

Diseño de una planta de depuración de aguas residuales basada en el método de la compresión mecánica del vapor para la planta de beneficio de Avidesa Mac Pollo S.A

Andrés Felipe Téllez Murcia y Guillermo Andrés Velasco Álvarez

Proyecto de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Director

Omar Armando Gelvez Arocha

Ingeniero Mecánico

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2020

DEDICATORIA

El autor Andrés Felipe Téllez Murcia dedica este logro a:

A Rafael Téllez y Jaqueline Murcia mis padres, Eduardo Téllez y Gisell Téllez mis hermanos y Marcelina Ariza mi abuela, por su apoyo incondicional durante toda mi vida, la culminación de este logro no hubiera sido posible sin su ayuda.

A mis amigos y compañeros que hicieron parte del proceso con ellos compartí logros y decepciones.

A los profesores de mecánica que impartieron su conocimiento ayudando a formar profesionales íntegros, en especial al profesor Omar Gévez Arocha, que nos instruyó en cada etapa del proyecto y tuvo un compromiso serio en instruirnos.

DEDICATORIA

El autor Guillermo Andrés Velasco Álvarez dedica este logro a:

A mis padres por su apoyo incondicional, por motivarme a estudiar y formarme como profesional sin su ayuda esto no habría sido posible.

A Kelly Castellanos y Cristhian Calderón por acompañarme durante estos años y brindarme su apoyo sin esperar nada a cambio.

A mis amigos y compañeros mis amigos quienes compartieron conmigo alegrías y decepciones.

A los profesores que me han contribuido con mi formación académica en especial al profesor Omar Gelvez Arocha por depositar su confianza en nosotros y guiarnos a lo largo del proyecto.

Contenido

	Pág.
Introducción.....	19
1. Planteamiento del problema.....	19
2. Justificación	23
3. Objetivos	26
3.1 Objetivo general.....	26
3.2 Objetivos específicos	26
4. Referentes Teóricos.....	27
4.1 Antecedentes de investigación	27
4.1.1 Antecedentes internacionales.....	27
4.1.1.1 Análisis de un sistema de desalinización por compresión mecánica de vapor.	28
4.1.1.2 Estudio de un sistema de refrigeración por compresión de vapor aplicado a la industria agroalimentaria.....	28
4.1.1.3 Estudio comparativo de tecnologías de termo compresión en evaporadores.	29
4.1.1.4 Evaluación del desempeño de turbinas de gas, compresores centrífugos y bombas centrífugas de estaciones de gas natural y LPG.....	30

4.1.1.5 Modelo lineal para la identificación de velocidades críticas en un turbocompresor de MCIA.....	30
4.1.1.6 Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134 ^a	31
4.1.2 Antecedentes nacionales	31
4.1.2.1 Análisis exergo económico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo el costo de imputación por la formación del residuo.	32
4.1.2.2 Digitalización 3d del rodete de un compresor centrífugo: un procedimiento alternativo.	32
4.1.3 Antecedentes locales	33
4.1.3.1 Diseño y construcción de un prototipo de destilador por compresión de vapor para purificar aguas de desecho de la planta de beneficio de Avidesa Mac Pollo S.A.	33
4.2 Referentes teóricos.....	34
4.2.1 Aguas residuales	34
4.2.1.1 Clasificación de las aguas residuales.	35
4.2.1.2 Contaminantes derivados de aguas residuales	37
4.2.1.3 Características que definen la calidad del agua	38
4.2.1.4. Normativa.....	39
4.2.2. Sistemas de depuración de agua.....	41
4.2.2.1 Depuración por compresión mecánica de vapor	42
4.2.2.2 Correlaciones para evaporación	48
4.2.2.3 Correlaciones para condensación	51

4.2.3 Compresión Mecánica de vapor.....	55
4.2.3.1. Compresor centrífugo.	55
4.2.3.2. Tipos de compresores centrífugos.	55
4.2.3.3 Curvas de rendimiento.	57
5. Metodología de diseño.....	65
5.1. Selección de alternativa	65
5.1.1 Requerimientos del consumidor.	66
5.1.2 Especificaciones del diseñador.	67
5.1.3 Criterios de ponderación.	67
5.1.4 Ponderación de resultados.....	68
6. Curva de rendimiento compresor centrífugo	69
6.1 Curvas de rendimiento en compresores	70
6.2. Etapa de modelamiento.....	71
6.2.1. Modelo teórico.	72
6.2.1.1. Triangulo de velocidades.	72
6.2.2. Modelo con pérdidas (Curvas reales).	76
6.2.2.1. Perdidas externas.....	77
6.2.2.2. Perdidas en el rotor.	77
6.2.2.3. Perdidas en el difusor.	79
6.2.2.4. Tipos de pérdidas.	80

6.2.3. Desarrollo del modelo.....	82
6.2.3.1. Cabeza teórica vs caudal.....	85
6.2.3.2. Determinación de potencia teórica vs caudal.....	85
6.2.3.3. Análisis del modelo con pérdidas.....	86
6.2.3.4. Determinación de la cabeza real vs caudal.....	87
6.2.3.5. Determinación de la curva de eficiencia.....	88
6.2.3.6. Determinación de la curva de potencia real vs caudal.....	88
7. Evaporador-condensador.....	89
7.1 Modelo termodinámico.....	89
7.1.1. Requerimientos y condiciones del sistema.....	90
7.1.1.1. Efecto del ascenso Ebulloscopio.....	92
7.1.2. Cálculos básicos termodinámicos.....	93
7.2. Modelo de transferencia de calor.....	97
7.2.1. Características del intercambiador de calor.....	97
7.2.2. Resistencia a la corrosión de los materiales.....	98
7.2.3 Cálculos de transferencia de calor.....	101
7.2.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor.....	104
7.3 Calculo de área de transferencia de calor.....	107
7.3.1. Viabilidad del compresor.....	108
7.3.2. Área de transferencia de calor vs Trabajo de compresión.....	110

7.4 Distribución de tubos en el intercambiador	115
8. Diseño en detalle.....	119
8.1 Diseño mecánico del evaporador	120
8.1.1 Espesor bafle	120
8.1.2. Espesor de brida.....	121
8.1.3. Espesor placa porta tubos.....	122
8.1.4 Espesor del casco	123
8.1.5. Silletas	128
8.1.6. Demister.....	132
8.3 Diseño intercambiador de placas.	134
8.2. Dimensiones intercambiador.....	134
9. Análisis fuentes de energía auxiliar	140
9.1. Resistencia industrial y caldera de 30 BHP (Alternativa 1).	141
9.1.1. Arranque del sistema.....	141
9.1.2. Secado de lodos.....	142
9.2. Caldera de 140 BHP (Alternativa 2).....	142
9.2.1. Vapor de arranque.....	143
9.3. Análisis de inversión para alternativas	144
9.3.1. Inversión inicial.....	144
9.3.2. Proyección de costos.....	145

9.3.2.1. Alternativa 1.....	145
9.3.2.2. Alternativa 2. Los criterios usados para la proyección de la alternativa 2 se encuentran en la tabla 4.	147
10. Análisis de factibilidad del equipo	149
10.1. Factibilidad técnica	150
10.1.1 Estructura Metálica.	151
10.2 Factibilidad económica.	156
11. Presupuesto	157
12. Conclusiones	158
Referencias Bibliográficas	160
Apéndices	

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Porcentaje de recursos Hídricos en Sudamérica y Colombia	2120
Figura 2. Variación de la cantidad de agua en un año promedio	223
Figura 3. Cargas de contaminantes generadas por el sector doméstico.	22
Figura 4 Niveles de DQO, DBO5 y Cloruros antes y después de la prueba del prototipo de evaporador al vacío	255
Figura 5. Origen y tipo de contaminante.	388
Figura 6. Parámetros de composición para aguas residuales productos de la ganadería de aves de corral.	400
Figura 7. Etapas de depuración.....	411
Figura 8. Intercambiador vertical de flujo natural	455
Figura 9. Intercambiador vertical de flujo forzado.....	466
Figura 10. Intercambiador horizontal de flujo forzado.....	477
Figura 11. Intercambiador horizontal, evaporador inundado.....	477
Figura 12. Interior de un tubo donde se condensa vapor.	522
Figura 13. Tipos de flujos dentro de un tubo.....	53
Figura 14. Correlación para condensación con flujo estratificado.....	53
Figura 15. Tipos de paletas en compresores centrífugos	56
Figura 16. Características del compresor centrífugo.	577
Figura 17. Diagrama de velocidades en compresor centrífugo.....	588

Figura 18. Características dimensionales del compresor centrífugo.	60
Figura 19. Fugas por pérdida de claro.	61
Figura 20. Flujo en la parte posterior del impulsor.....	61
Figura 21. Esquema de circulación de flujo secundario en un impulsor centrífugo.....	62
Figura 22. Pérdidas por recirculación	63
Figura 23. Pérdidas en un compresor centrífugo.	65
Figura 24. Típico mapa de rendimiento para compresor centrífugo.....	71
Figura 25. Volumen de control en el rodete.	73
Figura 26. Caracola y rodete del compresor centrífugo.....	83
Figura 27. Orientación de los alabes	844
Figura 28. Curvas teóricas compresor centrífugo	85
Figura 29. Curvas de potencia teóricas	855
Figura 30. Interfaz de programa de rendimiento de compresores.....	87
Figura 31. Curvas de rendimiento reales	87
Figura 32. Curvas de eficiencia compresor Caterpillar.....	88
Figura 33. Curvas de potencia compresor Caterpillar	88
Figura 34. Diagrama adimensional de la planta.....	91
Figura 35. Diagrama T-S del sistema	93
Figura 36. Esquema de la planta.....	98
Figura 37. Estudio composición de la salmuera	99

Figura 38. Composición nominal y resistencia equivalente a la picadura, comparación con la temperatura crítica de picadura / grieta y las relaciones de costo de varias aleaciones.....	100
Figura 39. Temperatura vs CPT Y CCT	101
Figura 40. Diagrama de flujo para calculo de evaporador-condensador	103
Figura 41. Mapa mental para cálculo del destilador	Error! Bookmark not defined.
Figura 42. Curvas de rendimiento compresor Caterpillar.....	109
Figura 43. Curvas de rendimiento compresor a escala	111
Figura 44. Cotizacion compresor Caterpillar	112
Figura 45. Plataforma Matches.com	113
Figura 46. Costo de inversión intercambiador de calor	114
Figura 47. Análisis de proyección de costos.....	114
Figura 48. Grafica análisis de proyección de costos.....	115
Figura 49. Distribución haz de tubos	116
Figura 50. Evaporador-Condensador 2 etapas.....	119
Figura 51. Espesor del bafle o plato soporte.....	120
Figura 52. Formato de cálculo para bridas.....	121
Figura 31. Condiciones de diseño.....	124
Figura 54. Valor para constante “K”	125
Figura 55. Dimensiones de silleta.	129
Figura 56. Dimensiones para silletas de recipientes horizontales.	130
Figura 57. Localización de soportes en recipiente.....	131
Figura 58. Demister.....	132

