

Diseño y construcción de un prototipo de destilador por compresión de vapor para purificar aguas de desecho de la planta de beneficio de Avidesa Macpollo S.A.

Juan Sebastián Vera Silva

Miguel Ángel Gómez Gordillo

Trabajo de Grado para Optar el título de Ingeniero Mecánico

Director

Omar Armando Gélvez Arocha

Ingeniero Mecánico

Universidad Industrial de Santander
Facultad de Ingeniería Físico Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2018

DEDICATORIA

El autor Juan Sebastián Vera Silva dedica este logro a:

A mis padres por su apoyo incondicional durante toda mi vida.

A los profesores de mecánica quienes realmente se preocupan por la educación y brindan todos sus conocimientos sin esperar nada a cambio.

A mi compañera Tatiana por estar a mi lado en cada decisión.

A mis amigos quienes compartieron conmigo alegrías y tristezas, en especial a Marco Beltrán quien ya no está con nosotros.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Industrial de Santander por darnos la oportunidad de formarnos profesionalmente y permitirnos desarrollar las habilidades necesarias para convertirnos en personas integra. Por brindarnos el espacio y los recursos necesarios para el desarrollo de este proyecto de grado.

A la escuela de Ingeniería de mecánica y a la empresa Avidesa MacPollo S.A por brindarnos el apoyo necesario para la realización de este proyecto de grado.

Al profesor Omar Armando Gélvez Arocha por aceptar dirigir este proyecto, por la dedicación y el tiempo empleado para la culminación de este.

A los profesores de la escuela ingeniería mecánica por el tiempo dedicado a responder cada una de nuestras inquietudes para realizar de la mejor manera este proyecto.

A los ingenieros David Fuentes, Oscar Osma, Gabriel Salazar, Luis Lozada y en general a todos aquellos que colaboraron en la construcción del proyecto por parte de la empresa MacPollo S.A.

Contenido

	Pág.
Introducción.....	18
1. Objetivos.....	22
1.1. Objetivo General.....	22
1.2. Objetivos Específicos	22
2. Revisión de la literatura.....	24
2.1. Aguas Residuales.....	24
2.1.1. Definición.	24
2.1.2. Clasificación según su origen.	24
2.1.3. Parametrización de aguas residuales y aguas en general.....	25
2.1.4. Agua residual para tratar.....	27
2.2. Sistema de destilación por Compresión Mecánica de Vapor (CMV)	28
2.2.1. Definición CMV.	28
2.2.2. Partes del sistema CMV.	28
2.3. Configuraciones del sistema CMV según su evaporador-condensador	30
2.3.1. Evaporación interna VTE (circulación por termosifón).....	30
2.3.2. Evaporación interna VTE (película descendente).	31
2.3.3. Evaporación externa HTE (alimentación con aspersores).....	32
2.2.4. Evaporación interna HTE (evaporador inundado).....	33
3. Metodología del Diseño.....	35

3.1.	Selección del Sistema de destilación CMV	35
3.2.	Condiciones del sistema y modelado.....	37
3.2.1.	Temperatura del afluente T1.....	40
3.2.2.	Temperatura de evaporación Te.	41
3.2.3.	Flujo másico de agua a tratar mw.	41
3.3.	Modelamiento termodinámico del sistema CMV.....	41
4.	Diseño de detalle y Construcción	45
4.1.	Dimensionamiento y Construcción del Evaporador-Condensador	47
4.2.	Dimensionamiento y Construcción del Economizador	57
4.3.	Dimensionamiento y Construcción del Tanque de recirculación	63
4.4.	Ensamble del sistema.....	65
5.	Control del sistema	68
5.1.	Funcionamiento del sistema	68
5.1.1.	Encendido del sistema.	68
5.1.2.	Estado estable.	70
6.	Pruebas del sistema CMV y análisis de resultados.....	74
6.1.	Pruebas Preoperativas.....	74
6.1.1.	Prueba Hidrostática.....	74
6.1.2.	Pruebas del Soplador Fuji VFC80.	76
6.2.	Pruebas de funcionamiento del sistema.....	78
6.2.1.	Consumo Específico de Potencia SPC	82
6.2.2.	Área específica de transferencia de calor SHTA.....	85

6.3. Prueba de contaminantes	86
7. Costos	88
8. Conclusiones.....	93
9. Recomendaciones	96
10. Referencias	98

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1. Esquema de Sistema de destilación por compresión de vapor.....	23
Figura 2. Tipos de tanques de recirculación, a) vertical, b) horizontal	29
Figura 3. Alternativa 4, intercambiador vertical con circulación natural.....	31
Figura 4. Alternativa 3, intercambiador vertical de película descendente.....	32
Figura 5. Alternativa 1, intercambiador horizontal, circulación forzada.....	33
Figura 6. Alternativa 2, intercambiador horizontal, evaporador inundado.	34
Figura 7. Modelo cero dimensional del sistema de CMV.	38
Figura 8. Vista esquemática del sistema de destilación por compresión mecánica de vapor.....	39
Figura 9. Proceso termodinámico, diagrama T-s.....	40
Figura 10. Diagrama de flujo cálculo preliminar	42
Figura 11. Ensamblaje completo simulado en SOLIDWORKS.....	46
Figura 12. Ensamble completo del sistema de destilación mecánica de vapor en la planta de beneficio de Floridablanca.....	46
Figura 13. Tanque reutilizado para coraza de evaporador-condensador.	49
Figura 14. Bridas de tanque para intercambiador de coraza y tubos.	50
Figura 15. a) Tubos de 3/4" sch 10 cortados a medida, b) tubos montados en las placas portatubos.	51
Figura 16. Placa portatubos.	52
Figura 17. Bafle ensamblado al interior de la coraza.	53

Figura 18.Cabezal frontal con placa de separación para 2 pasos.	53
Figura 19. Empaques de silicona.....	54
Figura 20.Mirilla de nivel de condensado.	54
Figura 21. Estructura de soporte para el evaporador-condensador.....	55
Figura 22. Modelado CAD del evaporador-condensador, con descripción de entradas y salidas.	56
Figura 23. Evaporador-Condensador construido, en proceso de instalación en la planta.	56
Figura 24. Estados del economizador completamente definidos.....	57
Figura 25. Cambio de temperaturas en el intercambiador de contraflujo concéntrico.	58
Figura 26. Diagrama de variables y resistencias en el economizador	58
Figura 27. Arreglo de tubos concéntricos con acoples especiales T.	60
Figura 28. Conexiones T modificadas y unión de tramos con bridas.....	61
Figura 29.Modelo CAD del economizador de tubos concéntricos.....	62
Figura 30. Economizador construido, ya instalado en la planta de beneficio de Macpollo	62
Figura 31. Modelo CAD separador, con entradas y salidas indicadas.	64
Figura 32.Tanque de recirculación y estructura ya instalados.....	65
Figura 33. Ensamble completo del sistema en SolidWorks, planos en Apéndices H.	66
Figura 34.Aislamiento de fibra de vidrio usado en todo el sistema de destilación.	67
Figura 35. Ensamble completo del sistema CMV sin (A) y con aislamiento (B).	67
Figura 36. Válvulas de control del sistema.....	70
Figura 37. Elementos de control y potencia en gabinete	71
Figura 38. Pantalla Delta, multímetros Lovato y botón de emergencias en la puerta del gabinete de control.....	72

Figura 39. Control manual del vapor por medio de la válvula reguladora. Al ver subir el nivel por el desplazamiento que crea el vapor se cierra la válvula para cerrar el paso para disminuir el flujo de vapor hacia el evaporador..... 72

Figura 40. Elementos de control para la mantener el nivel del tanque de recirculación, por medio de sensores capacitivos y un PLC..... 73

Figura 41. Prueba hidrostática evaporador-condensador. 74

Figura 42. Prueba hidrostática economizador. 75

Figura 43. Corrección de las fugas identificadas..... 75

Figura 44. Toma de datos para caracterizar el soplador. 76

Figura 45. Curva característica del soplador, operando con aire (medida), y operando con vapor de agua (calculada mediante las leyes de la semejanza para equipos rotativos). 77

Figura 46. Comparación proceso de compresión isoentrópica vs compresión de generación de entropía 78

Figura 47. Transitorio del sistema a $DP = 2.7$ [psi]..... 80

Figura 48. Variación del consumo específico de potencia en función de la temperatura de evaporación, para diferentes rangos de DP 82

Figura 49. Punto de funcionamiento del soplador con respecto a las curvas de isoeficiencia. 83

Figura 50. Eficiencias en el compresor, principales pérdidas del equipo..... 84

Figura 51. Grafica de funcionamiento neto, junto con las pérdidas normales de un compresor centrífugo..... 84

Figura 52. Variación del área específica de transferencia de calor con respecto a la temperatura de evaporación a diferentes rangos de DP..... 85

Figura 53. En orden de izquierda a derecha: Efluente del sistema (destilado), Afluente (Salida GEM) y Lodos del sistema 87

Figura 54. Usos de la potencia eléctrica consumida por el compresor..... 89

Figura 55. Diagrama Sankey para la distribución de potencias en el sistema CMV 89

Figura 56. Porcentaje de calor recirculado y porcentaje calor aportado por el ΔP para compensar el calor de calentamiento, y las pérdidas de calor del sistema. 91

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1. Niveles de DQO, DBO5 y Cloruros antes y después de la prueba del prototipo de evaporador al vacío (Pedraza & Espinosa, 2014).....	19
Tabla 2. Clasificación de aguas residuales.	24
Tabla 3. Límites máximos para vertimientos puntuales en aguas superficiales de agua residual producto de industria ganadera de aves de corral según MADS, resolución 631 del 2015.	26
Tabla 4. Niveles de contaminantes en el agua a tratar (efluente del GEM), caracterizado por GyR ingeniería lmtda.....	27
Tabla 5. Alternativas sistemas de CMV de acuerdo con el tipo de intercambiador para el cambio de estado.	35
Tabla 6. Tabla de decisión de alternativa.	36
Tabla 7. Datos iniciales para el diseño del sistema de destilación CMV.	38
Tabla 8. Balances de energía evaporador-condensador y economizador.	43
Tabla 9. Condición del sistema con los datos establecidos (azul) y los puntos calculados (rojo).	44
Tabla 10. Procedimiento para el cálculo del área del evaporador-condensador.....	47
Tabla 11. Especificaciones generales intercambiador evaporador-condensador de coraza y tubos.....	51
Tabla 12. Procedimiento del cálculo de área del economizador	59

Tabla 13. Procedimiento de encendido del sistema..... 69

Tabla 14. Parámetros reales y simulados de rendimiento para el estado estacionario presentado con las áreas de transferencia de los intercambiadores construidos $A_c = 7.8 \text{ m}^2$, $A_{eco} = 0.99 \text{ m}^2$ 81

Tabla 15. Resultados de laboratorio DQO, DBO5 y Cloruros del destilado producido..... 86

Tabla 16. Costos del proyecto. 88

Tabla 17. Potencia eléctrica consumida por el compresor bajo las condiciones estacionarias presentadas en la sección de pruebas de funcionamiento. 90

Tabla 18. Comparación costos operacionales por consumo eléctrico del soplador a condiciones reales contra condiciones de máxima eficiencia del compresor..... 91

Tabla 19. Parámetros principales para un flujo de 3.15 kg/s 92

RESUMEN

- TÍTULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE DESTILADOR POR COMPRESIÓN DE VAPOR PARA PURIFICAR AGUAS DE DESECHO DE LA PLANTA DE BENEFICIO DE AVIDESA MACPOLLO S.A.*
- AUTORES:** JUAN SEBASTIÁN VERA SILVA, MIGUEL ANGEL GÓMEZ GORDILLO**
- PALABRAS CLAVES:** DESTILACIÓN, COMPRESION MECANICA DE VAPOR, AGUAS RESIDUALES, INDUSTRIA AVÍCOLA, DISEÑO, CONSTRUCCIÓN.

DESCRIPCIÓN:

En este trabajo se presenta el proceso de diseño, construcción y evaluación de un sistema de destilación por Compresión Mecánica de Vapor (CMV) para la principal compañía avícola de Colombia, Avidesa MacPollo SA. El principal objetivo de este destilador es reducir los Cloruros, la demanda química de oxígeno (DQO), la demanda biológica de oxígeno (DBO₅) y demás contaminantes del agua residual por debajo de los límites establecidos por el ministerio de ambiente y desarrollo sostenible en la resolución 0631. El sistema permite hervir el agua contaminada mediante la condensación del mismo vapor producido, pero a un nivel de temperatura superior producto de una compresión intermedia. El diseño se basó en balances de energía y análisis de transferencia de calor para determinar las áreas de los intercambiadores. Se compararon los resultados para una temperatura de ebullición de 97°C, el área específica de transferencia de calor SHTA (300 m²/kg/s), el consumo específico de potencia SPC (110kW/h) y la producción de destilado de 80L/h con los datos disponibles en la literatura, mostrando buena concordancia para la eficiencia del soplador usado.

* Trabajo de grado.

** Facultad de ingeniería Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Omar Gélvez, Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A VAPOR COMPRESSION DISTILLER PROTOTYPE FOR WASTEWATER TREATMENT IN THE AVIDESA MACPOLLO'S SLAUGHTERHOUSE*

AUTORES: JUAN SEBASTIÁN VERA SILVA, MIGUEL ANGEL GÓMEZ GORDILLO**

KEY WORDS: DISTILLATION, MECHANICAL VAPOR COMPRESSION, WASTEWATER, POULTRY INDUSTRY, DESIGN, CONSTRUCTION.

DESCRIPTION:

This work presents the design, construction and evaluation of a Mechanical Vapor Compression (MVC) distillation system for the main poultry company of Colombia, Avidesa Macpollo SA. The main goal of this distiller is to reduce the chlorides, Chemical Oxygen Demand (COD), Biological Oxygen Demand (BOD) and other contaminants of wastewater under the established by the Ministry of Environment and Sustainable Development. The MVC system evaporates the wastewater through the condensation of the same produced steam, but with a higher temperature thanks to a mechanical compression. The process of design was based on an overall energy balance and a heat transfer analysis, which result in the heat exchanger areas. The results were compared for a boiling temperature of 97°C, the Specific Heat Transfer Area (300m²/kg/s), the Specific Power Consumption (110kW/m³) and the distillate production of 80L/h again the data from the literature, showing a good agreement for the inefficiencies of the blower used.

* Bachelor Thesis.

** Facultad de ingeniería Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Omar Gélvez, Ingeniero Mecánico.

Introducción

Hoy en día el déficit de agua potable es uno de los principales problemas que enfrenta la humanidad. Según la UNESCO (2017), se prevé para el año 2030 un déficit de 40% en un escenario climático en el que todo sigue igual, esta fatídica visión se hace palpable al observar que el tratamiento de aguas residuales de origen antropógeno, solo llega al 20% en países del primer mundo y menos del 10% en países como el nuestro (UNESCO, 2017).

En Colombia el ente gubernamental encargado de velar por el bienestar del medio ambiente, el Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible (MADS), ha definido normas que limitan los niveles máximos de contaminantes biológicos, físicos y químico. Estos límites varían dependiendo el lugar donde se vierte (alcantarillado o cuerpos de agua) y el proceso en que se utiliza el líquido (ganadería, industria, hogares, etc). Sin embargo, en gran parte de la industria la norma no es cumplida o se cumple parcialmente.

Se divisa entonces la necesidad inaplazable de buscar soluciones que puedan ser aplicadas ampliamente para tratar las aguas residuales de la industria colombiana. En este esfuerzo podemos encontrar una gran variedad de formas de tratamiento químico de aguas residuales, pero casi todos incapaces de lograr la remoción de sales y químicos disueltos de forma efectiva. Es aquí donde la destilación sobresale como alternativa capaz de remover cualquier contaminante, como lo muestra la Tabla 1 que compara algunos de los datos del tratamiento por medio de un sistema de destilación con evaporación al vacío, desarrollado por estudiantes de la UIS para el tratamiento de aguas residuales de la industria (Pedraza & Espinosa, 2014), con los límites máximos de la norma colombiana (Res. N° 0631 art. 9, 2015).

Tabla 1. Niveles de DQO, DBO5 y Cloruros antes y después de la prueba del prototipo de evaporador al vacío (Pedraza & Espinosa, 2014).

Niveles	Resultados empresa avícola	Resultados luego de la destilación	Máximo según Res. 0631 alcantarillado	Porcentaje de reducción
DQO (mgO ₂ /L)	1808	226	975	87.5%
DBO ₅ (mgO ₂ /L)	1508	131	450	91.3%
Cloruros (mgCl/L)	378	2	375	99.5%

A pesar de que los datos de la anterior tabla muestran que la destilación es un excelente método para remover todo tipo de contaminante, hace falta contrastar estos resultados con el consumo energético de estos sistemas evaporativos. Los cuales, suelen ser muy elevados debido al alto costo energético que implica el cambio de estado. Con esto en mente, se ideó hace más de 38 años (Lucas & Tabourier, 1985), el sistema de destilación por compresión mecánica de vapor, el cual reutiliza la energía del vapor al condensarse para seguir evaporando liquido de entrada, por medio de la compresión de dicho vapor y lograr un incremento de su temperatura. Tal sistema suele utilizarse para la desalinización de agua marina, pero también puede aplicarse a cualquier tipo de agua con contaminantes disueltos.

Lucas y Tabourier (1985) describieron las ventajas de la compresión mecánica de vapor aplicada a un desalinizador de agua marina para la planta nuclear de Flamanville, Francia, frente a la compresión térmica y el multistage flashing, en términos de compactibilidad, consumo de energía y el costo de inversión inicial.

Tres años más tarde Darwish(1988) realizó el análisis térmico de un sistema de desalinización CMV y enfatizó el efecto de la temperatura de evaporación en el trabajo específico consumido, reduciéndolo a medida que se trabaja a mayor temperatura. Este conocimiento es fundamental para el correcto diseño de un destilador CMV.

Al-Juwayhel, El Dessouky y Ettouney (1997) analizaron los sistemas de desalinización con evaporación de simple efecto, con cuatro métodos diferentes para la compresión de vapor: Absorción, adsorción, compresión térmica y compresión mecánica. También se recalcó la necesidad imperiosa de un precalentador para poder garantizar la autonomía en el caso de compresión mecánica.