Figura 59. Dimensiones del demister.....	133
Figura 60. Balance de energía intercambiadores de placas	135
Figura 61. Geométrica Placas Chevron.....	136
Figura 62. Intercambiador de calor de placas	139
Figura 63. Sistema de arranque por resistencia eléctrica	141
Figura 64. Secado de lodos.....	1422
Figura 65. Sistema de arranque por vapor de caldera.....	1433
Figura 66. Proyección alternativa 1	1466
Figura 67. Proyección de costos alternativa 1	147
Figura 68. Proyección alternativa 2	1488
Figura 69. Proyección de costos alternativa 2	149
Figura 70. Espacio disponible en la PTAR.....	1500
Figura 71. Vista superior estructura metálica	1511
Figura 72. Simulación estructura metálica ETABS.....	1544
Figura 73. Cargas en las columnas determinadas en ETABS.....	1544
Figura 74. Componentes estructura metálica	1555

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Requerimientos del consumidor.	66
Tabla 2. Ponderación de resultados.....	68
Tabla 3 Matriz QFD.....	69
Tabla 4. Selección de alternativas.....	69
Tabla 5. Estructura de cálculos triángulos de velocidades.....	73
Tabla 6. Cálculo de curvas teóricas de rendimiento	75
Tabla 7. Perdidas en compresores.....	80
Tabla 8. Geometría del compresor	83
Tabla 9. Perdidas reales compresor Caterpillar	86
Tabla 10. Datos Etapa 1	91
Tabla 11. Datos Etapa 2.....	91
Tabla 12. Estructura de cálculos termodinámicos.	96
Tabla 13. Estructura de cálculos de transferencia de calor.....	106
Tabla 14. Geometría del compresor a escala	110
Tabla 15. Áreas de transferencia de calor para diferentes cambios de presión	111
Tabla 16. Estructura de cálculos para distribución de tubos.....	116
Tabla 17. Tabla de verificación de esfuerzos.....	128
Tabla 18. Dimensiones placa de intercambiador de calor	136
Tabla 19. Ecuaciones para el cálculo de intercambiadores de calor de placas	137

Tabla 20. Valores calculados para el segundo intercambiador de calor	139
Tabla 21. Calculo del calor necesario para el arranque	140
Tabla 22. Costo especifico alternativas de energía	145
Tabla 23. Criterios alternativa 1	146
Tabla 24. Criterios para la alternativa 1	147
Tabla 25. Procedimiento de cálculo para vigas.....	152
Tabla 26. Costo de operación.....	156
Tabla 27. Costos de inversión	156
Tabla 28. Presupuesto	157

Lista de Apéndices

Ver apéndices adjuntos y pueden ser consultados en la base de datos de la Biblioteca UIS

Apéndice B. Listado de piezas	164
Apéndice C Diseño estructura metálica.....	184
Apéndice D. Planos evaporador-condensador.....	274
Apéndice E. Planos estructura metálica.....	309
Apéndice F. Diseño CAD de la planta.....	311

RESUMEN

TITULO: Diseño de una planta de depuración de aguas residuales basada en el método de la compresión mecánica del vapor para la planta de beneficio de Avidesa Mac Pollo S.A.*

AUTORES: Andrés Felipe Téllez Murcia; Guillermo Andrés Velasco Álvarez. **

Palabras clave: Agua residual; transferencia de calor; intercambiador de calor; compresión mecánica de vapor; cambio de fase, agentes contaminantes, compresor centrífugo, evaporación por efectos.

Descripción:

Los procesos de la industria avícola tienen como resultado la generación de agua residual impidiendo el vertimiento del efluente en las fuentes hídricas más cercanas. Para minimizar el impacto ambiental y evitar sanciones por parte de las autoridades ambientales, se ha desarrollado el diseño de un depurador de doble efecto por el método de la compresión mecánica del vapor basados en las correlaciones para evaporación en tubos horizontales y condensación en el interior de los tubos. Este proceso permite disminuir las concentraciones de los diferentes contaminantes orgánicos e inorgánicos presentes en el agua que llega a la planta de depuración y suele usarse como tratamiento secundario de la PTAR. Mediante un análisis de diversas fuentes de energía (eléctrica y térmica) se seleccionó la alternativa de puesta en marcha y secado de lodos para el sistema ya que este costo resulta ser el más representativo en el sistema. Además de esto se realizó un análisis de factibilidad del equipo teniendo en cuenta los aspectos técnicos y económicos disponibles en la planta de beneficio de Avidesa Mac Pollo, ya que el diseño del equipo está sujeto a la construcción de una estructura metálica desmontable, donde reposa el sistema de destilado con sus equipos correspondientes y a su costo de inversión.

*Trabajo de grado

** Facultad Físico-mecánica. Escuela de ingeniería Mecánica. Director Omar Gelvez.

ABSTRACT

TITLE: Design of a wastewater treatment plant based on the mechanical vapor compression method for the beneficiation plant of Avidesa Mac Pollo S.A. *

AUTORS: Andrés Felipe Téllez Murcia; Guillermo Andrés Velasco Álvarez. **

KEYWORDS: sewage; heat transfer; exchanger; mechanical vapor compression; phase change, waste agents, centrifugal compressor, boiling by effects.

DESCRIPTION:

The processes of the poultry industry result in the generation of residual water, impeding the discharge of the effluent into the nearest water sources. To minimize the environmental impact and avoid sanctions by environmental authorities, the design of a double-effect scrubber has been developed by the method of mechanical vapor compression based on the correlations for evaporation in horizontal tubes and condensation inside tubes. This process makes it possible to reduce the concentrations of the different organic and inorganic pollutants present in the water that reaches the purification plant and is usually used as a secondary treatment for the WWTP. Through an analysis of various sources of energy (electrical and thermal), the alternative of starting up and drying the sludge for the system was selected since this cost turns out to be the most representative in the system. In addition to this, a feasibility analysis of the equipment was carried out taking into account the technical and economic aspects available at the Avidesa Mac Pollo plant, since the design of the equipment is subject to the construction of a removable metallic structure, where the distillate system rests with its corresponding equipment and its investment cost.

* Bachelor Thesis

** Facultad Físico-mecánica. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Omar Gelvez.

Introducción

El agua es fundamental para la vida, la superficie terrestre está cubierta por más del 70% de este preciado líquido, sin embargo, solo el 1% es apto para el consumo humano, ya que una gran parte es agua salada y otra pequeña porción está congelada en los polos, por lo que en la actualidad se fomenta la concientización respecto a su cuidado, protección y consumo moderado. En Colombia la entidad encargada de velar por el bienestar del medio ambiente es el ministerio de ambiente y desarrollo sostenible (MADS), esta entidad estableció los parámetros y limitantes de contaminantes físicos, químicos y biológicos para el vertimiento en efluentes.

La empresa Avidesa Mac Pollo S.A. tiene como objeto social la producción, procesamiento y distribución de carne de pollo, dichos procesos tienen como resultado la generación de agua residual que contiene distintos tipos de contaminantes impidiendo que pueda ser desechada en las fuentes hídricas. Para disminuir toda impureza y minimizar el impacto ambiental se ha desarrollado el diseño de un depurador de doble efecto por el método de la compresión mecánica del vapor basados en las correlaciones para evaporación en tubos horizontales y condensación en el interior de los tubos, esto con el fin de reducir los contaminantes principales como DQO (Demanda Química de Oxígeno), DBO (Demanda Biológica de Oxígeno), sólidos suspendidos, cloruros y sulfatos. La planta de destilado tiene como medio de compresión un compresor centrífugo, se considera caracterizar mediante un análisis teórico un compresor centrífugo que la empresa tiene a disposición, conocidas las condiciones de desempeño del compresor se analiza el sistema completo, acoplando las características del compresor y la planta. Mediante un análisis de diversas fuentes de energía (eléctrica y térmica) se seleccionó la alternativa de puesta en marcha y

secado de lodos para el sistema ya que este costo resulta ser el más representativo en el sistema. Además de esto se realizó un análisis de factibilidad del equipo teniendo en cuenta los aspectos técnicos y económicos disponibles en la planta de beneficio de Avides Mac Pollo, ya que el diseño del equipo está sujeto a la construcción de una estructura metálica desmontable, donde reposa el sistema de destilado con sus equipos correspondientes y su costo de inversión.

1. Planteamiento del problema

El tratamiento de las aguas residuales en Colombia se ha convertido en un grave problema ambiental que no parece tener una solución a corto plazo. El agua que utilizamos todos los días en nuestras casas, los vertimientos agropecuarios y aguas de desecho de los procesos industriales están contaminando nuestros ríos, humedales y reservas de aguas subterráneas, causando un grave daño al medio ambiente y a la salud de las personas.

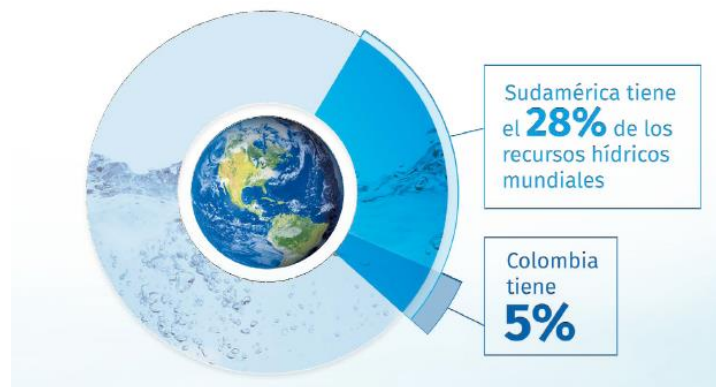
Según la Asociación Nacional de Empresas Públicos y Comunicaciones (ANDESCO), en Colombia medio siglo sin regulación y descontrol ha generado que el 70% de las aguas sucias que se generan en las casas nunca sean tratadas.

Gustavo Galvis director de ANDESCO informa que “Solamente el 30% de las aguas residuales en Colombia reciben tratamientos que no son muy adecuados, falta el 70% y eso implica inversiones muy grandes. Por eso el llamado es para conservar desde las bocatomas de agua hacia arriba, los ríos, las cuencas y los páramos”.

Por suerte para nosotros Colombia es el tercer país con mayores recursos hídricos del mundo, pero no se encuentra repartido equitativamente en todo el territorio nacional lo que provoca que en algunos lugares se sufra de escasez de agua.

Figura 1.