Aybar (2002) estudió el sistema de desalinización por compresión mecánica de vapor, por medio del análisis termodinámico y de transferencia de calor para finalmente comparar los resultados con parámetros de la industria. Ettouney (2006) presentó 3 años más tarde el diseño de un sistema de compresión mecánica de vapor comparando los principales factores de eficiencia y dando una medida de los rangos normales de operación para dichos equipos.

En tiempos recientes, Jamil y Zubair (2017) realizaron estudios en los sistemas de desalinización por CMV, basándose en un análisis termo-económico para un sistema operativo con y sin recirculación de la salmuera. Posteriormente, Jamil y Zubair (2018) investigaron el efecto del arreglo del flujo de alimentación y el número de evaporadores en sistemas multietapas, número que permite reducir significativamente la energía específica consumida.

El presente trabajo muestra el diseño, construcción y evaluación de un prototipo de sistema de destilación por compresión mecánica de vapor para Macpollo S.A. en la planta de beneficio de Floridablanca, Santander, con el fin de analizar la viabilidad de un sistema a mayor escala para el tratamiento de las aguas residuales en cada planta de la empresa y promover la investigación en

el campo de la tecnología de tratamientos de agua en la región. A partir de este proyecto se concluyó que la destilación por compresión mecánica de vapor es altamente efectiva en la remoción de casi la totalidad de los contaminantes disueltos y que es posible realizar una máquina para la escala requerida, siempre y cuando se cuente con el compresor adecuado para dicha labor.

Este trabajo se divide en 9 partes principales: en las secciones de la 1 y 2 se describen los objetivos y el marco teórico requerido, en la sección 3 y 4 se muestra el proceso de diseño del sistema a partir del modelado térmico y la construcción de este, en la sección 5 se detalla el control y la alimentación utilizada para mantener el sistema en funcionamiento y de la 6 a la 7 se ilustran las pruebas realizadas y su análisis con el fin de concluir su factibilidad en términos de costos. Finalmente, en la sección 8 y 9 se dan sugerencias para el mejoramiento del prototipo y se realizan las conclusiones en base a los resultados obtenidos. Los apéndices se incluyen al final del documento.

1. Objetivos

1.1. Objetivo General

Contribuir a la misión de la escuela de ingeniería mecánica en la investigación de tecnología que permita reducir el problema de contaminación de las fuentes hídricas, generada por el vertimiento del agua de desecho producto de los procesos de la planta de beneficio de Mac Pollo S.A., mediante el diseño y construcción de un prototipo de sistema de destilación por compresión de vapor.

1.2. Objetivos Específicos

- Diseñar y construir un prototipo de sistema de destilación por compresión de vapor para la planta de Mac Pollo S.A. ubicada en Floridablanca, Santander, para un flujo de agua contaminada de 40 [L/hora] en el afluente, que resulta de los procesos de beneficio del pollo, constituido por:
 - Fuente de calor inicial.
 - Compresor para flujo de vapor de 40 [L/hora]
 - Sistema de intercambio de calor que permita evaporar el agua contaminada mediante la condensación del mismo vapor producido, pero a un nivel de temperatura superior producto de una compresión intermedia. (evaporador-condensador).
 - Intercambiador economizador para precalentar el agua de ingreso al evaporador.

- Bombas centrífugas, para el agua de alimentación, el flujo de destilado y el flujo de lodos o de recirculación
- Verificar la viabilidad de construcción del sistema propuesto a mayor escala para tratar un flujo de 3.15 [L/s] del caudal desecho de la planta de beneficio, a nivel del consumo energético del modelo en la compañía Mac Pollo.
- Incorporar sistema de control para el agua de ingreso al equipo.
- Realizar Manual de uso y mantenimiento del equipo.

El esquema del sistema se muestra a continuación:

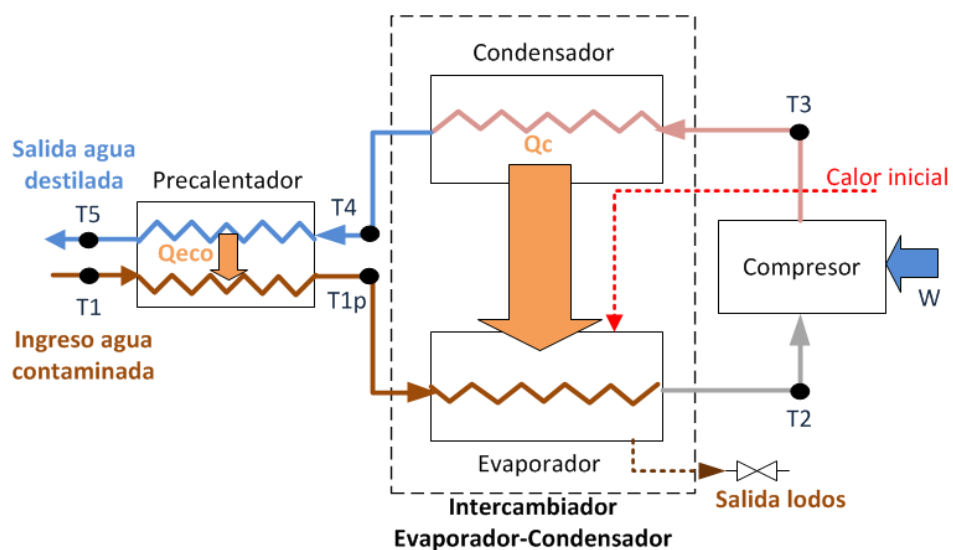


Figura 1. Esquema de Sistema de destilación por compresión de vapor.

2. Revisión de la literatura

2.1. Aguas Residuales

2.1.1. Definición.

Se considera agua residual al flujo de agua contaminada producto de actividades humanas que se llevan a cabo en hogares, industria, campos, actividades comerciales e institucionales.

2.1.2. Clasificación según su origen.

Tabla 2. Clasificación de aguas residuales.

Tipo de agua	Descripción	Contaminantes Dominantes
Domésticas	Se refiere al flujo vertido desde las zonas residenciales generado por actividades cotidianas de aseo y alimentación.	Tiene alto contenido de material orgánico, solidos suspendidos y químicos que se usan normalmente en la limpieza personal y del hogar.
Industriales	Son aguas generadas durante la producción y comercialización de productos para el consumo en masa.	Altos niveles de contaminantes biológicos y químicos. Para el caso de Colombia solo se trata una pequeña porción del agua producida.
Agroindustriales	Se trata de los efluentes con alto contenido de pesticidas y otros químicos usados para el cultivo de productos agrícolas.	Altos niveles de químicos disueltos, tratamiento complejo. Suelen ser vertidos en fuentes hídricas.
Institucionales	Son los desechos de grandes instituciones tales como hospitales, universidades y colegios.	Al igual que los domésticos presentan solidos suspendidos y niveles considerables de contaminantes orgánicos y químicos.
Lluvias	Aguas de precipitaciones que barren las aceras y calles hacia los alcantarillados.	Contaminantes de todo tipo y altos niveles de solidos suspendidos

2.1.3. Parametrización de aguas residuales y aguas en general.

Existe una gran variedad de contaminantes que pueden encontrarse en el agua, los cuales pueden tener un origen orgánico o inorgánico. Estos contaminantes deben tener una forma de medida que permita determinar la calidad del agua y el tratamiento necesario antes de ser depositadas en cuerpos hídricos. A continuación, se muestran los principales parámetros a tener en cuenta según su naturaleza.

2.1.3.1. Parámetro de temperatura.

Este parámetro es de vital importancia debido a la gran cantidad de procesos en la industria que tienen como resultado el desecho de agua a altas temperaturas, que constituyen un enorme riesgo para el equilibrio natural de los cuerpos de agua.

La norma colombiana es clara en este aspecto e indica que: para actividades industriales, comerciales o de servicio que realicen vertimientos puntuales de aguas residuales a un cuerpo de agua superficial o alcantarillado público, la temperatura no de dichos efluentes no puede exceder los 40°C (Res. N° 0631 art. 9, 2015).

2.1.3.2. Parámetro microbiológico.

Debido al gran contenido de material biológico en las aguas residuales, se espera que en ellas exista una gran variedad de microorganismos que puedan ser infecciosos. Estos contaminantes requieren de una escala que permita medir el contenido orgánico, para lo cual se utiliza la Demanda Biológica de Oxígeno (DBO₅) como parámetro que muestra el grado de contaminación biológica, a través el consumo de oxígeno por microorganismos.

2.1.3.3. *Parámetros fisicoquímicos:*

Las aguas residuales contienen contaminantes inorgánicos suspendidos y disueltos que necesitan de una medición adecuada. En esto, encontramos el parámetro de la Demanda Química de Oxígeno (DQO), que además de medir la concentración orgánica en el agua como lo hace el DBO₅, mide también la presencia de sustancias oxidables como los sulfuros o yoduros. Encontramos de igual manera en este tipo de parámetros los niveles de metales, hidrocarburos, compuestos de nitrógeno y fosforo, iones y otros indicadores como el pH.

Cabe resaltar que en nuestro país, todos estos parámetros tienen diferentes valores máximos dependiendo del origen de las aguas residuales, ya sea de ganadería, minería, producción de fármacos, actividades relacionadas con la salud, entre otros. Para el caso que nos compete, la ganadería de aves de corral y el beneficio tienen los siguientes valores máximos:

Tabla 3. Límites máximos para vertimientos puntuales en aguas superficiales de agua residual producto de industria ganadera de aves de corral según MADS, resolución 631 del 2015.

Parámetro	Unidades	Beneficio de aves de corral
pH	Und. pH	6 a 9
Demanda Química de Oxígeno (DQO)	mg O ₂ /L	650
Demanda Bioquímica de Oxígeno(DBO ₅)	mg O ₂ /L	300
Solidos Suspendidos Totales (SST)	mg/L	100
Solidos Sedimentables (SSED)	mg/L	2
Grasas y aceites	mg/L	40
Cloruros (Cl)	mg/L	250
Sulfatos (SO ₄)	mg/L	250

Se debe aclarar que los parámetros mostrados en la anterior tabla son para vertimientos puntuales en cuerpos de aguas superficiales, si el vertimiento se realiza en alcantarillados el

artículo 16 de la misma resolución (Res. N° 0631 art. 9, 2015), indica que los valores anteriormente mostrados deben multiplicarse por un factor de 1,5 para hallar los máximos permisibles.

2.1.4. Agua residual para tratar.

El agua que se desea tratar es el agua residual de una planta de beneficio que ya ha sido tratada previamente para reducir la cantidad de solidos suspendidos y demás contaminantes, mediante de un tratamiento de mezclado de gas de energía (GEM). El cual consta de la inserción de aire comprimido junto con coagulantes al agua dentro de un tanque para la eliminación por una pala de los contaminantes que floten. Esto es vital puesto que el sistema CMV no funciona con altos niveles de sólidos, ya que estos disminuyen la transferencia de calor en el evaporador. Como resultado del GEM se obtienen la siguiente tabla de contaminantes:

Tabla 4. Niveles de contaminantes en el agua a tratar (efluente del GEM), caracterizado por GyR ingeniería lmtda.

Parámetro	Unidades	Efluente GEM
pH	Und. pH	6,2
Demanda Química de Oxígeno (DQO)	mg O ₂ /L	943
Demanda Bioquímica de Oxígeno(DBO ₅)	mg O ₂ /L	768
Solidos Suspendidos Totales (SST)	mg/L	36
Solidos Sedimentables (SSED)	mg/L	2
Grasas y aceites	mg/L	12.5
Cloruros (Cl)	mg/L	521
Sulfatos (SO ₄)	mg/L	25.2

Al comparar la Tabla 3 con la Tabla 4 nos podemos dar cuenta que los parámetros actualmente incumplidos por la empresa Macpollo S.A. son los niveles de cloruros, el DQO y el DBO₅, por lo tanto, son los parámetros críticos que debe reducir la destilación.

2.2. Sistema de destilación por Compresión Mecánica de Vapor (CMV)

2.2.1. Definición CMV.

El sistema de destilación por compresión mecánica de vapor, se basa en la recuperación de calor de condensación del destilado como fuente de calor para evaporar la entrada. Para conseguirlo, la temperatura del vapor generado en la evaporación se incrementa comprimiéndolo mecánicamente. Al ingresar el vapor comprimido al condensador, se consigue un doble efecto, ya que, al entrar en contacto con el mismo evaporador, logra calentar el líquido a evaporar y condensarse en el proceso, ahorrando el uso de refrigerantes (Concordchem Envitech, 2013).

2.2.2. Partes del sistema CMV.

Las principales unidades que tienen un sistema CMV son las siguientes.

- Unidad de evaporación-condensación: Es el Intercambiador de calor donde se lleva a cabo la destilación, transmitiendo el calor latente que resulta de la condensación del vapor sobrecalentado por el compresor, al agua a evaporar, usualmente se utiliza un intercambiador de calor de coraza y tubos para este fin.
- Unidad de recirculación (separador): En esta unidad se separa el vapor de las gotas arrastradas y se controla la formación de espumas. Los tanque de recirculación, pueden ser

verticales u horizontales y su tamaño depende del flujo de vapor y del volumen de líquido requerido para el sistema de evaporación (Jekel, Reindl, & Fisher, 2001).

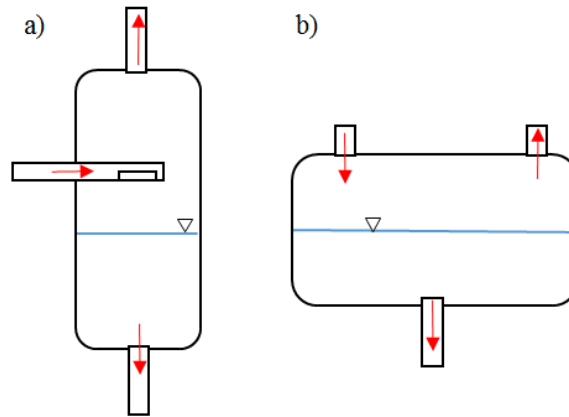


Figura 2. Tipos de tanques de recirculación, a) vertical, b) horizontal

- Unidad de compresión de vapor: Es el encargado de generar el gradiente de temperatura para que exista la transferencia de calor entre el vapor a condensar y el agua a evaporar, supliendo las pérdidas energéticas del sistema y dando el calor requerido para que el agua de ingreso sea evaporada.
- Unidad de recuperación energética (economizador): Tiene como función recuperar parte del calor sensible del agua destilada que sale de la unidad de evaporación-condensación para precalentar el agua de alimentación, además en algunas versiones, se puede encontrar otro intercambiador de calor para aprovechar el calor sensible del flujo de salida del agua saturada de concentrados (lodos).
- Bombas: El sistema generalmente consta de bombas para el ingreso de agua contaminada, la salida de destilada y la recirculación de agua entre el tanque de separación y el intercambiador principal, aunque en algunos tipos se omite la de salida y la de recirculación.

2.3. Configuraciones del sistema CMV según su evaporador-condensador

La principal unidad de un sistema de destilación por compresión mecánica de vapor es el evaporador-condensador, y dependiendo de su configuración, variaran las demás partes que componen el sistema. Por esta razón, se toma como criterio fundamental para dar las posibles configuraciones que existen de dicho sistema, a pesar de que pueda haber variaciones en subsistemas como la implementación de un precalentador con agua de lodos. Se puede realizar una primera clasificación de sistemas CMV de dos grupos:

- Intercambiador principal de tubos verticales (VTE)
- Intercambiador principal de tubos horizontales (HTE)

Cabe mencionar que los HTE poseen una gran ventaja sobre los VTE, ya que poseen coeficientes de transferencia de calor más altos debido a la simultánea evaporación y condensación sobre la superficie de transferencia de calor (Darwish, 1988). Para ambos grupos existen configuraciones que dependen de en cuál lado se realiza la evaporación y en cual la condensación, como se detalla a continuación:

2.3.1. Evaporación interna VTE (circulación por termosifón).

En este sistema, se cuenta con un intercambiador de coraza y tubos verticales, donde la evaporación del agua de alimentación se da en el interior de los tubos, similar a un sistema de evaporación inundado. En la figura 3 se muestra el esquema de esta alternativa.

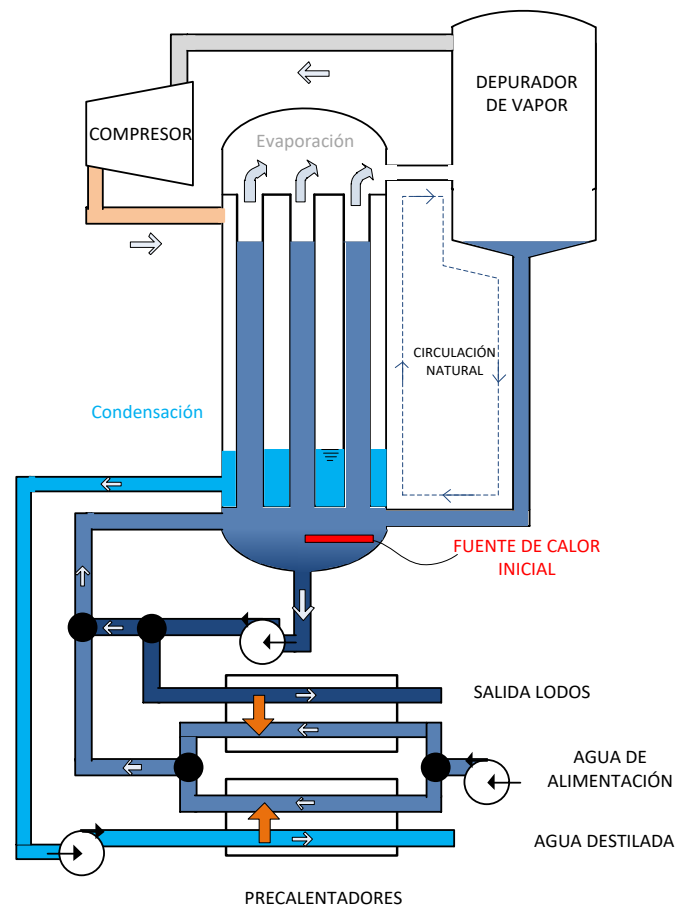


Figura 3. Alternativa 4, intercambiador vertical con circulación natural.

2.3.2. Evaporación interna VTE (película descendente).

Consiste en hacer pasar el flujo de agua a evaporar por el interior de los tubos verticales mediante una bomba de recirculación, que también cumple la función de dar salida a los lodos (PRAB, 2018). A continuación, se muestra la figura esquemática de la evaporación interna VTE.