Porcentaje de recursos Hídricos en Sudamérica y Colombia

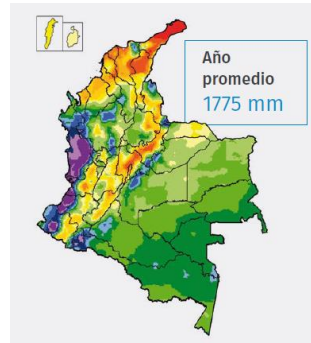


Nota. Tomado de: FAO e IDEAM

Aunque seamos un país privilegiado en este aspecto no podemos olvidar que el agua para consumo es un recurso renovable solamente si se realiza una extracción controlada de esta, según el IDEAM la disponibilidad natural del agua dulce está dada por la cuantificación hídrica asociada con los procesos del ciclo hidrológico, con su dinámica, su distribución espacial y temporal en el territorio. Y se ve limitada por la calidad del agua que es afectada por las presiones debido a su uso y la contaminación de los sistemas hídricos. Y uno de los principales contaminantes de fuentes hídricas son las aguas residuales.

Figura 2.

Variación de la cantidad de agua en un año promedio

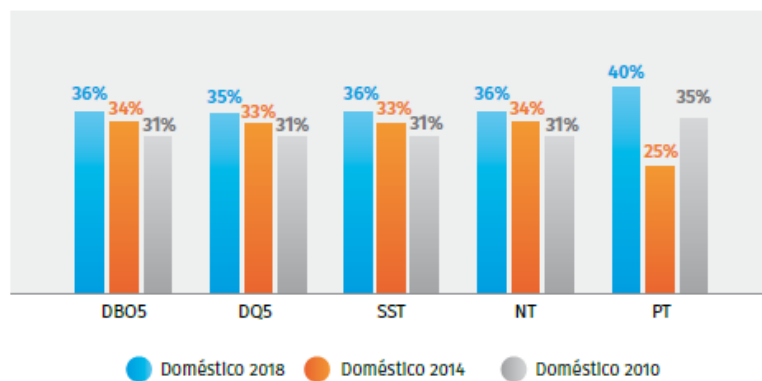


Nota. Tomado de: FAO e IDEAM

Esta contaminación ha venido aumentando paulatinamente con el pasar de los años, según el estudio nacional del agua en el año 2016 la carga domestica generada en términos de materia orgánica (DBO) aumento con en 16% con respecto del 2010, y se removió apenas el 10% de la carga orgánica generada en el sector doméstico.

Figura 3.

Cargas de contaminantes generadas por el sector doméstico.



Nota. Tomado de: FAO e IDEAM

Hay once ríos en total que pasan por Bucaramanga y su área metropolitana, teniendo la más baja calidad, a causa de los residuos domésticos e industriales. Según la Corporación Autónoma Regional para la Defensa de la Meseta de Bucaramanga (CDMB), autoridad ambiental que tiene la función de conservar las fuentes hídricas de los trece municipios donde tiene jurisdicción, estas corrientes tienen muy bajo caudal en proporción a todo el residuo que transportan.

Con el fin de contribuir a la conservación del agua, mermando la contaminación de las fuentes hídricas, Mac Pollo S.A optó por la construcción de un prototipo de depuración de agua por medio de la compresión mecánica de vapor, en la planta de beneficio de Floridablanca, Santander, con el fin de promover el uso de nuevas tecnologías para el tratamiento de agua en la región y analizar la viabilidad de instaurar un sistema a mayor escala, que cumpla con requisitos operativos de la planta.

La destilación por compresión mecánica de vapor es muy efectiva para el tratamiento de residuos industriales a un bajo costo energético. Su eficiencia se debe al uso de un compresor de vapor, que permite incrementar la temperatura de este por la acción mecánica de compresión volumétrica. Es posible realizar una planta de depuración a una mayor escala, siempre y cuando se tenga un compresor adecuado para dicha operación.

Por esta razón para cumplir con la operación de la planta de beneficio en Floridablanca, se caracterizará un compresor Caterpillar, además de diseñar la planta de CMV con todos sus componentes.

2. Justificación

El agua es uno de los elementos más importantes para la vida. Está presente en nuestra sangre en nuestras células, en nuestros órganos, tejidos y hasta huesos. El 70 por ciento del

cuerpo humano es agua, y está presente en casi todos los procesos que el cuerpo humano realiza. Para todo ser vivo y ecosistema el agua juega un papel crucial.

A pesar de que en la naturaleza también podemos evidenciar contaminación de las fuentes hídricas ya sea por la ceniza de un volcán, el crecimiento microbiológico, la precipitación, etc. Es la actividad humana la que genera mayores niveles de contaminación en acuíferos. La industria en su desarrollo necesita del agua para sus diferentes procesos, los cuales general una gran cantidad de residuos que van a parar a los medios de transporte fluvial. Esta actividad debe ser monitoreada, pero el 80 por ciento de las aguas residuales vuelven a los ecosistemas sin haber sido tratadas o reutilizadas (UNESCO, 2017).

De manera que, frente a esta problemática, es imprescindible fomentar el desarrollo a tecnologías y procesos más eficientes para el tratamiento de agua residual. Podemos encontrar distintas formas de desarrollar la depuración del agua, en este afán una solución está en los tratamientos químicos, la cual es una solución eficiente, Sin embargo, surge una preocupación para la salud pública: la presencia de los subproductos de la desinfección, debido a la desinfección con cloro del agua potable y una posible conexión carcinogénica. Aquí es cuando vemos que una forma de depuración física como la destilación puede llegar a ser mucho más conveniente.

Los sistemas de depuración de agua por destilación que usan métodos evaporativos suelen ser bastante eficaces, como se puede ver en la figura 4 donde compara los resultados usando método de destilación con evaporación al vacío.

Figura 4

Niveles de DQO, DBO5 y Cloruros antes y después de la prueba del prototipo de evaporador al vacío

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%

Nota. Tomado de: Pedraza & Espinosa, (2014).

Por esta razón y con el fin de seguir una cultura ecológica en pro de la conservación de las fuentes hídricas en el mejor estado posible, se realizará el diseño de una planta de depuración de aguas residuales por compresión mecánica en la plata de beneficio de Avidesa Mac Pollo S.A.

3. Objetivos

3.1 Objetivo general

Contribuir con la misión de la escuela de ingeniería mecánica de formar profesionales con altas competencias investigativas, innovadores capaces de desarrollar nuevas tecnologías enfocadas en el aprovechamiento racional de la energía y la conservación de los recursos naturales por medio del diseño de un depurador de aguas basados en el método de la compresión mecánica de vapor.

3.2 Objetivos específicos

1. Determinar analíticamente la curva de Cabeza vs Caudal del compresor para diferentes velocidades, cuando este opera con vapor de agua, basados en su configuración física considerando las pérdidas en los componentes principales del compresor (entrada, impulsor difusor).

2. Diseñar una planta térmica para el tratamiento de aguas residuales basada en el método de la compresión mecánica de vapor, para tratar 3700 Kg/hora, utilizando como medio de compresión un turbo compresor Caterpillar Ref: 4P-6746. Para lo que se deberá:

- Realizar una simulación del sistema de purificación constituido por el evaporador-condensador y el compresor, para establecer el punto donde el trabajo de compresión y área de transferencia de calor del evaporador condensador representen el menor costo de operación.

3. Diseñar cada uno de los componentes de la planta:

- Economizador, que utiliza el calor del agua destilada para aumentar la temperatura del agua contaminada a la entrada.

- Evaporador-condensador, para aprovechar la transmisión de calor latente que resulta de la condensación del vapor sobrecalentado, para calentar el agua a evaporar.

- Separador, obstruye el paso de las pequeñas gotas de agua que arrastra el vapor, lo que garantiza el correcto funcionamiento del compresor

4. Seleccionar la alternativa de precalentamiento del afluente y disposición de los efluentes, mediante un estudio de costos basados en diversas fuentes de energía.

5. Realizar un estudio de factibilidad económica de la implementación de esta tecnología.

4. Referentes Teóricos

Este capítulo tiene como finalidad, reunir información documental para ubicar nuestro proyecto de investigación dentro del estado actual de conocimientos teóricos.

4.1 Antecedentes de investigación

Este capítulo tiene como objetivo complementar la bibliografía con proyectos que se hallan realizados previamente y sean afines al nuestro.

4.1.1 Antecedentes internacionales

A continuación, se presentan diferentes trabajos de grados que aportaron ideas en el área de la depuración de aguas, compresión mecánica de vapor y el rendimiento de compresores

4.1.1.1 Análisis de un sistema de desalinización por compresión mecánica de vapor.

(Del Rio Valeiras, 2016). El objetivo principal del presente trabajo fue la realización de un análisis energético para un sistema de desalinización por compresión de vapor con una producción de agua dulce con una capacidad de 90 m³/d, a partir del modelo matemático se estudiará como varían los parámetros más decisivos del sistema en función de la demanda de producto. Así mismo, se analizará el comportamiento general del sistema al variar otros parámetros de entrada susceptibles de oscilación. El presente proyecto se centró en gran parte del equipo completo a nivel de soluciones conceptuales. En cuanto a la parte mecánica se tocan los siguientes aspectos: Se realizarán los planos de un equipo de desalinización MVC con todos sus componentes principales como pueden ser los intercambiadores de calor, evaporador, bombas y compresor.

También se realiza un plano en sección del evaporador para mostrar de manera más gráfica su geometría interna con la finalidad de poder comprender mejor su funcionamiento. En cuanto al equipo eléctrico se realizan los planos de mando y maniobra.

El análisis energético de este proyecto es de gran ayuda, pues da una guía para los cálculos térmicos para un sistema de compresión mecánica, también para la obtención de un aproximado para el presupuesto y la elección del motor para dicho funcionamiento.

4.1.1.2 Estudio de un sistema de refrigeración por compresión de vapor aplicado a la industria agroalimentaria (Aramburu, 2017). El proyecto consiste en seleccionar un sistema de refrigeración de la región de Piura, con el objetivo de realizar un modelo matemático que describa

el comportamiento dinámico del sistema en la industria agroalimentaria. El modelo matemático se basa en balances de masa y energía en la cámara de conservación y en el evaporador. Mediante el modelado se realizó una variación en la masa y la rotación del compresor para analizar la sensibilidad del sistema, estas variables son determinantes en el funcionamiento.

Así como se desarrolló un modelado del sistema por compresión mecánica del vapor para verificar la sensibilidad del sistema respecto a sus variables, para el desarrollo de nuestro proyecto es indispensable realizar una similitud en este modelado, pues es necesario conocer los comportamientos bajo diferentes parámetros.

4.1.1.3 Estudio comparativo de tecnologías de termo compresión en evaporadores.

(Martínez Valdayo, 2018). Un proyecto el cual explica porque en la industria se opta por el uso de tecnologías por compresión mecánica de vapores frente a compresiones térmicas, que hasta hace algún tiempo atrás era el método de mayor uso en las aplicaciones a nivel industrial. Para esto, se realizó diferentes análisis energéticos, también llegando a evaluar incluso el costo de ambas tecnologías en la implementación de los mercados.

Como toda tecnología aplicada a la industria es de gran interés tener un estimado de costo beneficio frente a otras tecnologías o métodos de aplicativos con el fin de mantener competitividad en el mercado, y no solo en el mercado, si no también buscar los métodos óptimos, donde la pérdida de energía sea la menor posible.

A pesar de que se hace un estudio comparativo de dos procesos a nivel industrial, se debe tener en cuenta que los parámetros de operación pueden distorsionar los resultados de dicho análisis en un proceso diferente, aun así, el estudio sirve de modelo, para tener en cuenta ciertos factores.

4.1.1.4 Evaluación del desempeño de turbinas de gas, compresores centrífugos y bombas centrífugas de estaciones de gas natural y LPG. (García, Aboites, Jáuregui ,2009). Para medir el desempeño de un compresor se realiza una prueba de campo, en este documento se muestran los resultados obtenidos del modelamiento termodinámico, que tiene como base las mediciones tomadas en campo con la respectiva instrumentación calibrada y un sistema de obtención de datos. El montaje se realizó de acuerdo con la normativa requerida ASME PTC, se realizó un lineamiento de cálculos propuesto en dicha normativa, el uso de las ecuaciones de estado para las mezclas de gases (Gas Natural y LPG) para el cálculo de entalpías y un programa en EES para obtener resultados de desempeño del equipo y la instalación.

Este documento es una gran guía, pues es necesario caracterizar el compresor centrífugo Caterpillar para la realización del diseño de la planta de depuración de agua, donde también es indispensable hacer uso de la norma ASME PTC 10. El cual resulta ser una guía para un posible montaje ya que en este se especifican los accesorios y dimensiones de este, también encontramos la guía para cálculos termodinámicos y formas de adquisición de datos.

4.1.1.5 Modelo lineal para la identificación de velocidades críticas en un turbocompresor de MCIA. (López, Serrano, Dolz, 2014). Los modelos para identificar los puntos críticos en la operación dependen de coeficientes lineales que representan la lubricación de película, el cual está apoyada en el eje. Sin embargo, hay gran incertidumbre en los coeficientes de película de aceite determinada en la rotación de turbocompresores, En este trabajo se determinó los coeficientes de lubricación hidrodinámica de película en compresores automotrices. Para la realización de esta metodología fue necesario utilizar la ecuación de Reynolds de lubricación de

película. Se realizaron diferentes pruebas con varias magnitudes con frecuencia sincrónicas en el eje del TC. Al final se ajustan las fuerzas sincronizas y los coeficientes lineales para determinar la órbita medida descrita por el eje.

Para el montaje hay que ser cuidadosos con la lubricación del eje del compresor, pues esta ira a velocidades muy altas, lo cual se ve reflejado en alto desgaste, si no se tiene una película de lubricación adecuada, se debe determinar una órbita mínima de lubricación en función de la velocidad del eje.

4.1.1.6 Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134^a. (Rangel, Rojas, Carvajal, 2017). En este trabajo se analizan las irreversibilidades de un sistema utilizando diferentes caudales, las cuales están bien establecidas en la primera y segunda ley de la termodinámica, con esto se quiere determinar el rendimiento máximo del sistema e identificar los sitios de degradación del sistema, utilizando la misma carga térmica en el evaporador y variando los flujos. Este análisis es realizado al evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Los resultados muestran que para que el trabajo del compresor sea menor, depende de la densidad del fluido a la entrada del compresor, y esta está ligada a la capacidad de absorción en el evaporador.

Nos da una idea de cómo garantizar una operación óptima en un proceso de compresión mecánica, donde se debe tener en cuenta un buen estado físico del fluido a la entrada del compresor que está en el sistema.

4.1.2 Antecedentes nacionales

A continuación, se presentan diferentes trabajos de grados en los que se evidencian los avances que se han realizado en el área de la depuración de aguas CMV a nivel nacional.

4.1.2.1 Análisis exergo económico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo el costo de imputación por la formación del residuo. (Hernández Mora, Lugo Leyte, Bonilla Blancas, López Arenas, Salazar Pereyra, Lugo Méndez, 2019). Se realiza un análisis exergo económico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor con un fluido refrigerante de R134a. Se determinan ciertos modelos matemáticos para los costos exergo económico y exegético con y sin los residuos en cada uno de los equipos. Se determina la eficiencia isentrópica del compresor con la potencia frigorífica. Los resultados muestran que los costos de operación se incrementan en mayor proporción con la variación de la carga térmica que con la variación de temperatura en el refrigerante.

4.1.2.2 Digitalización 3d del rodete de un compresor centrífugo: un procedimiento alternativo. (Acosta Rojas, Duque Daza, Galeano Urueña, Mantilla González, 2007). Se recrea en 3D un rodete de un compresor centrífugo con diferentes metodologías, de modo que mediante el modelamiento digital se podrá realizar una simulación en la que se determinará el comportamiento de fluido al pasar por el compresor centrífugo. Tras analizar las metodologías se determinó que la más óptima es la toma de tomografías axiales computarizadas, sin embargo se decidió realizar una muestra previa del rodete en acrílico, después de tener las tomografías de procedió con realizar un programa CAD en 3D, integrando una metodología analítica para la elaboración de la geometría de los alabes del rodete del compresor centrifugo y con la información de la tomografía, se determinó que el rodete presento unas características adecuadas para el trabajo

de simulación, demostrando que el procedimiento planteado constituye una alternativa viable para la digitalización de piezas en 3D con una complejidad alta.

Este proyecto muestra una alternativa viable pero totalmente distinta para la obtención de las curvas para un compresor, puesto que seguido de la digitalización es posible realizar ciertas pruebas para ver la flecha de compresor centrífugo, sin embargo, un montaje de campo siempre dará una obtención de datos más determinante y acercada a la realidad.

4.1.3 Antecedentes locales

A continuación, se presentan diferentes trabajos de grados en los que se evidencian los avances que se han realizado en el área de la depuración de aguas residuales en la ciudad del Bucaramanga, cabe resaltar que entre estos se encuentra el prototipo que realizaron compañeros de la Universidad Industrial de Santander (UIS) para Mac Pollo

4.1.3.1 Diseño y construcción de un prototipo de destilador por compresión de vapor para purificar aguas de desecho de la planta de beneficio de Avidesa Mac Pollo S.A. (Vera, Gómez, 2018). En este trabajo se encuentra el diseño construcción y evaluación de un prototipo de depurador por compresión mecánica de vapor para la Avidesa Mac Pollo S.A, la función de este prototipo es reducir los niveles de DQO, DBO5 y demás contaminantes del agua residual bajo los límites de la resolución 0631. El sistema permite hervir agua mediante la condensación del mismo vapor, con los análisis de energía y transferencia de calor se pudo determinar la geometría de los intercambiadores de calor.

Los cálculos energéticos y los modelos son de gran beneficio para el desarrollo del proyecto, ya que esta planta de destilación es el prototipo del diseño real que requiere la compañía avícola de Colombia, Avidesa Mac Pollo S.A, donde se cambian algunos parámetros de operación, pues la demanda de agua a depurar es mucho mayor, sin que esto afecte los resultados en la calidad, ya establecidos en la resolución 0631.

4.2 Referentes teóricos.

Este capítulo tiene como finalidad reunir información documental para ubicar nuestro proyecto de investigación dentro del estado actual de conocimientos teóricos.

4.2.1 Aguas residuales

La generación de aguas residuales es una consecuencia inevitable de la actividad humana. Estas actividades provocan alteraciones en las características del agua, contaminándolas e invalidando su posterior aplicación para otros usos.

La ley de Aguas de emitida en España en 1985 y sus posteriores modificaciones define la contaminación del agua como:

La acción y el efecto de introducir materias o formas de energía, o introducir condiciones en el agua que, de modo directo o indirecto, impliquen una alteración perjudicial de su calidad en relación con los usos posteriores o con su función ecológica. Alianza por el agua (2008. p. 15)

4.2.1.1 Clasificación de las aguas residuales. (Fibras y Normas de Colombia S.A.S. 2018).

Las aguas residuales las podemos catalogar de acuerdo a su origen y dependiendo de este se determinan las características que pueden llegar a tener, basados en estos fluidos se clasifican en 5 grandes grupos:

- Aguas residuales domestica (ARD): Estas aguas provienen de viviendas, zonas residenciales establecimientos comerciales o institucionales, estas se pueden clasificar en 2 subgrupos:

- Aguas negras: Su principal característica es el transporte de sustancias residuales originarias del excusado que pueden estar presentes como disueltos, suspendidos o en estado intermedio más conocido como coloidal.

- Aguas grises: Estas se componen de los fluidos provenientes del lavado de utensilios de cocina, agua jabonosa, de la ducha, tina o lavamanos. Su principal diferencia respecto de las aguas negras es que no contienen bacterias fecales, por lo tanto, resulta ser más factible reutilizarlas.

- Agua Residual Municipal o Urbana (ARU): Estas son las provenientes de conjuntos urbanos, los cuales se componen de actividades residenciales, recreativas, e industriales. Estas se transportan mediante una red de alcantarillado hacia una planta de tratamiento con el fin de reutilizarlas o simplemente disminuir el impacto ecológico.

- Agua Residual Industrial (ARI): Estas aguas se caracterizan por proceder de cualquier actividad industrial en cuyo proceso de producción, transformación o manipulación se emplee el uso de agua, como medio de transporte, lavado, refrigeración directa, etc. Entre los contaminantes más importantes del agua se encuentran microbios patógenos, metales

pesados y materia orgánica persistente, así como sedimentos en suspensión y pesticidas, los cuales, en su mayoría, provienen de fuentes no localizadas. Estas se subdividen en 5 categorías:

- Industrias con vertimientos de tipo inorgánico: Industrias químicas de limpieza y recubrimiento de metales, explotaciones mineras y salinas, este tipo de industrias presentan vertimientos con concentraciones de metales pesados, fenoles, alquitranes, cianuros libres y complejos, sulfuros, materias en suspensión, hierro, aceites, grasas y pH.

- Industrias con vertimientos principalmente de tipo orgánico: Los fluidos provenientes de estas industrias están compuestos principalmente por materia orgánica, materia en suspensión y materia decantable, son residuos provenientes de industrias papeleras, azucareras lugares de sacrificio de animales entre otras.