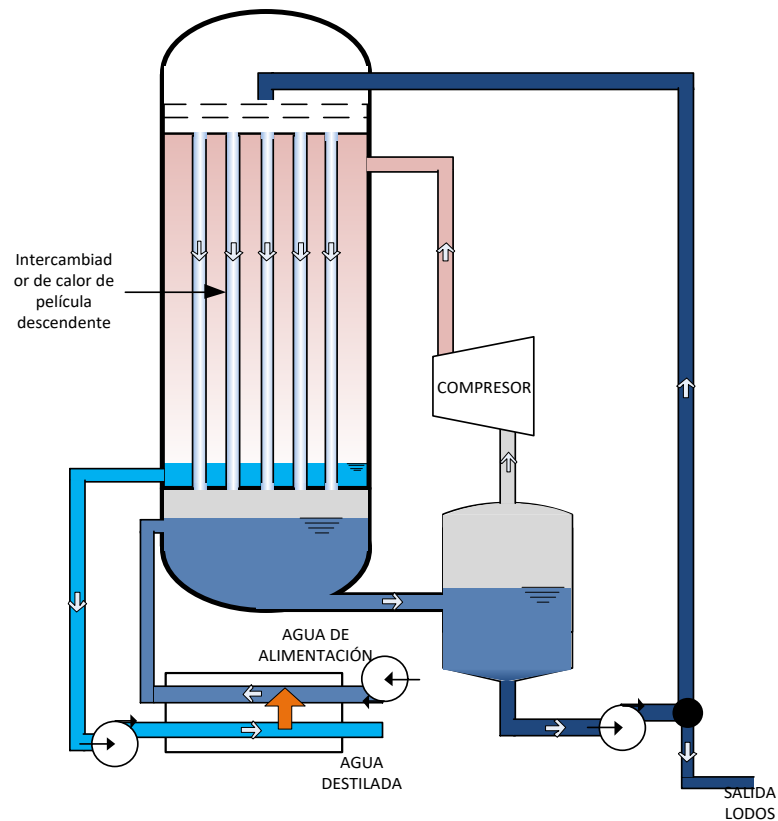


Figura 4. Alternativa 3, intercambiador vertical de película descendente.

2.3.3. Evaporación externa HTE (alimentación con aspersores).

En esta configuración el agua de alimentación ya precalentada pasa a través de un sistema de bombeo que la dispersa sobre tubos para ser evaporada. Por estos tubos circula el mismo vapor generado luego de aumentarse su temperatura por medio de la compresión. En este sistema, es necesario que la superficie de los tubos por donde fluye el agua caliente que se está condensando se mantenga siempre húmeda por el agua a evaporar, ya que las áreas secas pueden provocar pérdida en la capacidad.

Esta alternativa, es la única que no requiere un recipiente de separación de líquido, ya que el mismo casco del evaporador-condensador cumple dicha función. El esquema se muestra en la figura 5.

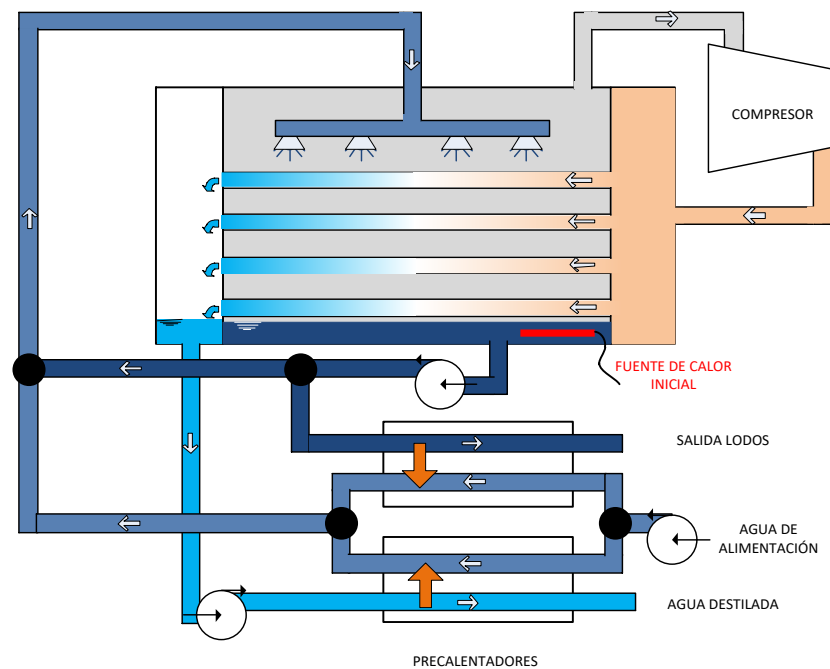


Figura 5. Alternativa 1, intercambiador horizontal, circulación forzada.

2.2.4. Evaporación interna HTE (evaporador inundado).

A diferencia del arreglo anterior, este intercambiador mantiene el agua residual por dentro de los tubos y conduce el vapor alrededor de estos, condensado el destilado en la parte externa (PRAB, 2018). La vista esquemática se muestra en la figura 6.

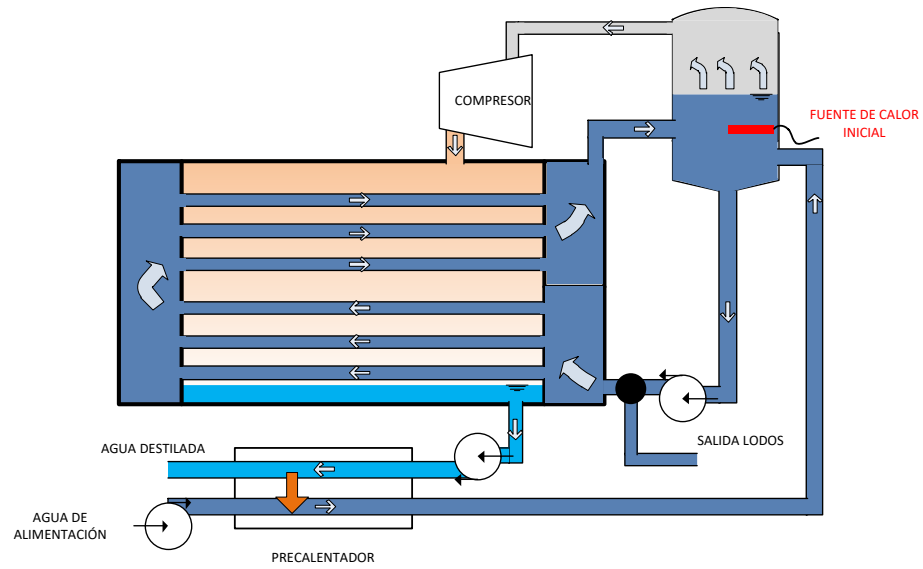


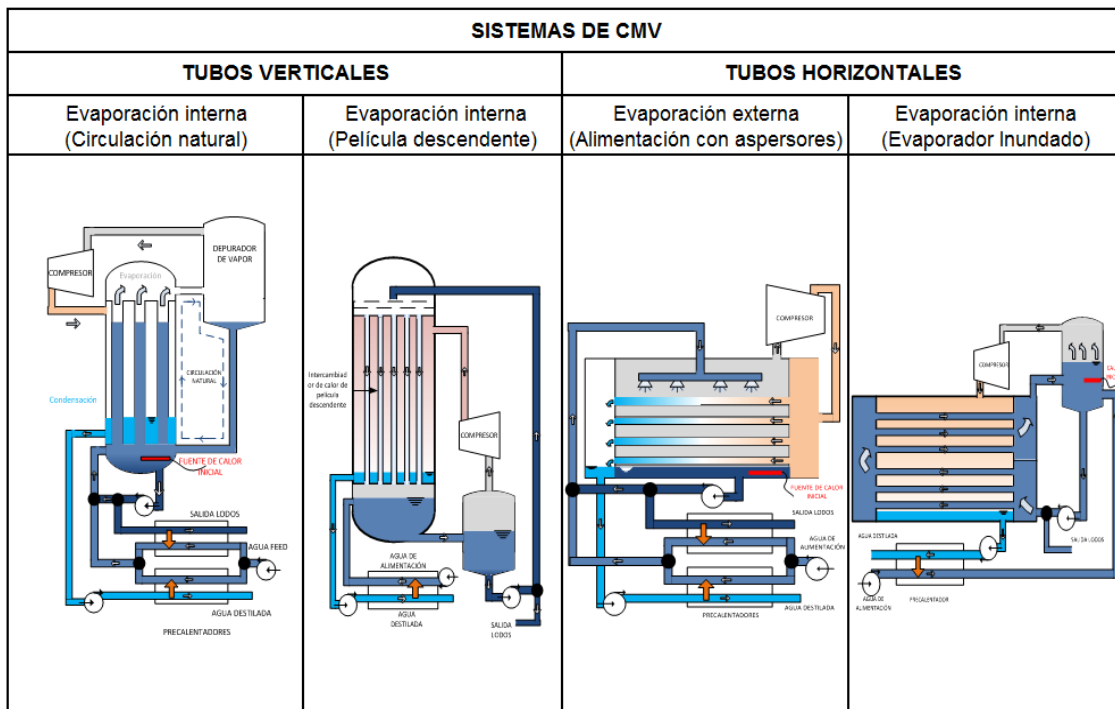
Figura 6. Alternativa 2, intercambiador horizontal, evaporador inundado.

3. Metodología del Diseño

3.1. Selección del Sistema de destilación CMV

El diseño de un sistema de destilación por compresión mecánica inicia por la selección de la configuración entre las 4 propuestas más comunes mostrados en la tabla 5, basándose en criterios como el costo de construcción, espacio ocupado y facilidad de diseño, ensamble y mantenimiento.

Tabla 5. Alternativas sistemas de CMV de acuerdo con el tipo de intercambiador para el cambio de estado.



Para esta selección se realiza una tabla de calificación cuantitativa de 1 a 5 con los criterios anteriormente mencionados, tal y como se muestra en la tabla 6.

Tabla 6. Tabla de decisión de alternativa.

Característica	SISTEMAS DE CMV			
	TUBOS VERTICALES		TUBOS HORIZONTALES	
	Evaporación interna (Circulación natural)	Evaporación interna (Película descendente)	Evaporación externa (Alimentación con aspersores)	Evaporación interna (Evaporador inundado)
Costo construcción	4	2	2	5
Facilidad de diseño	3	3	1	5
Facilidad de ensamble	1	2	3	3
Facilidad de mantenimiento	3	3	1	5
Espacio	4	5	4	2
Total	15	15	11	20

Finalmente, se concluye que la mejor opción para el sistema CMV es la de tubos horizontales con evaporación interna, ya que posee el menor costo de construcción y la mayor facilidad de diseño y mantenimiento.

3.2. Condiciones del sistema y modelado

Para los cálculos de termodinámica y de transferencia de calor se hicieron las siguientes suposiciones respecto al sistema CMV, con el fin de simplificar los cálculos.

- Cálculos para estado estable.
- Análisis termodinámico cero dimensional.
- Se desprecia el efecto del ascenso ebulloscópico (las propiedades se toman para agua pura).
- Fuente de calor inicial: Vapor de la planta.
- Compresión isoentrópica, puesto que se parte de un equipo ideal para luego agregar ineficiencias.
- Se desprecian los siguientes efectos:
 - Pérdidas de calor con el exterior en todo el sistema de CMV, puesto que el sistema se aísla en su mayoría.
 - Efecto de las pérdidas de presión en la transferencia de calor, ya que este análisis se sale de nuestro alcance.
 - Efecto de gases no condensables en la transferencia de calor, se asume que son extraídos por el venteo del sistema.
 - Trabajo realizado por las bombas hidráulicas, debido a que es muy pequeño en comparación al realizado por el compresor.

Se tienen como datos de iniciales, la temperatura de entrada del agua contaminada (T_1), la temperatura de evaporación del sistema (T_e) y el flujo requerido a tratar (\dot{m}_w).

Tabla 7. Datos iniciales para el diseño del sistema de destilación CMV.

Datos	Valores
$T1$	25 °C
$T2 = T_e$	97 °C
\dot{m}_w	40 [kg/h]
ΔP	1.8 [psi]

La figura 7 muestra el modelo cero dimensional del sistema CMV.

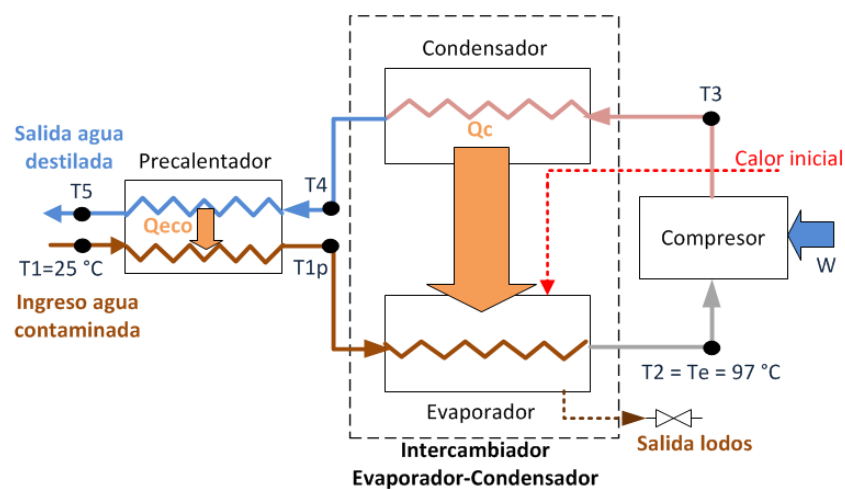


Figura 7. Modelo cero dimensional del sistema de CMV.

En la figura 8 se muestra el esquema detallado del sistema de destilación.

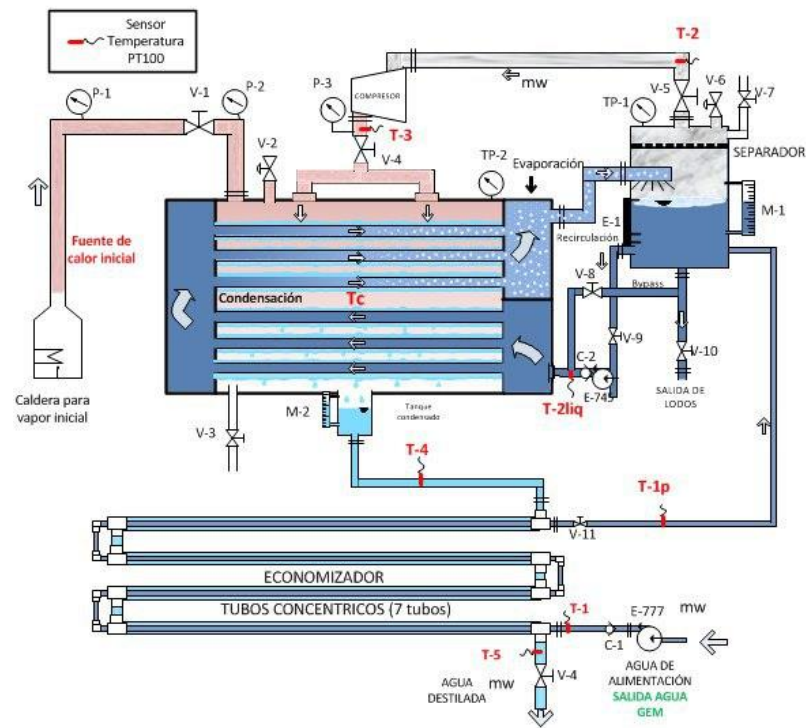


Figura 8. Vista esquemática del sistema de destilación por compresión mecánica de vapor

Cabe destacar que para el diseño se debe tener en cuenta que el estado crítico del sistema es el de la temperatura T_{1p} , un valor muy alto de la temperatura de precalentamiento del agua necesitará de un compresor más pequeño lo que implicará que tanto el precalentador como el evaporador-condensador sean más grandes. La figura 9 muestra el proceso de destilación en la gráfica de temperatura contra entropía (T-S).

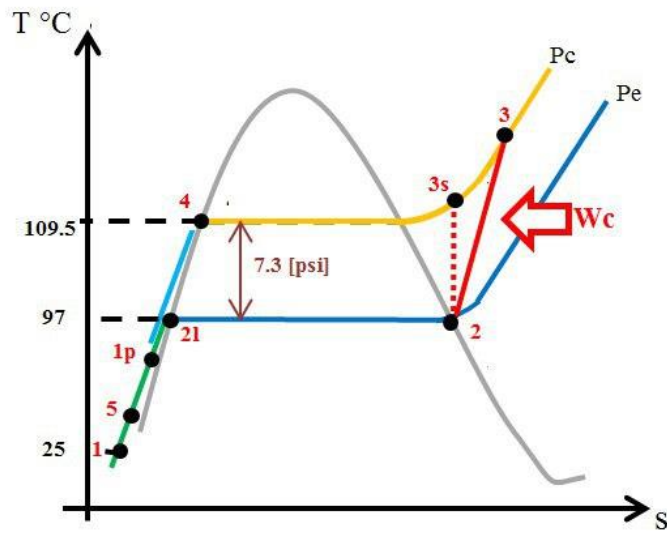


Figura 9. Proceso termodinámico, diagrama T-s

ESTADOS:

- 1 = Entrada del agua de desecho al economizador
- 1p = Entrada del agua de desecho precalentada al evaporador
- 2 = Entrada del vapor saturado al compresor
- 3 = Salida del vapor sobrecalentado del compresor
- 4 = Salida del destilado del condensador
- 5 = Salida del agua destilada a baja temperatura"

3.2.1. Temperatura del afluente T1.

El agua a tratar es el efluente de la PTAR (Planta de Tratamiento de Aguas Residuales) de la planta de Beneficio de Avidesa Mac Pollo S.A .En la caracterización realizada al agua mencionada por SIAMA LTDA se obtiene la temperatura del agua mínima de T1 de 25 [°C].

3.2.2. Temperatura de evaporación T_e .

Se decide analizar la evaporación del sistema a la presión atmosférica de Bucaramanga de 90945 [Pa] (Puerto, 2011) y se evita evaporar en condición de vacío para disminuir el ingreso de aire al sistema. Además, evaporar a elevadas temperaturas disminuye el tamaño del evaporador y el del compresor, por otra parte, el incremento de la T_e incrementa la formación de incrustaciones (Darwish, 1988).