- Industrias con vertimientos de tipo orgánico e inorgánico: Constituido principalmente por refinерías, petroquímicas coquerías químicas entre otras. Los residuos de estas empresas están constituidos principalmente por materia orgánica, aceites, fenoles, amoníaco y sulfuros.

- Industrias con vertimientos que contienen materia en suspensión: Las Industrias que constituyen este grupo se dedican al corte y pulido de minerales, laminación en caliente y colada continúa, los desechos que provocan estas fábricas tienen altas concentraciones de sólidos en suspensión aceites, grasas y sedimentables.

- Industrias con vertimientos de tipo refrigerantes: Usadas en centrales térmicas, plantas nucleares, las aguas resultantes de estos procesos suelen estar contaminadas por mercurio o arsénico por lo que pueden ser tóxicas y se requiere de tratamientos especiales para su purificación.

- Aguas lluvia: Son las aguas provenientes de las lluvias que escurren superficialmente por el terreno. Los primeros flujos obtenidos de las precipitaciones son generalmente muy contaminados debido al arrastre de basura y demás materiales acumulados en las superficies.

- Aguas residuales agrícolas: Estas aguas cuentan con una alta cantidad de pesticidas sales y altos contenidos de sólidos en suspensión, por lo general son vertidos directamente a los ríos lo que genera un alto nivel de contaminación.

4.2.1.2 Contaminantes derivados de aguas residuales (Sandoval, 2008). En la Figura 5 se presenta el origen y el tipo de contaminante de las aguas residuales, además de los daños que estos generan en el medio ambiente

Figura 5.

Origen y tipo de contaminante.

Contaminantes	Parámetro de caracterización	Tipo de efluentes	Consecuencias
Sólidos suspendidos	Sólidos suspendidos totales	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Domésticos ▪ Industriales 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Problema estéticos ▪ Depósitos de barros ▪ Adsorción de contaminantes ▪ Protección de patógenos
Sólidos flotantes	Aceites y grasas	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Domésticos ▪ Industriales 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Problemas estéticos
Materia orgánica biodegradable	DBO	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Domésticos ▪ Industriales 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Consumo de Oxígeno ▪ Mortalidad de peces ▪ Condiciones sépticas
Patógenos	Coliformes	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Domésticos 	Enfermedades transmitidas por el agua
Nutrientes	Nitrógeno Fósforo	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Domésticos ▪ Industriales 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Crecimiento excesivo de algas (eutrofización del cuerpo receptor) ▪ Toxicidad para los peces (amonio) ▪ Enfermedades en niños (nitratos) ▪ Contaminación del agua subterránea.
Compuestos no biodegradables	Pesticidas Detergentes Otros	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Industriales ▪ Agrícolas 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Toxicidad (varios) ▪ Espumas (detergentes) ▪ Reducción de la transferencia de Oxígeno (detergentes) ▪ No biodegradabilidad ▪ Malos olores
Metales pesados	Elementos específicos (As, Cd, Cr, Cu, Hg, Ni, Pb, Zn.)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Industriales 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Toxicidad ▪ Inhibición al tratamiento biológico de las aguas residuales ▪ Problemas con la disposición de los barros en la agricultura ▪ Contaminación del agua subterránea

Nota. Tomado de: Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible Resolución 631 de 2015

4.2.1.3 Características que definen la calidad del agua (Becerra & Gutiérrez, 2013).

Para determinar la calidad del agua se suele definir la composición física, química y biológica.

Dichos parámetros deben cumplir ciertos niveles para determinar si el agua es apta para determinado uso.

- **Características físicas:** Las características que se estudian para determinar la composición física del agua son la turbiedad, color, olor, sabor, temperatura, sólidos y conductividad.
- **Características químicas:** Los parámetros que se estudian para determinar la composición química son materia orgánica, DBO, DQO, COT, DTO, DTeO, Ph, cloruros, alcalinidad, nitrógeno compuestos tóxicos, metales pesados, gases disueltos.
- **Características biológicas:** Los parámetros que se estudian para determinar las características biológicas las bacterias ya sean de origen fecal o bacterias implicadas en procesos de descomposición además de algas, protozoos, hongos, virus helmintos.

Los criterios, estándares y objetivos de la calidad del agua dependen del uso que se le dará a esta, es por esto por lo que se profundizará en los criterios para la industria avícola posteriormente.

4.2.1.4. Normativa. Toda empresa que desarrolle actividades industriales de las cuales se generen aguas residuales debe hacer caso de los parámetros establecidos para la generación de vertimientos.

Dichos parámetros se encuentran establecidos en la resolución número 0631 del 17 de marzo de 2015, esta resolución salió como una actualización del decreto 1594 de 1984 y del decreto 3930 de 2010.

En esta resolución encontramos como factores a la hora del vertimiento de los fluidos la demanda de químicos o (DQO) con la cal se mide la presencia de sustancias oxidables, DBO5, solidos suspendidos, solidos sedimentados, grasas, aceites, fosforo, nitrógeno entre otros.

Figura 6.

Parámetros de composición para aguas residuales productos de la ganadería de aves de corral.

PARÁMETRO	UNIDADES	GANADERÍA DE BOVINOS Y PORCINOS BENEFICIO DUAL (BOVINOS Y PORCINOS)	GANADERÍA DE AVES DE CORRAL INCUBACIÓN Y CRÍA	GANADERÍA DE AVES DE CORRAL BENEFICIO
Generales				
pH	Unidades de pH	6,00 a 9,00	6,00 a 9,00	6,00 a 9,00
Demanda Química de Oxígeno (DQO)	mg/L O2	800,00	400,00	650,00
Demanda Bioquímica de Oxígeno (DBO5)	mg/L O2	450,00	200,00	300,00
Sólidos Suspendidos Totales (SST)	mg/L	225,00	200,00	100,00
Sólidos Sedimentables (SSED)	mL/L	5,00	5,00	2,00
Grasas y Aceites	mg/L	30,00	20,00	40,00
Sustancias Activas al Azul de Metileno (SAAM)	mg/L	Análisis y Reporte	Análisis y Reporte	Análisis y Reporte
Compuestos de Fósforo				
Ortofosfatos (P-PO43-)	mg/L	Análisis y Reporte		Análisis y Reporte
Fósforo Total (P)	mg/L	Análisis y Reporte	Análisis y Reporte	Análisis y Reporte
Compuestos de Nitrógeno				
Nitratos (N-NO3-)	mg/L	Análisis y Reporte		Análisis y Reporte
Nitritos (N-NO2-)	mg/L	Análisis y Reporte		Análisis y Reporte
Nitrógeno Amoniacal (N-NH3)	mg/L	Análisis y Reporte		Análisis y Reporte
Nitrógeno Total (N)	mg/L	Análisis y Reporte	Análisis y Reporte	Análisis y Reporte
Iones				
Cloruros (Cl-)	mg/L	600,00	250,00	250,00
Sulfatos (SO42-)	mg/L	500,00	250,00	250,00

Nota. Tomado de: Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible Resolución 631 de 2015

4.2.2. Sistemas de depuración de agua

Los sistemas de depuración de agua son equipos que van creciendo en popularidad, esto debido a la necesidad del ser humano de cuidar este recurso tan preciado, como explica Huertas & Marcos:

El agua es un recurso vital para el ser humano, no solo para su consumo, sino para todo tipo de procesos industriales y producción de bienes. La eliminación de los contaminantes se realiza de forma ordenada y secuencial a través de diferentes etapas, que aplicadas de forma sucesiva proporcionan un grado de tratamiento creciente de las aguas. (2012. p. 13)

Figura 7.

Etapas de depuración.



Nota. Tomado de: Huertas y Marcos 2012.

- Pre-tratamiento: Se hace por lo general en la bocatoma y tiene como objetivo la “separación previa de la mayor cantidad posible de contaminantes que por naturaleza o tamaño pueden dar problemas” Huertas & Marcos (2012. P. 14).

- Tratamiento primario: Se hace con el fin de eliminar sólidos sedimentables y flotantes.
- Tratamiento secundario: Se suele usar como última opción en este tratamiento “se elimina la materia orgánica biodegradable disuelta o en forma coloidal, así como el resto de los sólidos y partes de los nutrientes”. Huertas y Marcos (2012. P. 14).
- Tratamiento terciario: No es muy usual se utiliza solo en casos donde se quiere obtener mayor calidad en la vertiente.

4.2.2.1 Depuración por compresión mecánica de vapor (Sancho Vélez, (2014). La destilación por compresión mecánica de vapor se encuentra entre las tecnologías líderes en la ecoeficiencia industrial. El tratamiento de aguas residuales mediante CMV consigue el vertido cero con el mínimo gasto de energía. Las excelentes propiedades del destilado obteniendo permiten su reutilización integrando la gestión de vertidos en el proceso productivo. Su instalación aporta en un marco estricto y seguro cumplimiento de la normativa medioambiental.

Aunque debemos recordar que la depuración por compresión se clasifica dentro de los tratamientos secundarios ya que se necesita de los anteriores para eliminar los sólidos en suspensión ya que estos empeoran la transferencia de calor lo que provoca que el equipo sea menos eficiente.

- Componentes de un depurador CMV: Los depuradores que utilizan el método de la compresión mecánica de vapor se componen de los siguientes elementos:
 - Unidad de Evapo-Condensación: En este equipo se produce la evaporación del agua residual gracias al calor residual del proceso de condensación.

- Unidad de compresión de vapor: En este equipo se aumenta la presión del vapor con el fin de aumentar la temperatura de este para generar un delta de temperatura entre el agua residual y el vapor.

- Unidad de recuperación energética: Donde se aprovecha el calor sensible del destilado saliente para precalentar el efluente que se introduce en el evaporador-condensador.

- Bombas: Destinadas para la circulación de las aguas residuales a través del sistema.

- Unidad de depuración de vapor o separador: Donde se separan del vapor las gotas arrastradas y se controla la posible formación de espuma con el fin de proteger el compresor.

- Funcionamiento del CMV: Para llevar a cabo la depuración debemos los siguientes pasos:

- Llenado: Se lleva a cabo mediante el uso de la bomba de circulación.

- Precalentamiento: El agua residual por lo general en condiciones de temperatura ambiente, se precalienta en un intercambiador de serpentín con el destilado que abandona la planta, esto con el fin de aumentar su eficiencia.

- Evaporación: En el evaporador-condensador ocurre la expansión del vapor generado. Las condiciones del vapor oscilan entre los 80-100°C de temperatura.

- Depuración del vapor: Se separan la mayor parte de las gotas y espumas arrastradas en la expansión gracias a la fuerza centrífuga. Esta etapa es crítica ya que así se garantiza evitar la presencia de gotas en el compresor.

- Compresión: El compresor aumenta la presión desde el valor del evaporador hasta los 5-10 PSI, generando el cambio de temperatura necesario para la evaporación.

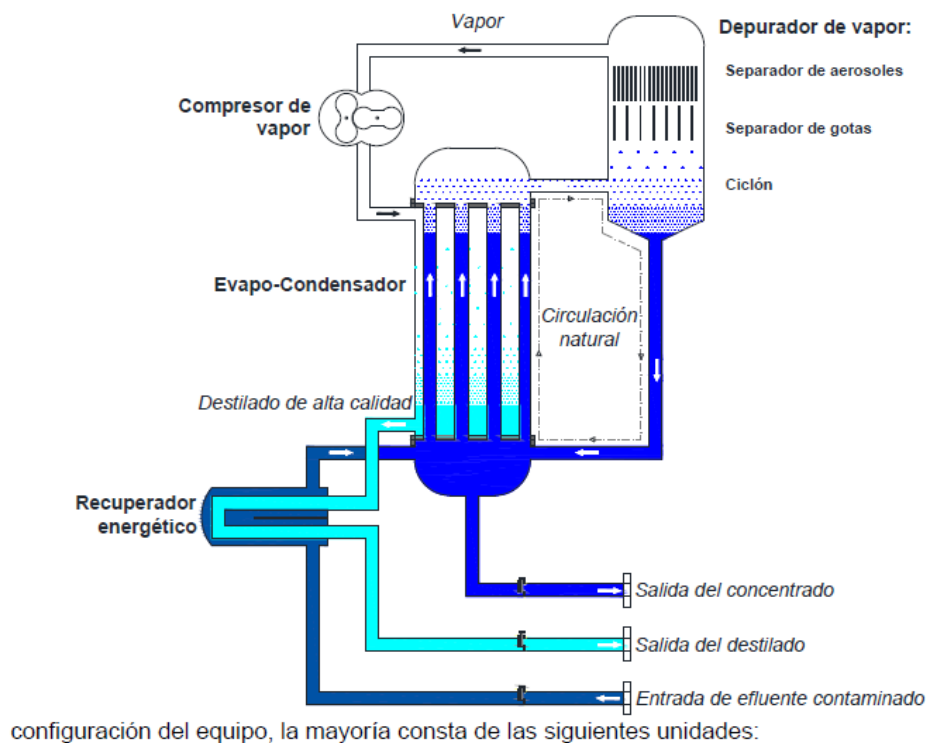
- Condensación: El vapor sobre calentado vuelve al evaporador-condensador a presión algo superior a la atmosférica, el destilado obtenido se descarga a presión en continuo y previo sub-enfriamiento en el pre-calentador.

- Configuraciones para depuradores por compresión mecánica de vapor: Los equipos que pueden presentar algún tipo de variación en el sistema sería el evaporador-condensador que podría ser de flujo vertical o horizontal con separador incorporado y el compresor que debido a la densidad del vapor debe ser rotativos para poder conseguir los cambios de presión que garanticen el funcionamiento del equipo.

Debido a esto se optó por utilizar por un compresor centrífugo ya que estos son más fáciles de encontrar en el mercado y se barajó las siguientes opciones para el evaporador-condensador.

- Evaporación interna en intercambiador de tubos verticales (circulación natural): En este tipo de sistemas la evaporación se realiza dentro de los tubos del intercambiador como se muestra en la figura.

A este tipo de evaporación se le conoce como pool boiling y resulta ser la menos eficiente debido a que el agua se encuentra estancada, la condensación se realiza mediante la evaporación en película descendente.

Figura 8.*Intercambiador vertical de flujo natural*

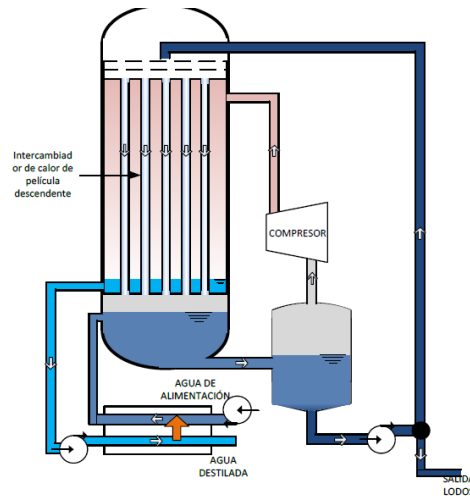
Nota. Tomado de: Sancho Vélez (2014)

Evaporación interna en intercambiador de tubos verticales (película descendente): Se utiliza una bomba de recirculación para hacer pasar el fluido por los tubos del evaporador.

En este dispositivo a la evaporación se le conoce como ebullición forzada, resulta ser más eficiente ya que en ella se encuentran presentes 2 etapas el pool boiling y la convección forzada, al igual que en el dispositivo anterior la condensación se da mediante una película descendente.

Figura 9.

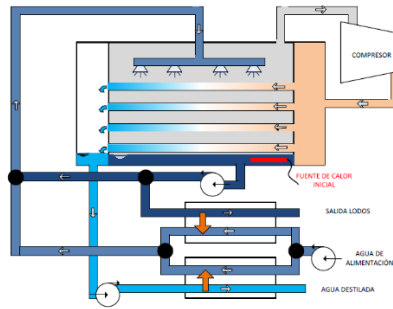
Intercambiador vertical de flujo forzado.



Nota. Tomado de: Gordillo & Silva (2018)

○ Evaporación externa en intercambiadores de tubos horizontales (alimentación con aspersores): El agua de alimentación entra al intercambiador mediante aspersores con el fin de condensar el vapor que viene del compresor a través de los tubos del intercambiador. La separación se realiza en la carcasa del intercambiador de calor.

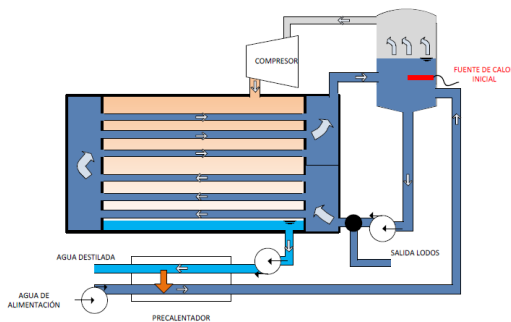
Este dispositivo resulta ser el más eficiente respecto de la transferencia de calor ya que la evaporación mediante cortina de agua resulta tener el coeficiente más alto de todos, la condensación en este tipo de dispositivos se da por dentro de los tubos aunque pueden haber problemas a la hora de garantizar que se evapore toda el agua, puede ser necesario el uso de bombas de recirculación.

Figura 10.*Intercambiador horizontal de flujo forzado*

Nota. Tomado de: Gordillo & Silva (2018)

○ Evaporación interna en intercambiadores de tubos horizontales (evaporador inundado): El agua residual se transporta a través de los tubos del intercambiador, condensando el vapor en la parte externa.

Al igual que en el primer dispositivo la evaporación se da mediante pool boiling resulta ser poco eficiente y tiene varios problemas debido al mantenimiento, la condensación también es de película descendente.

Figura 11.*Intercambiador horizontal, evaporador inundado*

Nota. Tomado de: Gordillo & Silva (2018)

4.2.2.2 Correlaciones para evaporación

- Ebullición en piscina: Durante los últimos 70 años se han llevado a cabo muchos estudios del proceso de ebullición nucleada con componentes puros. Esto ha permitido ampliar el conocimiento de los procesos físicos que se producen en la generación de burbujas en ebullición, aunque todavía no se han podido establecer modelos teóricos que predigan los coeficientes con suficiente exactitud, debido principalmente a la cantidad de parámetros de influencia en este tipo de ebullición.

Mostinski (1963) aplicó el principio de los estados correspondientes para correlacionar datos experimentales de ebullición nucleada y llegó a una correlación simple sin dependencia de las características de la superficie ni de las propiedades del fluido. La correlación de presión reducida adimensional se describe por la siguiente ecuación:

Ecuación 1.

Correlación de Mostinski para ebullición en piscina.

$$\alpha_{pool} = 3.596 * 10^{-5} P_c^{0.69} q^{n0.7} F_p$$

Nota. Tomado de: F. Taboas (2006)

Donde la presión crítica se calcula en *KPa*. Los efectos de la presión en la ebullición nucleada son correlacionados utilizando el factor F_p *determinado* mediante la ecuación.

Ecuación 2.

Ecuación para el cálculo del F_p .

$$F_p = 1.8(p_r)^{0.17} + 4(p_r)^{1.2} + 10(p_r)^{10}$$

Nota. Tomado de: F. Taboas (2006)

Donde la P_r se calcula como:

Ecuación 3.

Ecuación para el cálculo de la presión reducida.

$$Pr = \left(\frac{P_{sat}}{P_c} \right)$$

Nota. Tomado de: F. Taboas (2006)

- Ebullición forzada: El proceso de transmisión de calor en ebullición forzada es un fenómeno complejo, en el que intervienen una serie de patrones de flujo, que caracterizan la transferencia de calor. Dado que los patrones de flujo se ven influenciados por la geometría de la superficie donde se produce la ebullición, se ha creado una simplificación que permite obtener resultados aceptables, y con continuas evoluciones se ha estado utilizando a lo largo de los últimos 40 años. Esta simplificación consiste en considerar dos términos de ebullición, la ebullición nucleada y ebullición convectiva. A lo largo de los años se han propuesto diferentes formas de establecer la transición de uno a otro fenómeno.

La correlación de Shah (1982) se propuso en primer lugar de forma gráfica y posteriormente propuso las fórmulas que permitían la obtención numérica de los coeficientes. Shah establece tres regiones de ebullición: una primera donde predomina la ebullición nucleada, la

segunda, donde la generación de burbujas se ve suprimida y los efectos de ebullición convectiva comienzan a estar presentes, y la tercera donde predomina la ebullición convectiva.

Shah obtuvo la correlación a partir de 800 puntos experimentales de 18 experimentos independientes, obteniendo una desviación estándar de 14 %. Esta correlación puede ser aplicada tanto en orientación vertical y horizontal, y tanto en flujo circular como anular.

Ecuación 4.

Correlación para ebullición forzada.

$$\Psi = \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} = f(Co, Bo, Fr_l)$$

Nota. Tomado de: F. Taboas (2006)

Donde:

ψ = Factor de aumento de ebullición.

α_{TP} = Coeficiente de transferencia de calor para ebullición forzada.

α_{LO} = Coeficiente de transferencia de calor por convección.