3.2.3. Flujo másico de agua a tratar m_w .

Flujo acordado con la empresa de 40[kg/h].

3.3. Modelamiento termodinámico del sistema CMV

Se conoce la temperatura $T_2 = T_e = 97^\circ\text{C}$, el flujo másico $m_w = [40\text{kg/h}]$ y la temperatura del agua de ingreso $T_1 = 25^\circ\text{C}$, para definir completamente el sistema hace falta de una variable, lo adecuado sería mediante una función objetivo que minimice los costos de cada subsistema (economizador, evaporador-condensador, compresor) en función de la diferencia de temperaturas entre la condensación y la compresión, se encuentra que conforme aumenta esa diferencia mayor es el tamaño y consumo de compresor a utilizar, pero se reduce el área necesaria de ambos intercambiadores. Se asume también una eficiencia de compresión normal de 0,8 respecto a la isentrópica.

Como no se cuenta con datos fiables para realizar la minimización de costo, se parte de un dato de compresión $\Delta P = 7 [psi]$, de un equipo del catálogo de Atlas Copco que se encuentra en

el apéndice. En la figura 10 es presentado el diagrama de flujo, donde se identifica el proceso de cálculo con el dato inicial dado de compresión o sí se tuviera la función de costos.

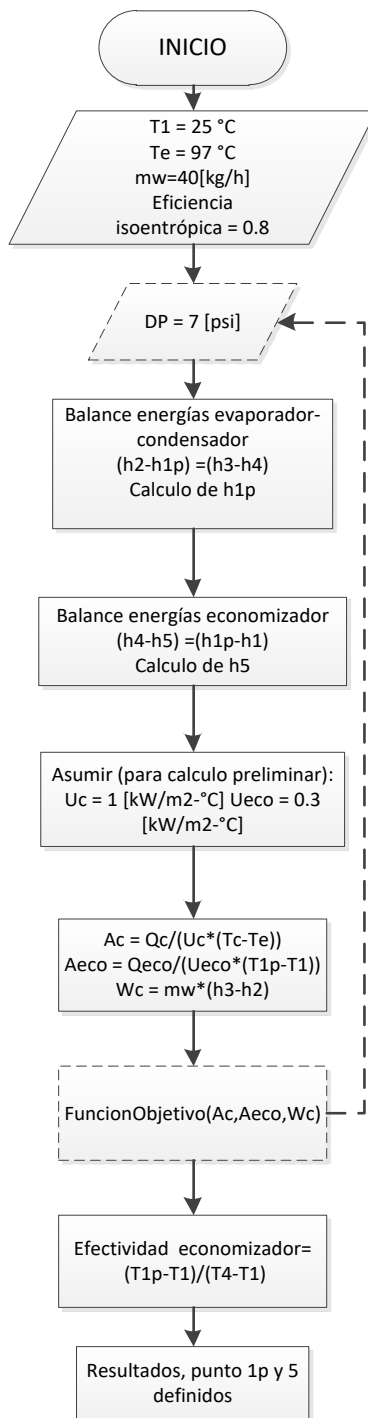


Figura 10. Diagrama de flujo cálculo preliminar

Se asume que el flujo entrante al sistema es igual al flujo de salida, ya que el flujo de lodos se retira de manera periódica cuando la concentración del líquido es muy alta (se requiere un estudio posterior de la concentración óptima para evitar incrustaciones).

Tabla 8. Balances de energía evaporador-condensador y economizador.

Descripción	Esquemas - balances	Ecuación-análisis	Del cálculo se halla
Balance primera ley de la termodinámica evaporador-condensador		$h_3 - h_4 = h_2 - h_{1p}$	$T_{1p} = 86.7 \text{ °C}$
Balance primera ley para el economizador		$h_{1p} - h_1 = h_4 - h_5$	$T_5 = 47.6 \text{ °C}$

Se verifica que la efectividad del economizador se encuentre en el rango recomendado por (A. Cengel & J. Ghajar, 2011), la cual se define mediante:

$$\varepsilon_{eco} = \frac{T_{1p} - T_1}{T_4 - T_1} \quad \varepsilon_{eco} = 0.73$$

A continuación, en la tabla 9 se muestran los puntos establecidos.

Tabla 9. Condición del sistema con los datos establecidos (azul) y los puntos calculados (rojo).

$\Delta P = 1.8[\text{psi}]$, $\eta_{iso} = 0.8$, $m_w=40[\text{kg/h}]$		
Estado	Temperatura °C	Calidad x
1	25	0
1p	94	0
2	97	1
3	111.3	Pc=1.8 [psi]
4	100.6	0
5	31.59	0

4. Diseño de detalle y Construcción

Ahora que está definido el sistema termodinámico, comienza el dimensionamiento detallado de los equipos. A partir de los resultados de calores obtenidos y diferencias de temperatura, con las condiciones iniciales planteadas (m_w , T_e , T_1) se realiza el dimensionamiento y selección de cada subsistema requerido por el destilador CMV, se resalta que el material utilizado en todo el sistema es acero inoxidable AISI 304. Se puede observar la ubicación de todo el conjunto, en la simulación del prototipo realizada en SOLIDWORK en las figuras 11 y 12.

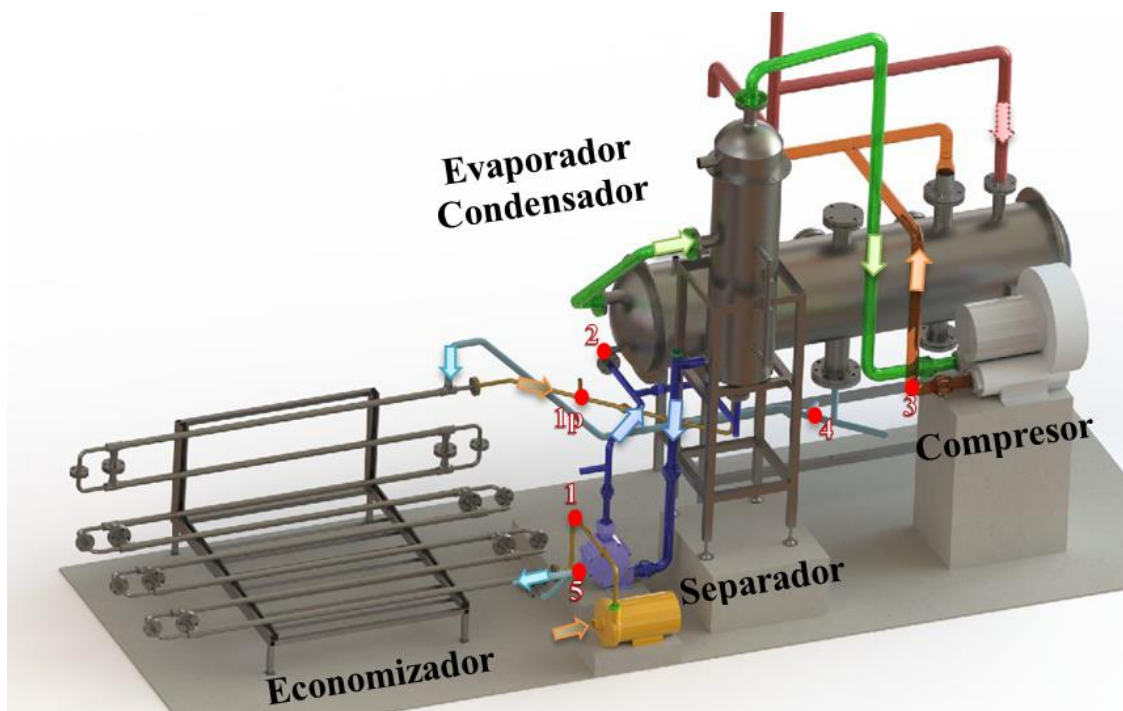


Figura 11. Ensamblaje completo simulado en SOLIDWORKS



Figura 12. Ensamble completo del sistema de destilación mecánica de vapor en la planta de beneficio de Floridablanca.

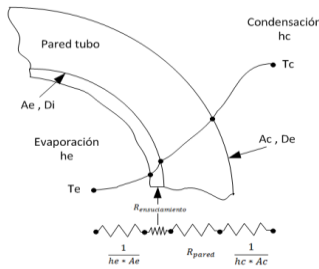
4.1. Dimensionamiento y Construcción del Evaporador-Condensador

Para el intercambiador de calor con ambos flujos en cambio de estado, se diseña del tipo de coraza y tubos para el flujo de destilado $m_w = 40$ [kg/h], (flujo en vapor a P_e de 74.06 [m³/h]). El agua sucia por evaporar va por el lado de los tubos y el vapor a condensar por el lado del casco, decisión tomada debido a la facilidad de mantenimiento del equipo.

A partir de los datos conocidos mediante el análisis termodinámico, recalculando para la presión de 1.8 [psi] (el cambio de presión se explica en la sección 6.1.2), se dispone a determinar el área de transferencia de calor requerida, así como el diámetro, longitud y número de tubos totales del intercambiador. En la tabla 10 se muestra el procedimiento para el cálculo de área del evaporador-condensador.

Tabla 10. Procedimiento para el cálculo del área del evaporador-condensador

Procedimiento	Esquema-Descripción	Ecuación/dato	Se calcula
Datos conocidos	Hallados previamente de la termodinámica.	$Q_c = 25,64$ [kW] ; $T_e = 97^\circ\text{C}$, $T_c = 100,6^\circ\text{C}$	
Diámetro tubería De	Acero inoxidable con el menor espesor disponible en el mercado local, y se toma el valor alrededor de la recomendación dada por R.A.Smith (Schlunder, 1983, pág. 1077), teniendo en cuenta que es agua sucia la que pasa por los tubos.	Estándar 3/4" cédula 10 $De = 26,7$ [mm] $Di = 22,45$ [mm]	
Dimensiones coraza disponible, se calcula la máxima presión que puede soportar	$D_s = 48,8$ [cm] $espesor_s = 3$ [mm]	A partir de la sección octava de la ASME para recipientes a presión se verifica que el espesor del casco (Shell) sea adecuado para la presión de diseño	
	$L_s = 2$ [m]	La tubería viene en tramos de 5.8 [m], se ajusta al shell	$L_{tubo} = 1,93$ [m]

<p>Calculo de LMTD</p>	<p>Se puede demostrar que el LMTD corresponde a la diferencia de temperaturas entre la condensación y la evaporación (Yunus A. Cengel, 2011, p.644).</p>	$LMTD_c = T_c - T_e$	$LMTD_c = 12.15^\circ C$
<p>Condensación en banco de tubos</p>	<p>Se toma la expuesta por Kern (Kern, 1999 p.316)</p>	$hc * \left(\frac{\mu_{lc}^2}{k_{lc}^3 * \rho_{lc}^2 * g} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,51$ $* \left(\frac{4 * G''}{\mu_{lc}} \right)^{\frac{1}{3}}$	<p>hc = 24385 W/m2-C</p>
<p>Ebullición interna</p>	<p>Interna se toma la correlación dada por Gungor (Gungor & Winterton, 1986).</p>	$h_e = E * h_l + S * h_{pool}$	<p>he=4730 W/m2-C</p>
<p>Resistencia térmica total</p>	 <p>Se suman cada una de las resistencias producidas por la convección interna, la externa, la conducción adentro del material y resistencia el ensuciamiento</p>	$R_{total} =$ $\frac{1}{hc * Ac} + \frac{\ln \left(\frac{De}{Di} \right)}{2 * \pi * k_t * L_{eff} * NTT} + \dots$ $+ R_{ensuciamiento}$ $+ \frac{1}{he * Ae}$	
<p>Coefficiente global</p>	<p>Se plantea la ecuación del coeficiente global de transferencia con dos incógnitas, el área y el U</p>	$\frac{1}{Uc * Ac} = R_{total}$	
<p>Área de transferencia de calor</p>	<p>Se relaciona el área del condensador con el número de tubos a partir de una longitud planteada de 1,93 m</p>	$Ac = \pi * De * L_{eff} * NTT$	
<p>Expresión análoga a la ley de enfriamiento de newton</p>	<p>Con la ecuación para el calor a partir del método de la LMTD en intercambiador con cambio de estado, y las ultimas 3 ecuaciones, se calcula Ac, NTT, Uc.</p>	$Qc = Uc * Ac * LMTD_c$	<p>Ac=5.32 m2 , NTT =33, Uc =1.34 W/m2-C</p>

Con las ecuaciones presentadas en esta sección y definiendo el diámetro D_e y la longitud del tubo L_{tubo} , se puede calcular el NTT necesario para suplir el área de transferencia por medio del sistema de ecuaciones 4x4 mostrado en la tabla 10.

- Diámetro de tubería D_e : Estándar de acero inoxidable de $\frac{3}{4}$ " cédula 10 (el menor espesor disponible en el mercado local), y se toman el valor alrededor de la recomendación dada por R.A.Smith (Schlunder, 1983, pag. 1077) , teniendo en cuenta que es agua sucia la que pasa por los tubos.
- Longitud de tubería L_{tubo} : Debido a que en la planta se encontró una coraza disponible, se ajusta la longitud de los tubos a la longitud de la coraza. Figura 13.



Figura 13. Tanque reutilizado para coraza de evaporador-condensador.

El tanque cuenta con dos bridas laterales, así que se toma el tipo de intercambiador de coraza y tubos de clase C tipo BXM de tubos fijos con cabezales desmontables y de 2 pasos, esto último para aumentar la velocidad en los tubos, además por comodidad y facilidad de construcción debido a que la entrada y la salida de lado de los tubos del intercambiador van conectados al separador. Las bridas se pueden ver en la figura 14.



Figura 14. Bridas de tanque para intercambiador de coraza y tubos.

Ahora se establece el arreglo y el paso entre tubos para encontrar el máximo número de tubos que se pueden colocar.

- Arreglo: Escogido a 45° para facilitar la construcción, mantener un mayor espaciamiento y hacer que el vapor choque directamente con los tubos.
- Paso entre tubos: La TEMA recomienda mínimo $1.25 \cdot D_e$ (TEMA (Tubular Exchanger Manufactures Association), 2007), pero se toma de $2 \cdot D_e$ ya que los tubos van a ser soldados a las placas portatubos y no expandidos (decisión que se toma por facilidad en construcción ya que en la industria local no posee las herramientas).

Mediante la geometría se encuentra que caben 15 tubos más, así que se dispone a ubicar un total de 48 tubos. En la figura 15 se observan los tubos y el montaje en la placa portatubos.

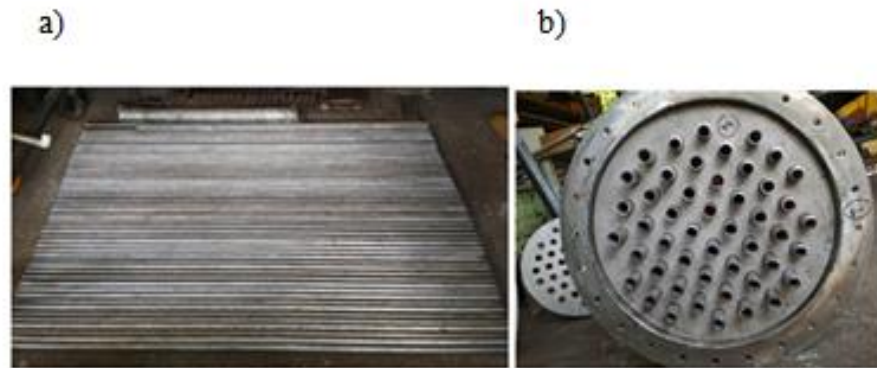


Figura 15. a) Tubos de 3/4" sch 10 cortados a medida, b) tubos montados en las placas portatubos.

Hasta el momento se tienen las especificaciones que se encuentran en la tabla 11.

Tabla 11. Especificaciones generales intercambiador evaporador-condensador de coraza y tubos.

Evaporador-Condensador	
D_s [mm]	488
D_{tubo}	3/4" SCH10
L_{tubo} [m]	1.93
$Paso_{tubos}$ [mm]	52
Arreglo	45°
NTT	48
Ac [m ²]	7.8
NPT	2

Se procede a establecer las partes faltantes del intercambiador:

- **Placa porta tubos:** Con el arreglo, el NTT y el diámetro de la coraza definidos, solo falta especificar el espesor de la placa y la holgura recomendada de los agujeros, para el espesor de la placa la TEMA recomienda un mínimo de espesor de $3/4 \cdot D_{tubo}$ para tubos de diámetro externo igual o menores a 1 [in] , eso da 2[cm]. Para la holgura, TEMA da el diámetro del

agujero según el diámetro de tubo utilizado, para nuestro caso, de 27 [mm](TEMA (Tubular Exchanger Manufactures Association), 2007).



Figura 16. Placa portatubos.

- **Baffle:** Ya que en la coraza hay condensación en la que todo el vapor que entra se condensa, la función del baffle es servir de soporte, Schudunler (1983) recomienda el espaciamiento máximo entre baffles Lb_{max}

$$Lb_{max} = (46 * De_{mm} + 436)$$

$$Lb_{max} = 1.66 \text{ [m]}$$

Dado que la longitud del tubo es 1.93 [m], se ve necesario ubicar un baffle en el centro de los tubos, se deja pasar todos los tubos por el baffle y solo se hace cortes en la parte superior e inferior para no obstaculizar el paso de condensado y del vapor, el diametro del agujero de la TEMA (2007) se halla que debe ser 0.4 [mm] por encima del diámetro externo del tubo.el espesor es de 1 [cm].

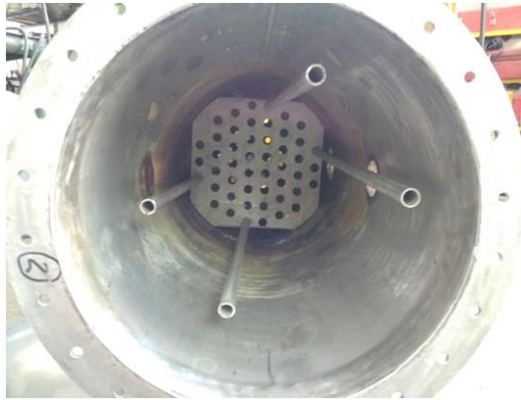


Figura 17. Bafle ensamblado al interior de la coraza.

- **Cabezal frontal y posterior:** Se adapta la entrada de agua sucia de 1" y la salida de vapor de 2" a una de las bridas de la coraza y se suelda la placa de separación con espesor recomendado de 9[mm] (TEMA (Tubular Exchanger Manufactures Association), 2007). Al cabezal posterior la única modificación que se hace es taponarle el agujero.