Co = Numero de convección

Bo = Coeficiente ascenso ebulloscopio

Fr_l = Número de Froude

- Ebullición en tubos horizontales: Esta correlación resulta ser la más efectiva ya que se genera una cortina de agua que cae sobre los tubos horizontales Shah propuso una correlación para el cálculo de este coeficiente basado en 3 criterios diferentes:

Ecuación 5.*Correlación para ebullición en cortina de agua*

$$\text{For } Bo Fr_l^{0.3} > 0.0008, h_{TP} = h_{pb}$$

Nota. Tomado de: Fundamentals ASHRAE (2017)

Ecuación 6.*Correlación para ebullición en cortina de agua*

$$\text{For } 0.00021 < Bo Fr_l^{0.3} < 0.0008, h_{TP} = \Phi_0 h_{LT}$$

Nota. Tomado de: Fundamentals ASHRAE (2017)

Donde:

 Bo = Coeficiente ascenso ebulloscopio Fr_l = Número de Froude h_{tp} = Coeficiente de evaporación en tubos horizontales h_{tp} = Coeficiente de ebullición nucleada de Cooper**4.2.2.3 Correlaciones para condensación**

- Correlación para condensación en placas planas: El coeficiente promedio de transferencia de calor durante la condensación de la película en una la superficie vertical de altura L viene dada por la ecuación de Nusselt.

Ecuación 7.*Correlación para condensación en placas verticales*

$$h = 0.943 \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_w) L} \right]^{1/4}$$

Nota. Tomado de P.L. DHAR (2017)

Donde:

$\rho_l g$ = Densidad de la mezcla

ρ_l = Densidad del líquido

ρ_v = Densidad del vapor

k_l = Conductividad térmica del material

h_{fg} = Entalpia de vaporación del agua

T_{sat} = Temperatura de saturación del vapor

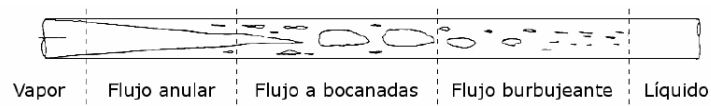
T_w = Temperatura de pared

L = Longitud

- Condensación en el interior de tubos: La condensación dentro de tubos horizontales es un proceso complejo, no factible de tratamiento analítico.

Figura 12.

Interior de un tubo donde se condensa vapor.



Nota. Tomado de P.L. DHAR (2017)

Según la combinación de caudales de vapor y líquido, puede ocurrir que el flujo sea estratificado donde condensado ocupa la porción inferior del tubo o que sea el flujo anular el condensado desarrolla una película más o menos uniforme en el perímetro del tubo.

Figura 13.

Tipos de flujos dentro de un tubo.



Nota. Tomado de P.L. DHAR (2017)

El coeficiente de transferencia de calor es afectado por el tipo de flujo bifásico. Butterworth propone la siguiente solución:

Figura 14.

Correlación para condensación con flujo estratificado

$$\bar{h} = 0.580 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h_{lv} k_l^3}{D_o \eta_l (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4}$$

Nota. Tomado de P.L. DHAR (2017)

Donde:

ρ_l = Densidad de la mezcla

ρ_l = Densidad del líquido

p_v =Densidad del vapor

K_l =Conductividad térmica del material

H_{lv} =Entalpia de vaporación del agua

T_{sat} =Temperatura de saturación del vapor

T_w =Temperatura de pared

L =Longitud

Si el flujo es anular emplear la correlacion de Boyko y Kruzhilin

Ecuación 8.

Correlación para condensación con flujo anular

$$\bar{h} = \frac{\alpha_l}{2} (J_{ent}^{\frac{1}{2}} + J_{sat}^{\frac{1}{2}})$$

Nota. Tomado de P.L. DHAR (2017)

Donde:

α_1 = Coeficiente de transferencia si todo el caudal circulara como liquido dentro del conducto

Ecuación 9.

Correlación para condensación con flujo anular

$$J = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)x$$

$$x = \text{titulo de vapor} = \frac{\text{masa de vapor}}{\text{masa total}}$$

Nota. Tomado de P.L. DHAR (2017)

4.2.3 Compresión Mecánica de vapor

Para el proceso de compresión de vapor se debe tener en cuenta la densidad del vapor del agua, ya que este es un punto crítico debido a que es muy bajo.

Los compresores de desplazamiento positivo no son óptimos para trabajar con este tipo de fluido debido a que las revoluciones que tendría que alcanzar para generar un aumento de presión considerable serían muy altas lo que sería un grave problema para su funcionamiento.

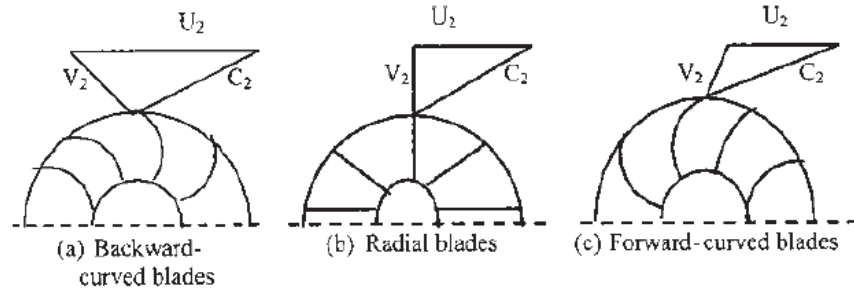
Por otro lado, los compresores rotativos son perfectos ya que estos se acostumbran a trabajar a altas revoluciones y a manejar grandes flujos.

4.2.3.1. Compresor centrífugo. Puede ser flujo axial, flujo centrífugo o una combinación de ambos, produce el aire altamente comprimido necesario para una combustión eficiente como expone Marcel Dekker en su libro:

Turbocompresores o compresores dinámicos, logran una alta presión al impartir energía cinética al aire en el impulsor, y luego esta energía cinética se convierte en presión en el difusor. Las velocidades del flujo de aire son bastante altas y el número de Mach del flujo puede acercarse a la unidad en muchos puntos de la corriente de aire. (2003. p. 187)

4.2.3.2. Tipos de compresores centrífugos. Existen tres tipos de compresores centrífugos estos se diferencian por la forma que tienen las paletas del rotor.

- Paletas curvadas hacia atrás:
- Paletas curvadas hacia adelante
- Paletas radiales

Figura 15.*Tipos de paletas en compresores centrífugos*

Nota. Tomado de: Marcel Dekker (2003)

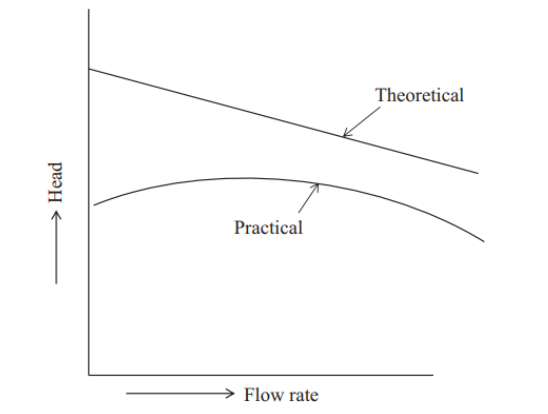
El escoger uno u otro tipo de paleta depende netamente de la aplicación ya que cada una tiene ventajas y desventajas esto lo expone Dekker de manera más detallada en su libro:

Los impulsores tienden a sufrir altas fuerzas de tensión. Cuchillas curvas, como las utilizados en algunos ventiladores y bombas hidráulicas, tienden a enderezarse debido a la fuerza centrífuga y las tensiones de flexión se establecen en las paletas. Las cuchillas radiales rectas no solo están libres de tensiones de flexión, sino que también pueden ser algo más fáciles de fabricar que las cuchillas curvas. Está claro que el aumento del flujo de masa disminuye la presión sobre la cuchilla hacia atrás, ejerce la misma presión sobre la cuchilla radial y aumenta la presión sobre la cuchilla hacia adelante. Para una velocidad de punta dada, el impulsor de la cuchilla curva hacia adelante transfiere la energía máxima, la cuchilla radial menos, y la menor energía es transferida por las cuchillas curvadas hacia atrás. Por lo tanto, con los impulsores de palas hacia adelante, se puede lograr una relación de presión dada desde una máquina de menor tamaño que aquellos con palas radiales o curvadas hacia atrás. (2003. p. 190)

4.2.3.3 Curvas de rendimiento. La curva de rendimiento no es más que el trabajo realizado por el compresor en términos de altura evaluado a diferentes flujos, un compresor centrífugo no tiene solo una curva de rendimiento, la velocidad en el rodete determinará cómo será el comportamiento de esta curva. Como lo vemos en la figura 12 la curva de rendimiento teórica del compresor es más bien parecida a una línea recta que va decayendo al incrementarse el flujo.

Figura 16.

Características del compresor centrífugo.



Nota. Tomado de: Dhar, P. L. - Thermal system design and simulation-Elsevier (2017).

Sin embargo, en la práctica el comportamiento es muy diferente, ya que ocurren diferentes pérdidas dentro del compresor.

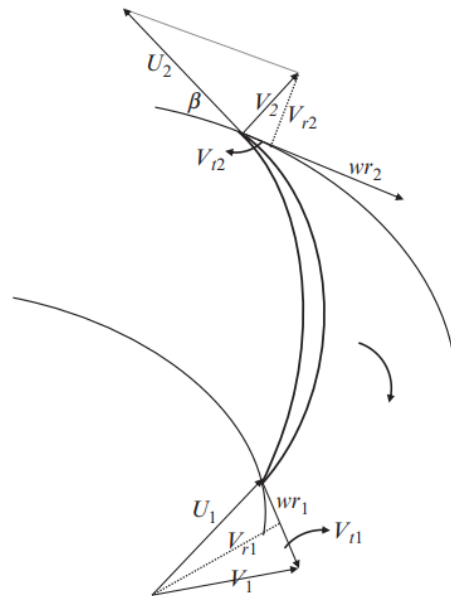
Un compresor centrífugo consiste en un rodete o impulsor que gira seguido de un difusor, el fluido es aspirado en dirección axial hacia la carcasa de admisión o el ojo del impulsor, este se encarga de proporcionar una energía cinética al fluido, dejando el impulsor con una velocidad que tendrá componentes radial y tangencial a los alabes. Tal como lo dice S.L Dixon:

La función del rodete consiste en aumentar el nivel de energía del fluido desviándolo hacia el exterior, incrementando de ese modo el momento cinético del fluido. Tanto la presión estática como la velocidad son aumentadas en el interior del rodete o rotor. El propósito del difusor es convertir la energía cinética del fluido que sale del rotor en energía de presión. (1981. P. 225)

Lograr entender el comportamiento del fluido es crucial para poder determinar la altura teórica. En el rodete tendremos 3 velocidades, la velocidad del fluido, la velocidad del impulsor y la velocidad relativa entre ellos. En la figura 13 podemos observar cómo es el comportamiento de las velocidades que hacen parte del análisis.

Figura 17.

Diagrama de velocidades en compresor centrifugo.



Nota. Tomado de: Dhar, P. L. - Thermal system design and simulation-Elsevier (2017).