Figura 18. Cabezal frontal con placa de separación para 2 pasos.

Se realizan los empaques de las bridas en silicona translúcida de alta densidad para soportar la temperatura.



Figura 19. Empaques de silicona.



Figura 20. Mirilla de nivel de condensado.

- **Soporte intercambiador:** Se realizó el soporte que se puede apreciar en la figura 21, con tubo cuadrado disponible en acero inoxidable AISI 304 de 1" con espesor de 1/8"



Figura 21. Estructura de soporte para el evaporador-condensador.

- **Entradas y salidas de la coraza:** Se ubican dos entradas de 3" para el vapor en la parte superior en la mitad de las dos secciones que separa el bafle, con el fin de mejorar el contacto del vapor con el área de los tubos. Para labores de mantenimiento, se montan 6 conexiones adicionales con bridas ciegas, esto debido a que no se puede desarmar ya que las placas porta tubos van soldadas. Se incluye una conexión para el venteo y la conexión para la válvula de seguridad tarada a 30 [psi], ver figura 22. La salida de condensado se posiciona debajo del bafle con una tubería de 4" que luego se reduce a 1" y entre estas dos se instala el medidor de nivel de condensado (ver figura 20).

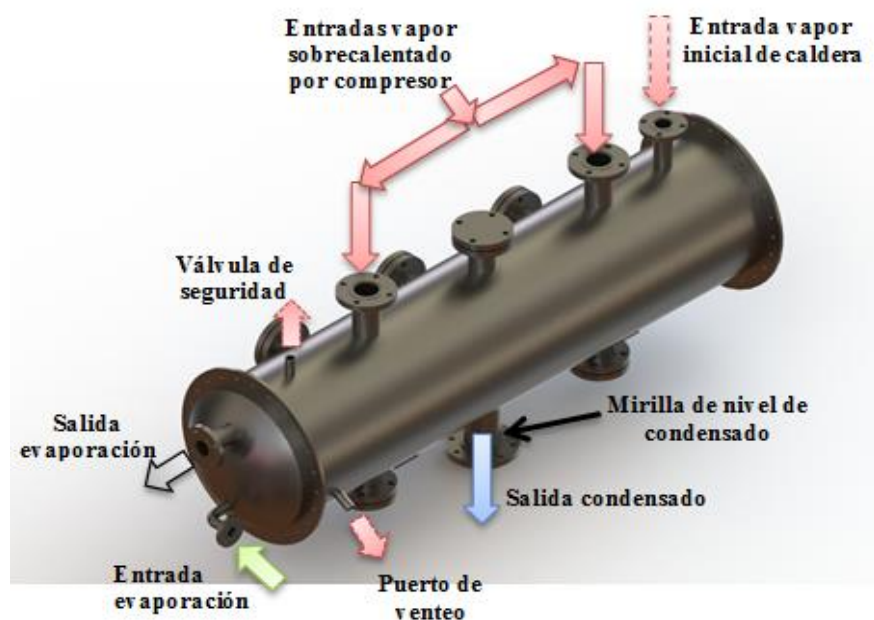


Figura 22. Modelado CAD del evaporador-condensador, con descripción de entradas y salidas.



Figura 23. Evaporador-Condensador construido, en proceso de instalación en la planta.

4.2. Dimensionamiento y Construcción del Economizador

El tipo de intercambiador escogido para aprovechar la energía remanente del destilado es el de tubos concéntricos, debido a los bajos flujos manejados y a su bajo costo de producción. El dimensionamiento del precalentador parte de los resultados del análisis termodinámico, mostrados en la tabla 9 de la sección 3.3, dando como resultado las temperaturas del intercambiador como se muestra en la siguiente figura 24.

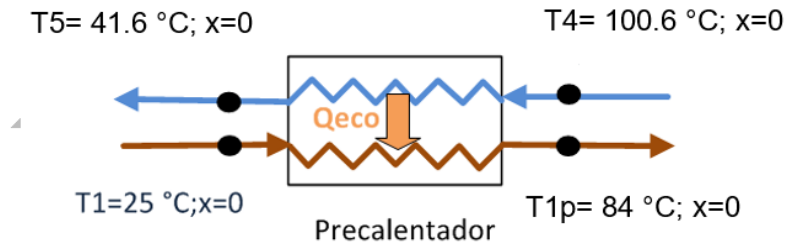


Figura 24. Estados del economizador completamente definidos.

La importancia de la temperatura T_{1p} es fundamental, como ya se dijo en secciones anteriores, ya que si esta no alcanza los 84°C no se podrá garantizar la autonomía del sistema. Por esta razón se calcula el economizador para alcanzar una temperatura 4 grados por encima de T_{1p} . De igual manera el flujo másico en los cálculos se toma de 40kg/h para mantener una producción conservativa.

$$T_{1p}^* = T_{1p} + 5^\circ\text{C} = 89^\circ\text{C}$$

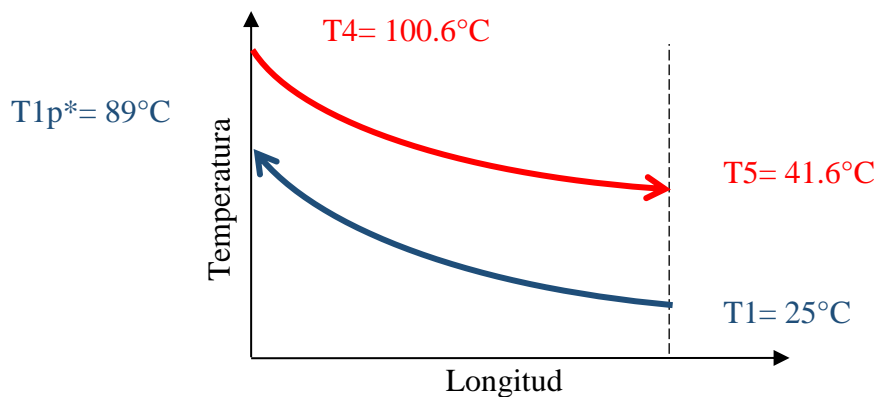


Figura 25. Cambio de temperaturas en el intercambiador de contraflujo concéntrico.

Posteriormente se hace el análisis de transferencia de calor para un intercambiador a contraflujo por medio del método de la diferencia media logarítmica (A. Cengel & J. Ghajar, 2011). El procedimiento se puede ver en la tabla 12.

Para realizar los cálculos se especifican las variables tal y como se muestra en la siguiente figura 26:

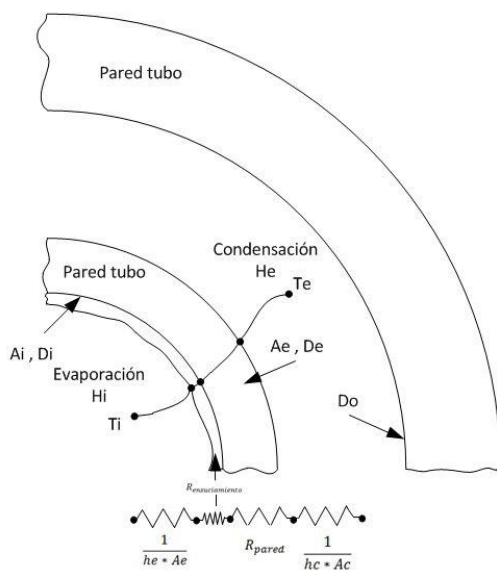


Figura 26. Diagrama de variables y resistencias en el economizador

Tabla 12. Procedimiento del cálculo de área del economizador

Procedimiento	Esquema-Descripción	Ecuación/dato/	Del cálculo se halla
Datos conocidos	Hallados previamente de la termodinámica.	$Q_{eco} = 2.97 \text{ kW}; T_1 = 25^\circ\text{C},$ $T_{1p} = 89^\circ\text{C}, T_4 = 100.6^\circ\text{C},$ $T_5 = 41.6^\circ\text{C}$	
Diámetro tubería De	Acero inoxidable con el menor espesor disponible en el mercado local, y se toman los valores de ½ y 1 pulgada, con el fin de mantener un flujo turbulento en todo el intercambiador concéntrico	$D_{int} = \frac{1}{2}'' \text{ nom}$ $D_{ext} = 1'' \text{ nom}$	Estándar 1/2'' sch 10 $D_e = 21.34[\text{mm}]$, $D_i = 17.12 [\text{mm}]$ Estandar 1'' sch10 $D_o = 27.86 \text{ mm}$
LMTD	Se halla la diferencia media logarítmica a partir de las temperaturas de entrada y salida	$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{LN\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$ $\Delta T_1 = T_5 - T_1; \Delta T_2 = T_4 - T_{1p}$	LMTD=11,57
Resistencia térmica total	Suma de las resistencias térmicas en el intercambiador de tubos concéntricos, como se ve en la figura 26.	$R_{total} = \frac{1}{H_c * A_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * \pi * k_t * L_{eff} * NTT}$ $+ R_{ens} + \frac{1}{H_e * A_e}$	Rtotal=0.003886 °C/W
Nussel Ditus Boelter	Relación experimental para el cálculo del número de Nusselt, con Reynolds superior a 2100 y Prandtl entre 0,7 a 120	$Nu = 0,024 * Re_i^{0,8} * Pr_i^c$ $c = 0,4 \text{ Flujo calentandose}$ $c = 0,3 \text{ Flujo enfriandose}$	$Nu_i = 15.28$ $Nu_e = 21.23$
Numero de Nusselt interno y externo	Numero de Nusselt para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por convección interno y externo.	$Nu = \frac{H * L_d}{k_f}$	$H_e = 1260 \text{ W/m}^2\text{-C}$ $H_i = 578.8 \text{ W/m}^2\text{-C}$ $L_d = D_o - D_e = 10.7 \text{ mm}$

Coefficiente de transferencia global	Coefficiente global de transferencia en el economizador, en función del área y la resistencia total	$U_{eco} = \frac{1}{A_{eco} * R_{total}}$	Aeco= ?
Expresión análoga a la ley de enfriamiento de newton	Ecuación para el calor a partir del método de la LMTD en intercambiador con cambio de estado	$Q_{eco} = U_{eco} * A_{eco} * LMTD_{eco}$	Ueco=?

Después de los cálculos requeridos a partir del procedimiento mostrado anteriormente, (para más detalle ver en los Apéndice D), se determinan el Aeco de la ecuación de resistencias, lo cual da como resultado 0.877 m² de área de economizador, que corresponde a una longitud efectiva total de 13,09 m para un diámetro de tubo externo de una pulgada y un diámetro de tubo interno de media pulgada. Basados en estos resultados se comienza el diseño del economizador en tramos de tubos concéntricos con acoples especiales T y bridas que permitan la conexión a otros tramos. En la figura 27 se muestran dos tramos de los mencionados.

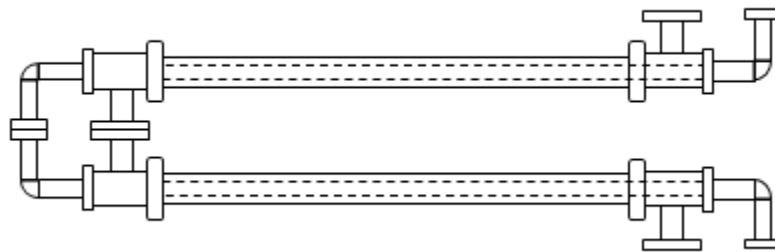


Figura 27. Arreglo de tubos concéntricos con acoples especiales T.

En cada uno de los tramos se establece el tubo interior de 1.9 m de largo, debido a su disponibilidad en el mercado. El tubo exterior se corta de 1.73 m para dejar lugar a las conexiones

T que soportan las bridas que unen cada tramo con el siguiente (Ver planos en Apéndice G). La longitud efectiva de transferencia para cada tramo corresponde entonces a la suma del tramo exterior de 1" y la conexión T que tiene 5 cm, dando como resultado 1.83m de longitud total efectiva. Por último, se obtiene con esta medida la cantidad total de tramos requeridos en el sistema:

$$N_{Tramo} = \frac{L_{Total}}{L_{Tramo}} = \frac{14}{1.83}$$

$$N_{Tramo} = 7.65$$

El número mínimo de tramos es de 8 y garantizar así la entrada de agua al sistema con la temperatura mínima requerida en el sistema de evaporador-condensador para su autosuficiencia.

Las conexiones T son soldadas a arandela con el fin de confinar el líquido que viaja por la cámara anular, como se muestra en la figura 28.



Figura 28. Conexiones T modificadas y unión de tramos con bridas.

Por último, para ubicar el precalentador se escoge una configuración con 3 tramos de los 8 de forma vertical y el resto horizontales debido al poco espacio disponible. La estructura mide 1.2 m de ancho, por 1.5m de largo y 55 cm de alto. Toda la base está hecha en perfil cuadrado de 1” en acero inoxidable, con rieles acoplados por medio de remaches para el ajuste del precalentador a la estructura, ver figura 29 y 30.

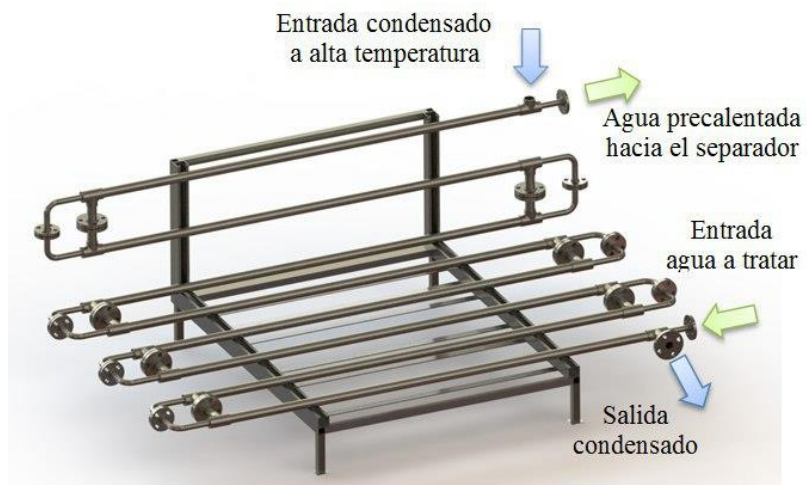


Figura 29. Modelo CAD del economizador de tubos concéntricos.



Figura 30. Economizador construido, ya instalado en la planta de beneficio de Macpollo

4.3. Dimensionamiento y Construcción del Tanque de recirculación

El tamaño de un tanque de recirculación depende de la cantidad de volumen requerido para acomodarse a las fluctuaciones de líquido en el evaporador y de la velocidad máxima de gas permitida para evitar que este arrastre gotas. El método usado para dimensionar el recipiente separador es el planteado en Gravity Separators Fundamentals and Design (Jekel et al., 2001), que se basa en un balance de fuerzas entre la gravedad y la fuerza de arrastre producida por la velocidad del vapor para determinar la velocidad terminal de las gotas, U_t , y con esta el mínimo diámetro permitido del separador, lo que resulta en la siguiente expresión para el diámetro mínimo.

$$D_s \geq \sqrt{\frac{4V}{\pi S U_t}}$$

En donde V es el flujo volumétrico del vapor y S es el factor de seguridad. La velocidad terminal de la gota, U_t , se calcula a partir de las propiedades del fluido y el diámetro de la gota. Con los cálculos descritos en el apéndice E, se obtiene que el diámetro mínimo del separador debe ser de 11 pulgadas, para lo cual se usa un tanque de 12.5 pulgadas que tiene disponible la empresa. Las demás medidas se hallan por medio de las ecuaciones del Handbook of refrigeration, tal y como se muestra en el apéndice E (ASHRAE, 2006).

El separador para el sistema CMV debe contar con 2 entradas y 3 salidas disponibles: La entrada de agua contaminada de ½” en la parte posterior, el retorno del evaporador con mezcla a un lado, la salida para la bomba de recirculación de 1½” en la parte baja lateral y la salida de lodos y bypass en la parte inferior del tanque. Además, debe haber dos niples de ½” para instalar un nivel de vidrio de 50cm en la parte frontal. El modelo en Solid Works para este recipiente se muestra en la figura 31, en donde puede observarse las salidas y entradas del sistema. (Para más

detalle Planos en Apéndice G). Después de tener los planos, se sueldan los niples de las entradas y salidas requeridas.

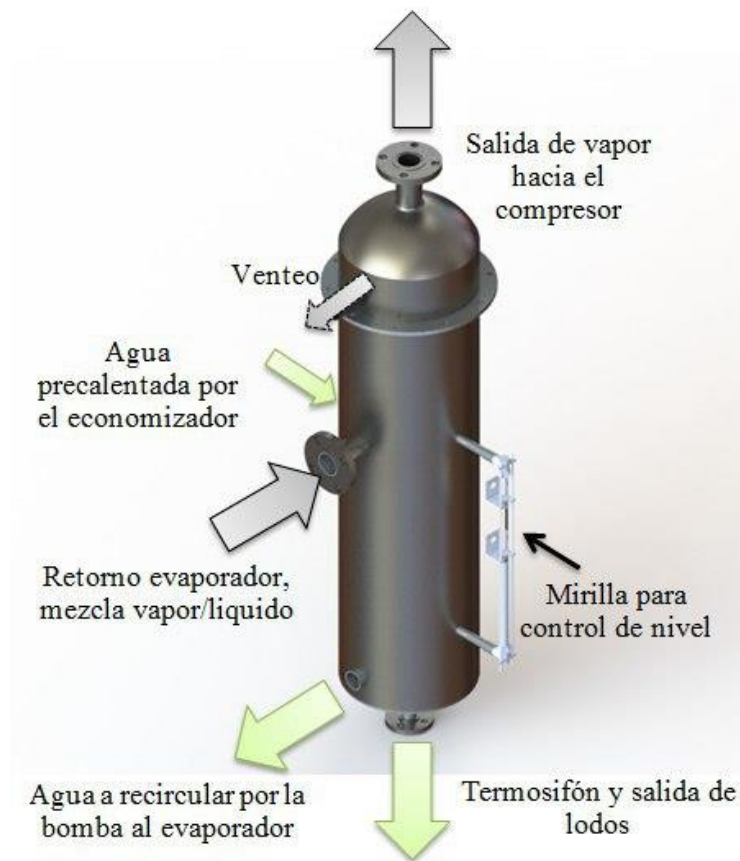


Figura 31. Modelo CAD separador, con entradas y salidas indicadas.

Para soportar este separador se utiliza una estructura en perfil cuadrado de 1" en acero inoxidable de 1.5 m de altura, siguiendo las recomendaciones de la norma (ASHRAE, 2006)) que describe un mínimo de nivel de agua 25cm por encima del evaporador. En la figura 32 se observa el separador ya montado en la planta de beneficio.



Figura 32. Tanque de recirculación y estructura ya instalados.

4.4. Ensamble del sistema

El sistema se ensambla en la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales (PTAR), en la planta de beneficio de Floradiblanca, junto al sistema de tratamiento por mezclado de gas de energía GEM. La ubicación del proyecto permite tomar vapor desde la línea principal que alimenta el GEM para brindar el calor necesario en el arranque del sistema.

Las uniones entre subsistemas se realizan con tubos de acero inoxidable 304 de cedula 40, a excepción de una manguera de 1 ½" utilizada para tomar agua contaminada con la bomba de alimentación hacia el sistema. A continuación, se hace una descripción de la selección realizada de las bombas y el montaje del aislamiento en todo el sistema.

- **Selección de las bombas:** La selección de las bombas, se realizó por medio de la comparación entre la curva de cada bomba y las curvas de pérdidas de cada uno de los recorridos para hallar el punto de funcionamiento con base en los datos de las bombas disponibles por la empresa (Turbi I5T y 15A-1.5TW). Los cálculos y las bombas seleccionadas pueden verse en el Apéndice I, EES selección de bombas.
- **Aislamiento del sistema:** Posterior al ensamble completo se realizó el aislamiento completo del sistema con el fin de evitar las pérdidas de calor con el ambiente y en consecuencia la pérdida de autonomía en el destilador.

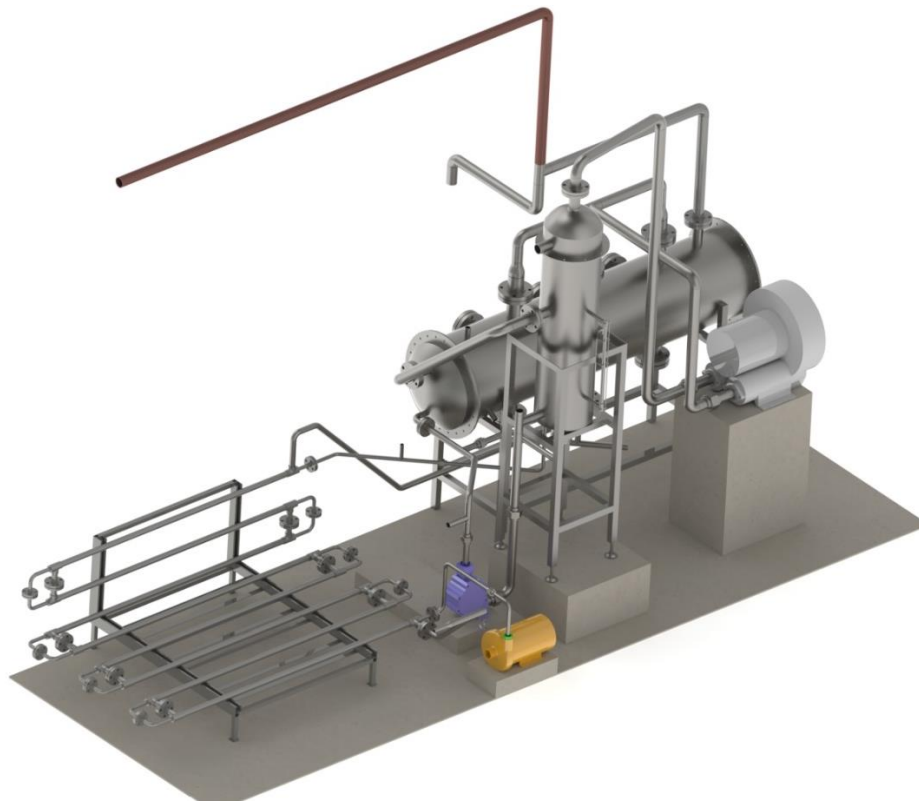


Figura 33. Ensamble completo del sistema en SolidWorks, planos en Apéndices H.

En las figuras 34 y 35 se muestra el montaje del aislamiento y el resultado final.



Figura 34. Aislamiento de fibra de vidrio usado en todo el sistema de destilación.



Figura 35. Ensamble completo del sistema CMV sin (A) y con aislamiento (B).

5. Control del sistema

El sistema CMV cuenta con tres equipos rotativos: una bomba de recirculación B1, una bomba alimentación B2 y un soplador. Cada equipo es operado desde un gabinete que contiene todos los elementos de control y desde el que se controlan en base a las lecturas de los sensores el funcionamiento del sistema, a su vez encargada de la recolección de datos y su descargar en tiempo real. A continuación, se describe el funcionamiento del control y luego se detalla cada uno de los dispositivos usados en este.

5.1. Funcionamiento del sistema

5.1.1. Encendido del sistema.

El procedimiento de encendido tiene como guía la tabla 13, la cual muestra el paso a paso para comenzar el sistema.

Tabla 13. Procedimiento de encendido del sistema

Pasos de encendido	Elemento
1. Verificar que las válvulas de alimentación, y la válvula de tanque de da bomba se hallen abiertas.	Válvulas 11, 12
2. Energizar el gabinete de control del sistema	Gabinete, Breakers
3. Iniciar la bomba de ingreso para llenar completamente los tubos del evaporador y llegar al nivel recomendado en el separador.	Pantalla Delta, Nivel de separador.
4. Verificar que la válvula de entrada a la bomba de recirculación está completamente abierta, la de bypass y las válvulas del evaporador cerradas.	Válvulas 9, 8
5. Encender la bomba de recirculación.	Pantalla Delta
6. Abrir la válvula de la línea de presión para comenzar a evaporar agua.	Válvula 1
7. Mantener la válvula de venteo del tanque de recirculación abierta hasta que se vea vapor salir de ahí, luego cerrarlo cuando hayan pasado 2 min.	Válvula 7
8. Encender el soplador apenas se cierre la válvula de venteo del tanque de recirculación y abrir las válvulas de 2" que entran y salen del equipo.	Pantalla Delta, Válvulas 5, 6 y 7
9. Apagar la bomba de recirculación desde el gabinete	Pantalla Delta
10. Tener precaución de no dejar presurizar el separador sobre 3 psi y el evaporador sobre 5 psi. Cuando el sistema alcance dichas presiones ventear el evaporador para dejar salir el aire atrapado.	Válvulas 1 y 2
11. Controlar el flujo de salida para mantener la temperatura de entrada al tanque de separación, por medio de la llave de destilado.	Válvula 4

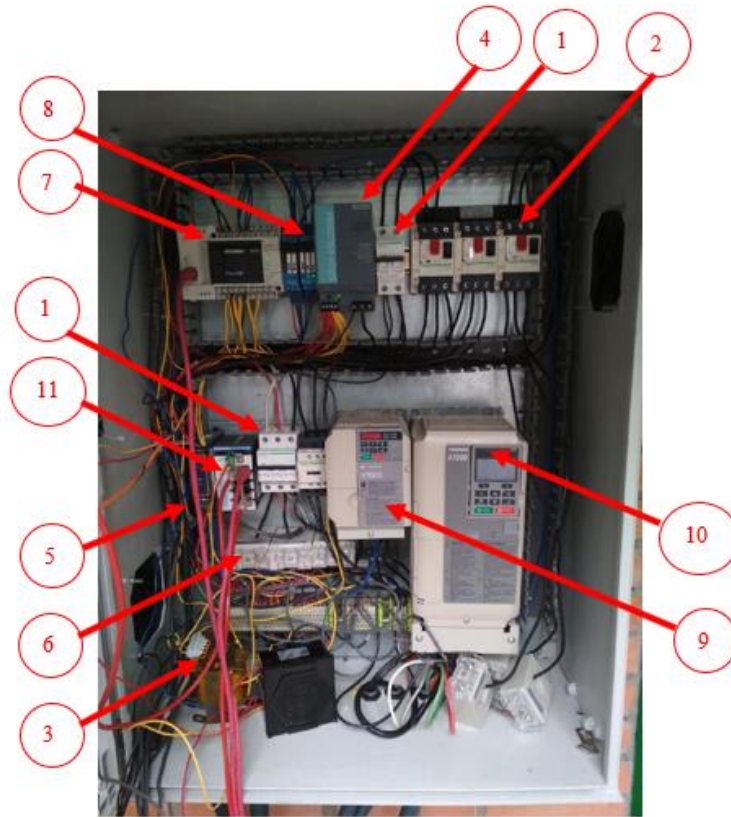


Figura 37. Elementos de control y potencia en gabinete

- | | |
|--|-----------------------------------|
| 1. Breakers Schneider 1 y 2 | 7. PLC Mitsubishi |
| 2. Guardamotores | 8. Reles de protección |
| 3. Transformador 440/220V | 9. Variador Yaskawa V1000 |
| 4. Fuente de 24V | 10. Variador Yaskawa A1000 |
| 5. Modulo para señales análogas | 11. Nodo de cables Red |
| 6. Transformadores de corriente | |

Además de estos elementos se cuenta con una pantalla de 7" Delta, con un par de multímetros marca Lovato y un botón de parada de emergencia ubicados en la puerta del gabinete, como se muestra en la foto a continuación.



Figura 38. Pantalla Delta, multímetros Lovato y botón de emergencias en la puerta del gabinete de control

Las demás partes del sistema se listan en el Anexo E, donde también se explican cada una de sus funciones y las condiciones que requieren para trabajar correctamente.

El sistema de control manejado puede ser descrito por dos diagramas de ciclo cerrado, uno para el control del nivel y el otro para mantener una presión determinada por medio de la actuación de la válvula de vapor (figuras 39 y 40).

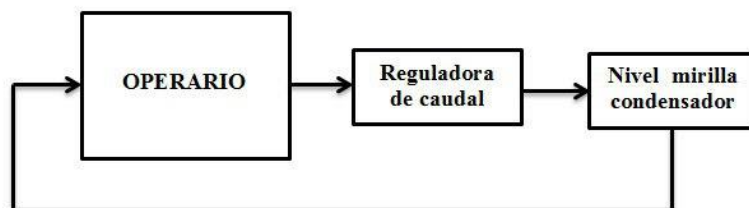


Figura 39. Control manual del vapor por medio de la válvula reguladora. Al ver subir el nivel por el desplazamiento que crea el vapor se cierra la válvula para cerrar el paso para disminuir el flujo de vapor hacia el evaporador.

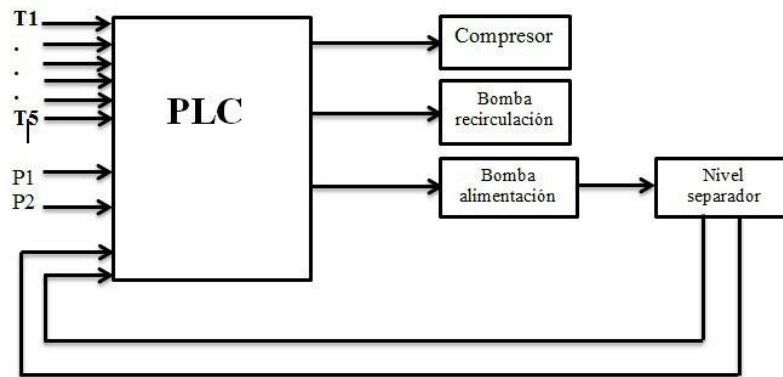


Figura 40. Elementos de control para la mantener el nivel del tanque de recirculación, por medio de sensores capacitivos y un PLC

6. Pruebas del sistema CMV y análisis de resultados

6.1. Pruebas Preoperativas

En esta sección se describen las pruebas realizadas previamente a la operación del sistema con el fin de verificar la hermeticidad del sistema y el rango de operación del soplador disponible en la empresa.

6.1.1. Prueba Hidrostática.

Se comprueban las posibles fugas de los intercambiadores de calor y del separador, llenándolos con agua proveniente de una bomba a 36 psi, aproximadamente 4 veces la máxima presión esperada en el sistema.

El intercambiador principal solo se prueba del lado del casco, como se ve en la figura 41, puesto que los tubos no pueden tener fugas al ser continuos entre las dos placas portatubos.



Figura 41. Prueba hidrostática evaporador-condensador.

El precalentador se somete a la prueba hidrostática en cada uno de los dos tubos, cerrando parcialmente los extremos opuestos para generar el aumento de presión (ver figura 42).



Figura 42. Prueba hidrostática economizador.

Luego de detectar las fugas de cada intercambiador se sueldan y comprueban nuevamente para asegurar el hermetismo cada parte del destilador. En la Figura 43 se muestra la reparación de las fugas detectadas.



Figura 43. Corrección de las fugas identificadas.

6.1.2. Pruebas del Soplador Fuji VFC80.

El soplador disponible se caracteriza con el fin de obtener la curva real de funcionamiento para aire. Esta caracterización se logra midiendo el flujo volumétrico y la presión lograda a la salida del soplador, con la ayuda de un anemómetro, un manómetro en la salida y una válvula para regular el flujo (figura 44).



Figura 44. Toma de datos para caracterizar el soplador.

A partir de la curva real en aire, se calcula la curva del soplador en vapor por medio de las leyes de semejanza para diferentes densidades:

$$P_v = P_a * \frac{\rho_v}{\rho_a}$$

$$Q_v = Q_a$$

$$\rho_a = 1,2 \left[\frac{kg}{m^3} \right] ; \rho_v = 0,54 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Donde ρ_v se calcula para vapor saturado con la temperatura de evaporación 97°C. El resultado de aplicar estas leyes de semejanza en la curva real del soplador en aire se puede observar en la figura 45.

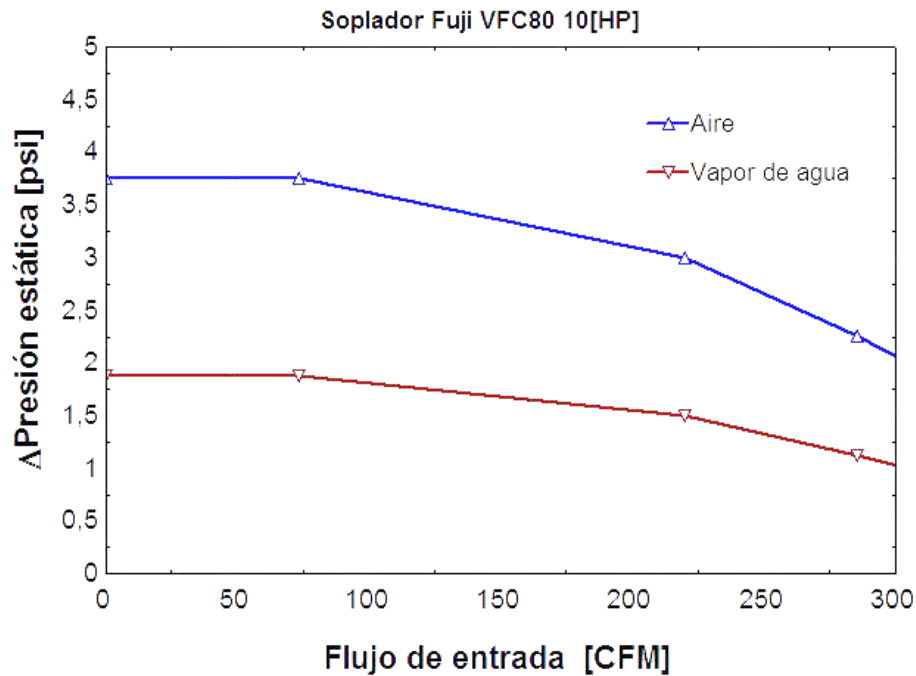


Figura 45. Curva característica del soplador, operando con aire (medida), y operando con vapor de agua (calculada mediante las leyes de la semejanza para equipos rotativos).

Ya que se va a operar con un ΔP mas bajo del requerido, para suplir el calor sensible faltante debida a esa compresión, se requiere de un sobrecalentamiento adicional es decir una compresión con generación de entropía durante el proceso de compresión. En la figura 46 se esquematizan ambas compresiones.

Se comprueba que en la práctica el soplador Fuji es capaz de generar el sobrecalentamiento adicional, lo cual compensa la incapacidad de alcanzar la presión de 7 [psi].

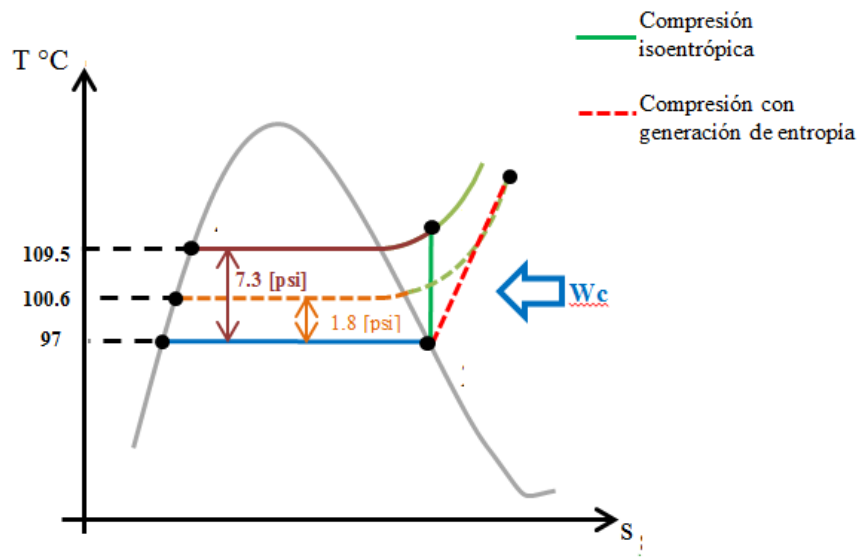


Figura 46. Comparación proceso de compresión isentrópica vs compresión de generación de entropía

Se comprueba que en la práctica el soplador Fuji es capaz de generar el sobrecalentamiento adicional, lo cual compensa la incapacidad de alcanzar la presión de 7 [psi].

6.2. Pruebas de funcionamiento del sistema.

Las pruebas consisten en la puesta en marcha del sistema en condiciones estacionarias, para comprobar las condiciones de cada punto y el consumo de potencia del sistema. Dos parámetros usualmente usados para definir el rendimiento del sistema son:

- Consumo específico de potencia SPC, la cual es la relación entre la potencia consumida por cada m³/h de agua.

$$SPC = \frac{Potencia_{total} \left[\frac{\text{kW} \cdot \text{h}}{\text{m}^3} \right]}{mw_{mch}}$$

- Área de transferencia de calor específica $SHTA$. Relaciona el área del evaporador-condensador por cada kg/s de flujo.

$$SHTA = \frac{A_c}{mw} \left[\frac{\text{m}^2}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right]$$

Adicionalmente se compara el flujo másico producido y se calcula el coeficiente global de transferencia de calor real de cada intercambiador $U_{c_{real}}$ y $U_{eco_{real}}$ y la efectividad real del economizador para diferentes valores de temperatura de evaporación entre 95 y 103 °C a ΔP distintos (1.8, 2.2 y 2.7 [psi]). Para las pruebas se consigue variar el ΔP del soplador aumentando la frecuencia del soplador con un variador.

Para iniciar el sistema, se emplea el vapor de la caldera con la que cuenta la planta, y se sigue el procedimiento indicado en el manual de usuario ver Apéndice 1.

Para la toma de datos, adicional al procedimiento del manual, se conecta el computador por Ethernet a la pantalla HMI con ayuda de un software desarrollado por los fabricantes de la pantalla. Se recolectan los datos de los sensores de temperatura, presión, de los multímetros digitales y del PLC. Los datos se registran en un archivo de Excel cada 5 segundos.

El dato de flujo másico se adquiere mediante la medición de la masa de condensado con ayuda de una báscula digital en un tiempo determinado escogido de 2 minutos. De las mediciones se tiene que la estabilidad más duradera ocurre bajo las siguientes condiciones:

$$\Delta P = 2.7 [psi]; T1 = 32 [C]; T_e = 100.2 [^{\circ}C]$$

En la figura 47 se observa que el transitorio del sistema dura alrededor de 92 minutos desde que se enciende el soplador, este tiempo es debido a que se están calentando todas las paredes del sistema. En vista de que el calor generado en la compresión durante ese tiempo se va parte al ambiente y parte en calentar la estructura del soplador, se aprecia que la temperatura de sobrecalentamiento T3 es muy cercana a la Tc. Luego de que la temperatura en las paredes del soplador se estabilizó, parte del calor generado se fue en un aumento de temperatura del soplador, lo cual se vio reflejado en el incremento de T3. Cabe resaltar que esto se logra al aislar la voluta del soplador.

Existen alrededor de 5 minutos adicionales para el transitorio que no se aprecian en la gráfica, y es el tiempo que le toma al sistema calentar el agua hasta la ebullición con el calor inicial de vapor de caldera.

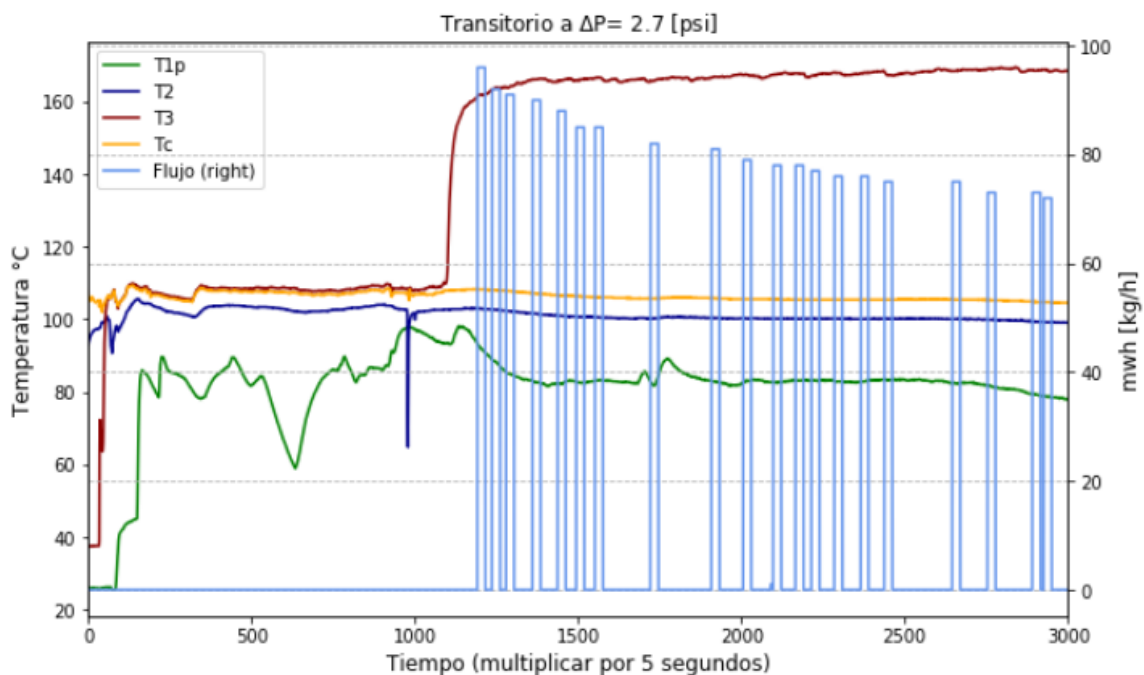


Figura 47. Transitorio del sistema a DP = 2.7 [psi].

Se calculan los parámetros mencionados para los estados teóricos modelados en la sección 3.3, y colocando el área de cada intercambiador como dato, el $\Delta P = 2.7$ [psi]. En la tabla 14 se comparan las mediciones con el cálculo para 2.7 psi idealmente.

Tabla 14. Parámetros reales y simulados de rendimiento para el estado estacionario presentado con las áreas de transferencia de los intercambiadores construidos $A_c = 7.8 \text{ m}^2$, $A_{eco} = 0.99 \text{ m}^2$.

Sistema	SPC $\left[\frac{kWh - s}{kg} \right]$	$SHAT$ $\left[\frac{m^2}{\frac{kg}{s}} \right]$	mw $\left[\frac{kg}{h} \right]$	T_{1p} °C
Ideal a $\Delta P = 2.7$ $\eta = 0.8$, $T_1 = 31.9$ °C, $T_e = 100.8$ °C	18	338	78	90
Real	110	351	76	83

La desviación más grande entre lo predicho y lo real es el consumo específico de potencia, debido a 4 razones:

- baja eficiencia del soplador, este resultado se detalla mejor en la siguiente sección.
- Temperatura de entrada agua precalentada T_{1p} ingresa a 83, ergo, requiere de mayor calor de calentamiento para llevarla al punto de ebullición, ese aporte de calor adicional lo da el soplador por el sobrecalentamiento.
- Pérdidas de calor del sistema al ambiente, se detalla en la siguiente sección.

- Potencia consumida por las bombas que no se tiene en cuenta en los cálculos teóricos y si en las mediciones finales.

6.2.1. Consumo Específico de Potencia SPC.

Este parámetro suele ser usado con frecuencia en el análisis de plantas de tratamiento de aguas residuales para tener una medida de la energía que consume el sistema en kWh, por cada metro cubico de agua tratado, como se puede ver en la expresión al inicio de esta sección.

Los resultados del SPC en las pruebas del sistema CMV se muestran en la Figura 48 contra la temperatura de ebullición, para 3 diferenciales de presión. Se puede observar que el SPC se reduce conforme aumenta T_e . De igual manera se observa que el hecho de trabajar con mayores diferencias de presión implica un aumento sustancial en el consumo específico de potencia.

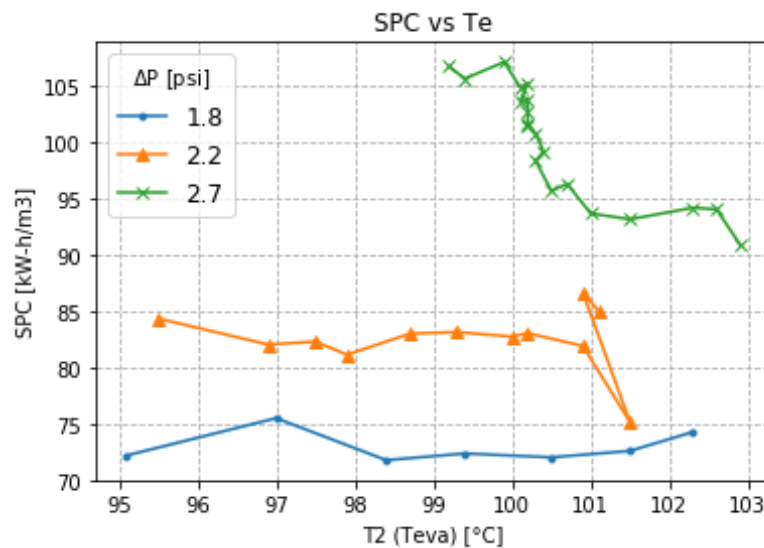


Figura 48. Variación del consumo específico de potencia en función de la temperatura de evaporación, para diferentes rangos de DP

En general estos resultados muestran una tendencia igual a las descritas en la literatura para el SPC. Sin embargo, existe una gran diferencia en las magnitudes del consumo específico de potencia, que se debe a la alta ineficiencia que presenta el soplador y las pérdidas de calor que posee por su propia construcción. Este hecho se evidencia al ubicar el punto de funcionamiento (C) en la curva del soplador y compararlo con las líneas de isoeficiencia que rodean el punto de máxima eficiencia, muy a la derecha del punto (C), ver figura 49.

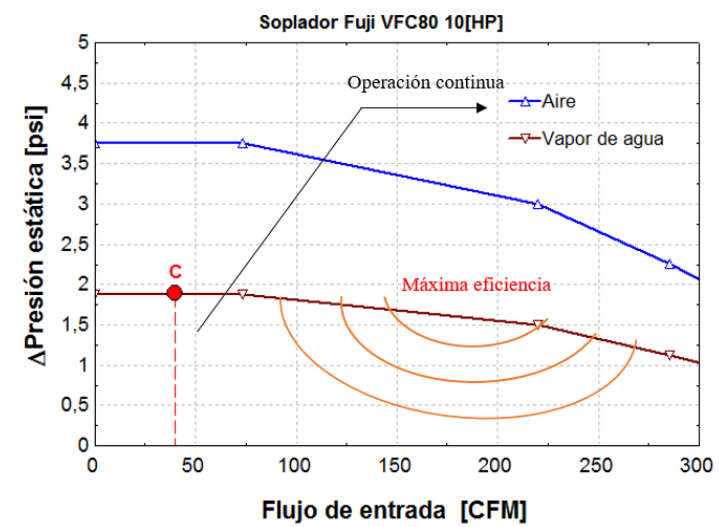


Figura 49. Punto de funcionamiento del soplador con respecto a las curvas de isoeficiencia.

Las pérdidas del soplador se atribuyen a 3 formas de disipación de energía: las pérdidas por la eficiencia eléctrica del motor, las pérdidas mecánicas en el eje, y las pérdidas por el flujo circulatorio. El esquema de la figura 50 ilustra de forma más clara el origen de las ineficiencias que logran alcanzar más del 60% respecto a la energía entrante.

$$Pot_{\acute{u}til} = mw * (h3 - h2) = Pot_{electica} * \eta_{motor} * \eta_m * \eta_{mano} * \eta_v$$

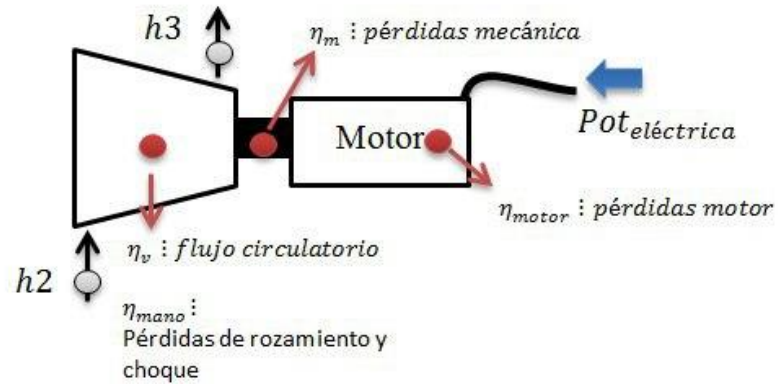


Figura 50. Eficiencias en el compresor, principales pérdidas del equipo.

Si se desea se puede ver la gráfica de funcionamiento (figura 51) del soplador y el cambio de altura al tener las pérdidas mencionadas anteriormente.

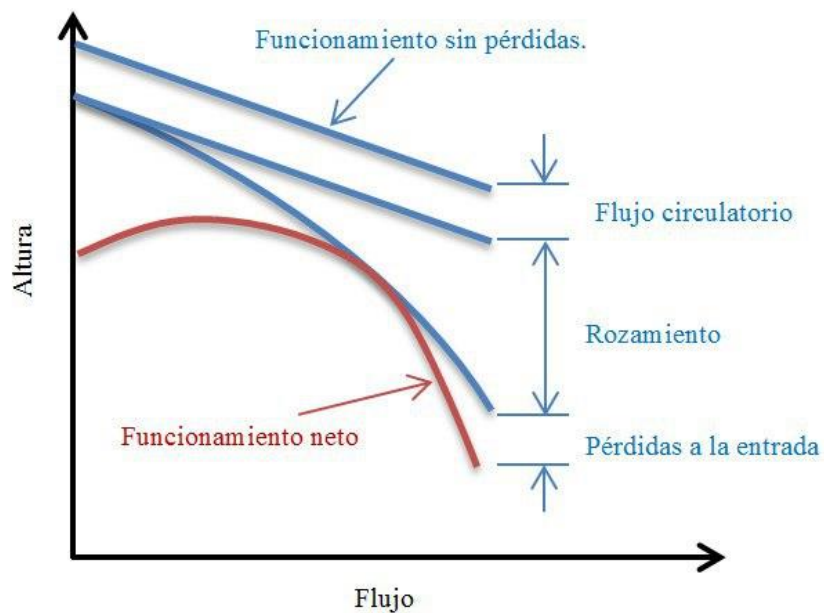


Figura 51. Grafica de funcionamiento neto, junto con las pérdidas normales de un compresor centrífugo.

6.2.2 Área específica de transferencia de calor SHTA.

El SHTA al igual que el SPC, es uno de los principales valores para tener en cuenta en la evaluación de un sistema CMV, el cual representa el área de transferencia requerida en m^2 para una producción de 1 kg/s de agua. Con los resultados de las pruebas, se determina el comportamiento de este indicador contra la temperatura de ebullición, tal y como se aprecia en la figura 52. En dicha grafica se observa que el SHTA es mayor para bajos diferenciales de presión, la razón de esto es que a menores ΔP se reduce la diferencia de temperaturas y por tanto el flujo producido. También se puede ver que para un ΔP fijo el SHTA disminuye al aumentar la temperatura de ebullición T_2 , ya que la producción del sistema crece igualmente.

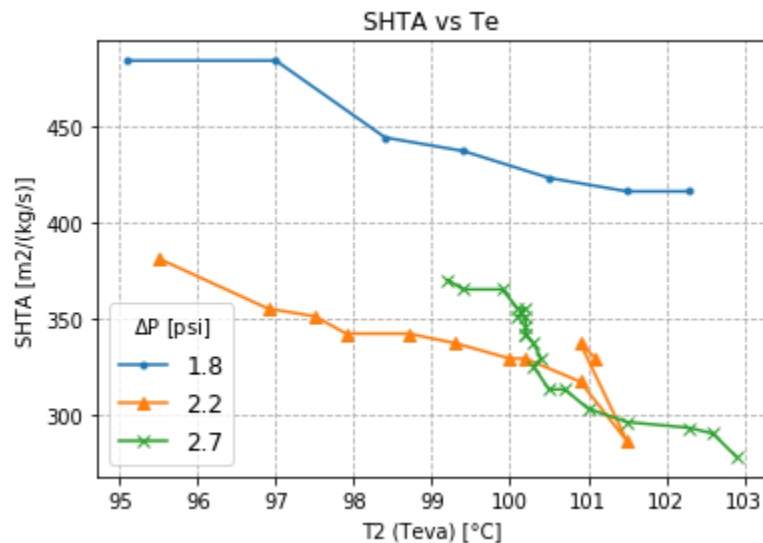


Figura 52. Variación del área específica de transferencia de calor con respecto a la temperatura de evaporación a diferentes rangos de DP.

El SHTA según la literatura (Ettouney, 2006), puede estar entre el rango de 200 $m^2/(kg/s)$ a 800 $m^2/(kg/s)$, por lo que se puede ver que el SHTA se encuentra dentro de lo normal e incluso

puede llegar a ser bastante bajo. Un bajo valor de SHTA muestra que el área de transferencia produce más destilado.

6.3. Prueba de contaminantes

Se realizan las pruebas con el agua de salida del GEM (Tratamiento usado por la empresa para bajar sólidos y aceites) y posteriormente se examinan las muestras recolectadas del afluente, el efluente y el concentrado a diferentes horas durante el funcionamiento del sistema CMV. Los análisis tienen como prioridad los niveles de contaminantes que actualmente no cumplen con la norma colombiana, DQO, DBO₅ y cloruros; El resultado de estos análisis se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 15. Resultados de laboratorio DQO, DBO5 y Cloruros del destilado producido.

Niveles	Afluente (Salida GEM) [mg/L]	Máximo nivel Res. 0631 [mg/L]	Efluente primer hora [mg/L]	Efluente segunda hora [mg/L]	Porcentaje de reducción
DQO	2020	975	<100	<100	95%
DBO5	800	450	<50	<50	94%
Cloruros	480	375	5	7	99%

Como se observa en la tabla de resultados, el agua destilada tiene niveles muy inferiores a los exigidos por la norma colombiana en la resolución 0631 en aguas residuales vertidas al alcantarillado, con cloruros por debajo de los 10mg/L y demandas de oxígeno inferior a los 100 mg/L. En la figura 53 se puede ver el efluente del destilador, la entrada y los lodos al cabo de 2 horas de funcionamiento.



Figura 53. En orden de izquierda a derecha: Efluente del sistema (destilado), Afluente (Salida GEM) y Lodos del sistema.

7. Costos

En la siguiente tabla se presentan los costos implicados en el proyecto, los cuales son costeados por la empresa:

Tabla 16. Costos del proyecto.

CONCEPTO	COSTO
GASTOS GENERALES	
Papelería (Memorias, Planos, borradores, etc.)	\$ 400,000
Asesorías ingenieros de la empresa, mecánicos y electricos	\$ 4,950,000
Salario a pasantes	\$ 7,648,000
Subtotal	\$ 12,998,000
GASTOS MATERIALES CONSTRUCCIÓN	
Evaporador-Condensador y Separador	\$ 7,610,528
Economizador	\$ 4,807,424
Montaje de equipos	\$ 17,252,112
Equipos de control	\$ 19,103,282
Subtotal	\$ 48,773,346
GASTOS OPERATIVOS	
Transporte	\$ 190,000
Otros	\$ 2,438,667
Subtotal	\$ 2,628,667
TOTAL	\$ 64,400,013

A continuación, se presenta un análisis de la potencia consumida por el compresor para el estado estacionario presentado en la sección de pruebas de funcionamiento

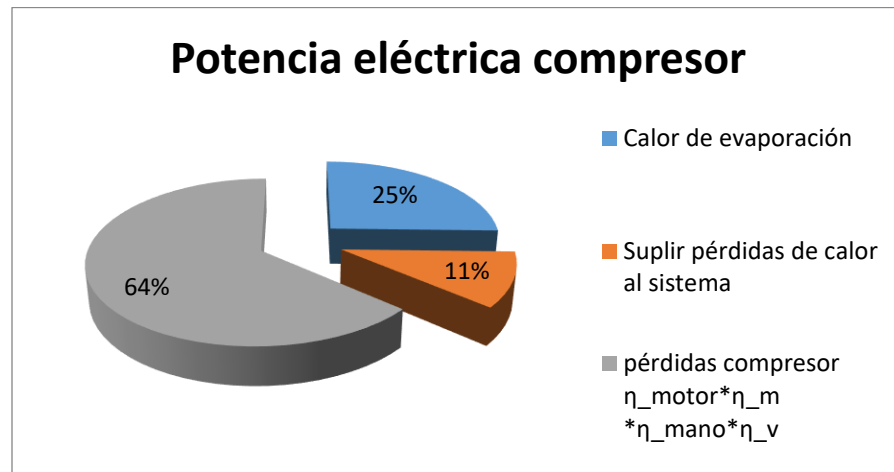


Figura 54. Usos de la potencia eléctrica consumida por el compresor.

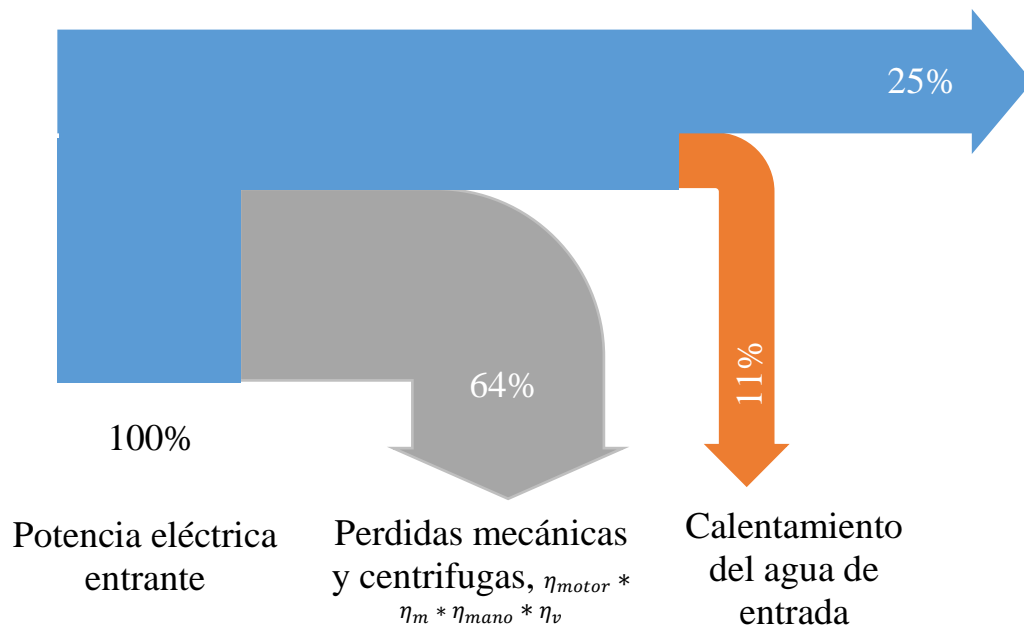


Figura 55. Diagrama Sankey para la distribución de potencias en el sistema CMV

En los dos diagramas de las figuras 53 y 54, se aprecia que de la potencia consumida por el compresor, solo el 36% se van para la compresión y el sobrecalentamiento del vapor (Potencia Útil), y de ese 36% aproximadamente la tercera parte se invierte en compensar las pérdidas de calor presentes en el sistema, de tal manera que solo el 25% de la potencia eléctrica del compresor sería la potencia total necesaria para mantener el sistema si éste estuviera completamente aislado (Calor perdido = 0) y la eficiencia del compresor fuera del 100% (pérdidas compresor = 0). Ese 25% es el necesario para suplir dos calores:

- El calor latente faltante por parte de la condensación para igualar el calor latente requerido en la evaporación.
- Calor sensible para elevar la temperatura del flujo de entrada al separador desde T_{1p} a T_e

En la tabla 17 se visualizan los valores del desglose de la potencia consumida por el compresor.

Tabla 17. Potencia eléctrica consumida por el compresor bajo las condiciones estacionarias presentadas en la sección de pruebas de funcionamiento.

Potencia eléctrica compresor [kW]	
Calor perdido	0.85
Calor necesario (condiciones ideales)	2
Pérdidas compresor	5.03
Total	7.88

En términos del calor total de condensación necesario para sustentar el sistema, se halla que se está recirculando el 94% del calor, de esta forma el 25% de potencia eléctrica mencionada anteriormente para sustentar el sistema en condiciones ideales representa solo el 3.7% del calor total, mientras que el 11% de potencia eléctrica que se usa para suplir las pérdidas de calor representan el 2% del calor total.

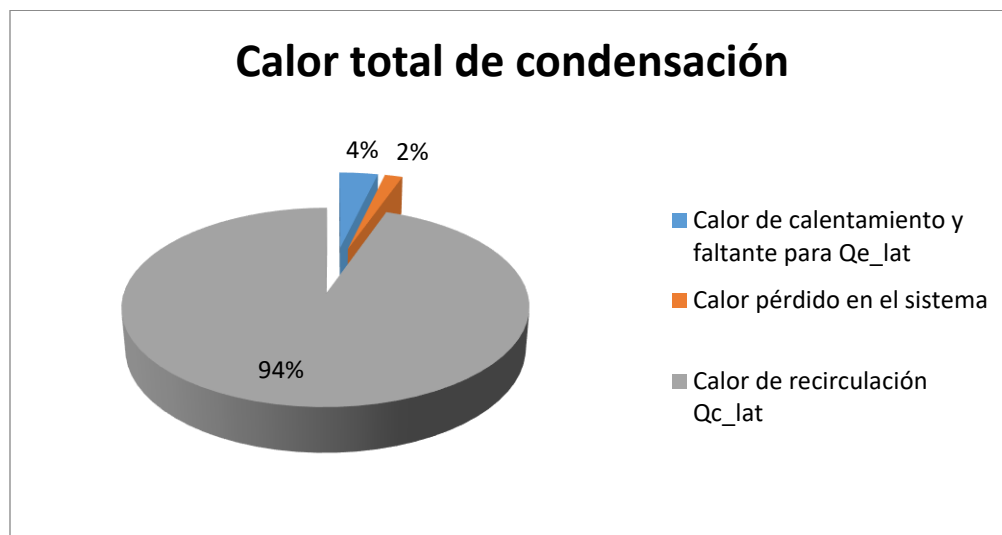


Figura 56. Porcentaje de calor recirculado y porcentaje calor aportado por el ΔP para compensar el calor de calentamiento, y las pérdidas de calor del sistema.

Se presentan los costos operacionales en la tabla 18, mostrando el consumo eléctrico para el caso real medido y para el caso en el que las pérdidas del compresor fueran nulas:

Tabla 18. Comparación costos operacionales por consumo eléctrico del soplador a condiciones reales contra condiciones de máxima eficiencia del compresor.

	mw=76 [kg/h]	
	η_{comp} = 36.2%	$\eta_{comp} = 100\%$
SPC[kWh/m3]	110.25	32.9
costo/m3	\$ 31,973	\$ 9,543
costo/día(21 horas)	\$ 51,028	\$ 15,230
costo/mes (30 días)	\$ 1,530,843	\$ 456,914

Para el flujo total planteado de 3.15 [kg/s], se realiza el cálculo de los requerimientos de área de intercambiadores de calor y la potencia consumida por el compresor.

Tabla 19. Parámetros principales para un flujo de 3.15 kg/s.

DP = 7 [psi] ; Te = 97 °C; T1 = 25°C	
mw [kg/h]	11340
Flujo vapor [mch]	20997
Ac [m2]	460
Aeco [m2]	103.7
Wc [kW]	298
SHTA [m2/kg/s]	146.1
SPC [kWh]	26.28

De las dimensiones dadas en la tabla anterior se llega a que es inviable la construcción de tal sistema, pero se plantea la opción de tratar solamente 9 m³/día, de sanguaza, que tiene las más altas concentraciones de sales y actualmente son mezclados con el resto del agua, este flujo se puede tratar empleando unos filtros mecánicos de partículas y grasas.

8. Conclusiones

- Se diseñó un prototipo de destilador por compresión mecánica de vapor, el cual aprovecha la recirculación del calor de condensación para evaporar el afluente de 40 kg/h para la planta de Avidesa Macpollo S.A., en base al modelamiento termodinámico y de transferencia de calor para la depuración del efluente producto del marinado de los pollos.
- Se construyó y se hizo montaje del sistema en base a las normas TEMA y ASME, el cual comprende: un intercambiador de calor de tubos concéntricos para el economizador de 0.99 m^2 con tramos de 1.93 [m] de tubería de 1 y 1/2 pulgadas cédula 10; un intercambiador de calor de coraza de 2 pasos por tubo, tubos fijos y cabezales desmontables de $7.8 \text{ [m}^2\text{]}$; un tanque de recirculación de 32 [cm] de diámetro por 120 [cm] de altura; y las estructuras necesarias para cada equipo, todo en acero inoxidable AISI 304. El sistema se ensambló en la planta de beneficio de Floridablanca.
- Se realizaron pruebas de funcionamiento a diferentes temperaturas de evaporación entre el rango de 95 a 103 °C y distintos ΔP del compresor (1.8, 2.2 y 2.7 [psi]) para comprobar el efecto sobre las variables de desempeño del sistema SHTA y SPC, observando que a mayor T_e el SHTA y SPC disminuyen, lo cual concuerda con lo dicho por (Darwish, 1988), y a mayores ΔP el SPC aumenta mientras el SHTA disminuye.
- El aumento de la temperatura de evaporación supone un mejor rendimiento del destilador al disminuir el SHTA y el SPC, no obstante, se debe evitar elevar esta temperatura demasiado, puesto que se incrementa la producción de incrustaciones en los tubos del evaporador (Darwish,

1988), aumentan las pérdidas de calor al ambiente, y además se soportarían mayores presiones en el sistema.

- Se operó el sistema en estado estable a una condición de $\Delta P = 2.7$ [psi], $T_e = 100$ °C con una producción promedio de 76 [kg/h] y un desempeño de SHTA y SPC de 351[m²/(kg/s)] y 110[kwh/m³] respectivamente. El SHTA se encuentra dentro de las magnitudes normales (entre 200 y 800 [m²/(kg/s)]) según (Ettouney, 2006). Sin embargo, el SPC tiene una diferencia sustancial debido a la ineficiencia del soplador y a las razones mencionadas al final de la sección 6.2.

- Los resultados de las pruebas de laboratorio demostraron que el sistema es altamente efectivo al disminuir los niveles de DQO, DBO5 y cloruros en un 95, 94 y 99 por ciento con valores menores a 100, 50 y 10 [mg/litro] respectivamente, muy por debajo de lo estipulado por la resolución 0631 del 2015 del ministerio de ambiente y desarrollo sostenible (MinAmbiente) que es de 975 para el DQO, 450 para el DBO5 y 375 para los cloruros.

- Se observó que la temperatura del agua precalentada que ingresa al tanque de recirculación es un parámetro crítico para la sustentación del sistema, por lo que se debe controlar adecuadamente los dos flujos en el economizador: el destilado que sale y el agua sucia entrante, con el fin de garantizar que sean iguales para mantener el nivel del tanque y la temperatura de entrada en los valores necesarios.

- Se reforzó nuestra capacidad como ingenieros mecánicos al desarrollar un proyecto con la industria, realizando trabajos interdisciplinarios junto a ingenieros con una larga experiencia en sistemas térmicos, mantenimiento, procesos, automatización y control, aprendiendo de los procedimientos y limitaciones que conlleva esta construcción. Se superaron una gran variedad de inconvenientes, lo cual nos llena de satisfacción al ver que el proyecto es funcional y tiene

una viabilidad dentro de los límites de la tecnología con la que se dispuso. De igual manera esta experiencia nos trajo desarrollo personal al trabajar en equipo y colaborar con el personal de la compañía.

- Se realizó el manual de uso y mantenimiento del sistema que se encuentran en la sección de apéndices.
- Se concluyó que plantear un sistema de 3,15 L/s es inviable en las condiciones actuales de la empresa, debido a que ya existe una planta para el tratamiento de agua que cumple la mayoría de los parámetros exigidos. Sin embargo, la factibilidad de la fabricación de un destilador con esa producción podría plantearse en una planta en la que no se cuente con sistema de tratamiento. Se propone entonces la opción de tratar solamente el flujo de sanguaza que actualmente se mezcla con las demás salidas de agua de la planta, puesto que esta es la de mayor concentración de DQO, DBO y cloruros.

9. Recomendaciones

- Basados en las pruebas realizadas en el sistema CMV, se recomiendan las siguientes consideraciones con el fin de evitar el malfuncionamiento del destilador y mejorar su rendimiento:

- Aumentar las dimensiones del separador y la altura con respecto al evaporador-condensador con el fin de amortiguar los problemas referentes a la formación de una columna de espuma que conlleva que se pase agua sucia al compresor, y al efecto del aumento del nivel debido a la evaporación del intercambiador.

- Cambiar la placa de separación de gotas por un dispositivo desnebulizador, para filtrar las gotas del vapor.

- El agua a tratar debe haber pasado por un pretratamiento siempre (filtrado de sólidos, grasas), como en el caso empleado con agua de salida del GEM

- Control automático de regulación de caudal de condensado a la salida con el propósito de mantener el efecto sifón del condensado, asegurando que la salida de la cámara de condensado sea solo líquido.

- Adquirir un compresor de vapor con una eficiencia cercana al 80%, para operar en un SCP adecuado

- Para arrancar el sistema se debe tener precaución al no elevar la presión a más de 7 psi, lo recomendable es adquirir una reductora de presión que lo garantice.

- Evaluar la posibilidad de implementar un economizador de placas paralelas

- Se recomienda implementar otro precalentador para aprovechar la salida de lodos y de esta manera tener una salida de lodos continua.
- Se plantea cambiar el control discreto en el tanque de recirculación, por un control continuo para garantizar que la entrada de agua sea igual a la destilada.

10. Referencias

- A. Cengel, Y., & J. Ghajar, A. (2011). Transferencia de calor y masa, 945.
<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Darwish, M. A. (1988). Thermal analysis of vapor compression desalination system. *Desalination*, 69(3), 275–295. [https://doi.org/10.1016/0011-9164\(88\)80030-4](https://doi.org/10.1016/0011-9164(88)80030-4)
- Ettouney, H. (2006). Design of single-effect mechanical vapor compression. *Desalination*, 190(1–3), 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2005.08.003>
- Gungor, K. E., & Winterton, R. H. S. (1986). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29(3), 351–358.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(86\)90205-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(86)90205-X)
- Jekel, T. B., Reindl, D. T., & Fisher, J. M. (2001). Gravity Separator Fundamentals and Design. *Ammonia Refrigeration Convention & Exhibition*, (1998), 23.
- TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). (2007). Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 298.
- UNESCO. (2017). *Wastewater: The Untapped Resource. The United Nations World Water Development Report. Wastewater. The Untapped Resource*. Retrieved from <http://unesdoc.unesco.org/images/0024/002471/247153e.pdf>
- H&C Heat Transfer Solutions Inc. (2014). *Fouling Factor: H&C Heat Transfer Solutions Inc.*
Obtenido de H&C Heat Transfer Solutions Inc. Web site:
http://www.hcheattransfer.com/fouling_factors2.html

ASHRAE. (2006). *Handbook Refrigeration*.

Cia General de Aceros SA. (2008). *Aceros Inoxidables Austeníticos*. Bogota.

Concordchem Envitech. (2013). *Tipos de evaporadores al vacio: Concordchem Envitech*.

Obtenido de Concordchem Envitech Web site: <https://condorchem.com/es/evaporadores-al-vacio/>

Kern, D. Q. (1999 p.316). *Procesos de transferencia de calor, 31ra Edición*. México, D.F.: Mc Graw Hill.

Lucas, M., & Tabourier, B. (1985). The mechanical vapour compression process applied to seawater desalination: a 1,500 Ton/day unit installed in the nuclear power plant of Flamanville, France. pág. 11.

Pedraza, C., & Espinosa, G. (2014). *Diseño y construcción de un prototipo de evaporador al vacío para depuración de aguas residuales industriales*. Bucaramanga.

PRAB. (2018). *Mechanical vapor recompression evaporators: PRAB* . Obtenido de PRAB web site: <http://www.prab.com/mechanical-vapor-recompression-evaporators.html#tab-id-2>

Puerto, E. (26 de 02 de 2011). *Presión atmosférica: DIPAC*. Obtenido de DIPAC Web site: <https://efrainpuerto.wordpress.com/2011/02/26/f1-2/>

Res. N° 0631 art. 9. (17 de Mar de 2015). Resolución N° 0631, Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible. pág. Art. 9.

Schlunder, E. U. (1983, pag. 1077). *Heat Exchanger Design Handbook*. USA: Hemisphere Publishing Corporation.

W. M. Rohsenow, J. H. (1998). *Handbook of Heat Transfer, 3rd Edición* . USA, N.Y.: Mc Graw Hill.