- **Curva de rendimiento Práctica.**

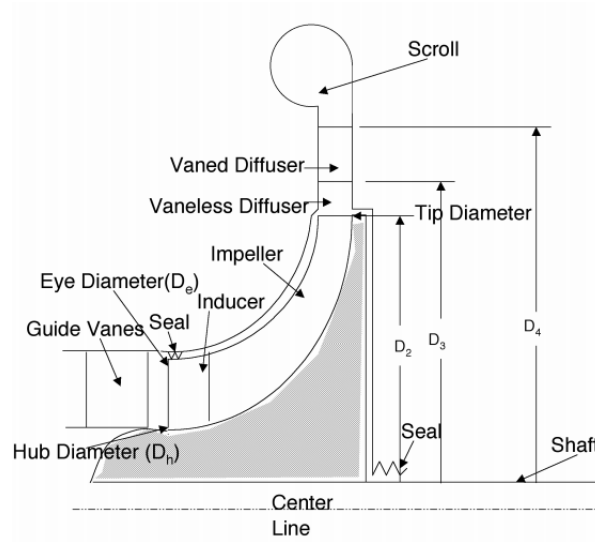
Como se mencionó anteriormente, en la practica el comportamiento del compresor se ve determinado en gran parte por la perdida en sus principales elementos, La curva teórica solo nos mostrara el trabajo realizado en el impulsor de una forma ideal, Dhar da una idea más completa de cuáles pueden ser las perdidas en el compresor:

Esto se debe a varias pérdidas que ocurren dentro del compresor. Estos incluyen pérdidas debido a la fricción en el impulsor y en la superficie del rotor entre el cubo y la carcasa, las pérdidas derivadas de gradientes de velocidad negativos en la capa límite, fugas a través del espacio libre entre el impulsor giratorio y la carcasa estacionaria, pérdida de recirculación debido al reflujo hacia el impulsor (debido a un gradiente de presión adverso en la dirección del flujo), la pérdida de incidencia debido a que el flujo no ingresa a la cuchilla suavemente en condiciones fuera de diseño, y varias pérdidas en la sección del difusor.(2017. P.257)

Se han realizado varios estudios de modelos empíricos de pérdidas en Boyce Meherwan.P.- Centrifugal Compressors a Basic Guide PennWell, 2003 se determinan las perdidas en 3 categorías, perdidas externas, perdidas en el impulsor y perdidas en el difusor. En la figura # muestra un corte de compresor con algunas de sus características geométricas.

Figura 18.

Características dimensionales del compresor centrífugo.



Nota. Tomado de: Boyce (2003)

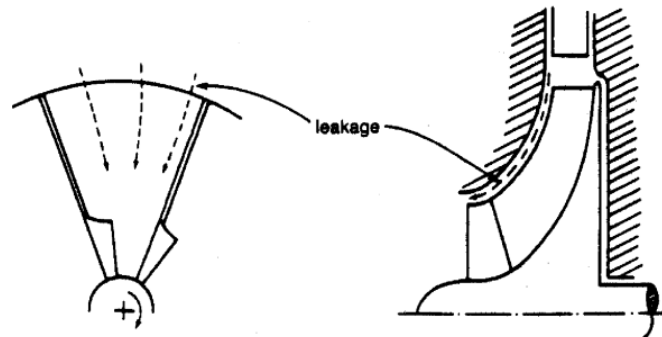
Para determinar las pérdidas generalmente se hace en forma de entalpía, calor o de manera adimensional. En las categorías existen varios tipos de pérdidas por fenómenos físicos diferentes, los cuales son:

Perdidas externas

- **Clearance Loss:** La partícula experimenta la fuerza de Coriolis pues al ingresar el fluido tiene un movimiento de traslación en relación con el sistema de coordenadas giratorio. Existe una diferencia de presión entre las caras de conducción y arrastre del impulsor. El fluido irá por el camino que le proporcione menor resistencia, este será entre la carcasa y el impulsor, está pérdida por espacio libre genera una fuga. La figura 15 explica la pérdida por holgura.

Figura 19.

Fugas por pérdida de claro.

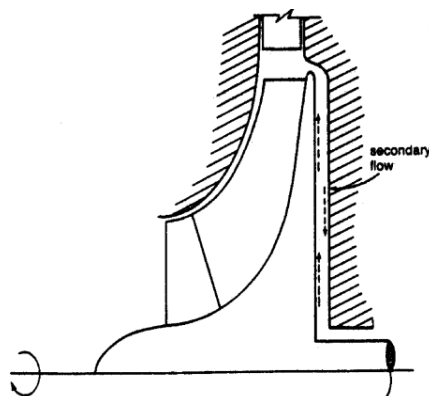


Nota. Tomado de: Boyce (2003).

○ **Disc Friction Loss:** Esta Perdida es debida al par de fricción que se genera en la parte posterior del impulsor, las pérdidas de cojinetes, sellos se combina con esta perdida. La figura 16 describe dicha perdida.

Figura 20.

Flujo en la parte posterior del impulsor

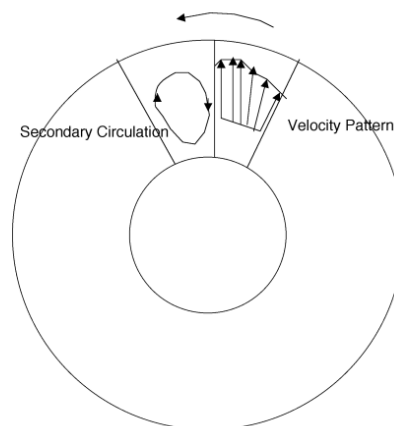


Nota. Tomado de: Boyce (2003).

- Perdidas en el rotor
 - **Shock in Rotor Losses:** Se produce por la entrada de choque al rotor, las paletas de entrada deben ser preferiblemente oblicuas e ir incrementando su espesor gradualmente.
 - **Incidence Loss:** La continuidad del flujo requiere que la velocidad del flujo permanezca sin cambios, el fluido que se aproxima a una cuchilla en un Angulo sufre un cambio instantáneo por la geometría de la cuchilla, por lo tanto, la cuchilla puede experimentar un cambio en su velocidad y producir pérdidas relacionadas a este fenómeno.
 - **Skin Friction Loss:** Producida por la fuerza de corte en la pared del impulsor, producto de la fricción turbulenta.
 - **Diffusion-Blading Loss:** Esta Perdida es producida por la recirculación del flujo en el impulsor, también es producida debido a los gradientes negativos de la velocidad en la capa límite, la capa limite aumenta al fluido desacelerarse lo que genera una separación en el fluido, la figura 17 ilustra el fenómeno.

Figura 21.

Esquema de circulación de flujo secundario en un impulsor centrífugo.

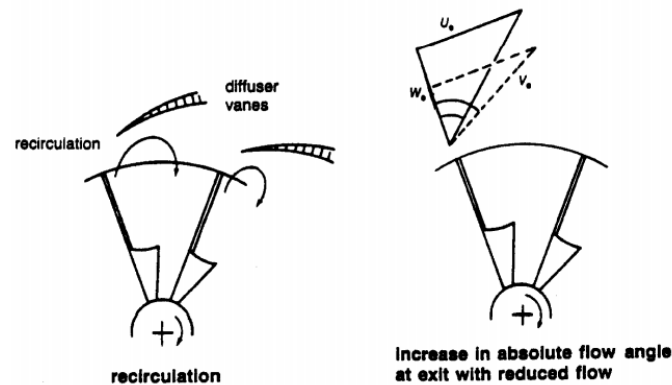


Nota. Tomado de: Boyce (2003).

- **Perdidas en el difusor**
 - **Recirculation and Wake Mixing Loss:** Pérdida que proviene de las paletas del impulsor, producida en el espacio sin paletas entre el impulsor y el difusor, el flujo se retorna hacia el difusor hacia el impulsor, esta recirculación devuelve parte de la energía al impulsor lo que crea la pérdida.

Figura 22. Pérdidas por recirculación

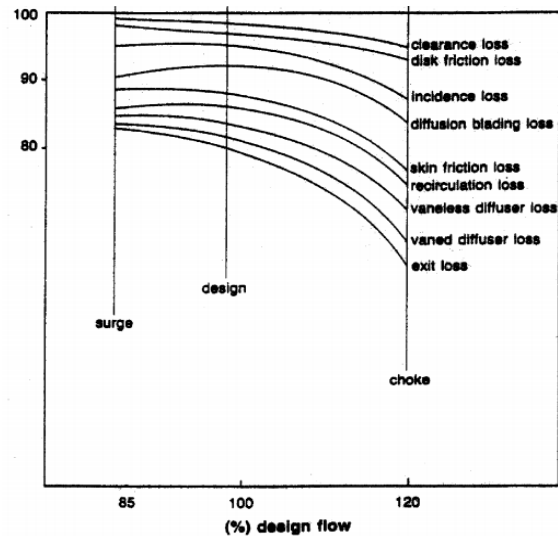
Perdidas por recirculación



Nota. Tomado de: Boyce (2003)

- **Exit loss:** la pérdida en la salida se supone como la mitad de la energía cinética que sale del difusor. En la figura 19 podemos observar unos valores típicos de un compresor con una relación de compresión que no supera la relación 2:1, tiene cuchillas curvadas hacia atrás y una velocidad constante, esto es solo para tener una idea de la relevancia de las pérdidas en cada una de las etapas de operación. Queda claro que las pérdidas son resultado de diversos factores en el compresor y Boyce nos da un análisis más detallado al respecto en su libro:

Tenga en cuenta que la eficiencia es más alta cerca del punto de sobretensión. La pérdida de espacio libre es la más alta cerca del flujo máximo o punto de estrangulamiento ya que la pérdida es una función directa del flujo mientras que la pérdida por fricción del disco es constante. La pérdida de incidencia es mínima cerca del diseño como se esperaría, ya que el ángulo de incidencia es mínimo en ese punto. La pérdida de la lámina de difusión es mayor cerca del punto de sobretensión debido al hecho de que la presión es más alta en ese punto y hay una mayor circulación de flujo y separación de flujo en ese punto. La pérdida por fricción de la piel es mayor cerca del estrangulador, ya que la pérdida es una función directa del flujo, lo que hace que la velocidad relativa sea mayor, y la pérdida por fricción de la piel es una función directa de la velocidad al cuadrado. La pérdida de recirculación es más alta en el punto de sobretensión ya que hay un ángulo de flujo más plano que sale del impulsor. El difusor sin paletas, el difusor con paletas y las pérdidas de salida son una función directa del flujo y, por lo tanto, son las más altas en el punto de estrangulamiento. (Boyce, P.223)

Figura 23.*Perdidas en un compresor centrífugo.*

Nota. Tomado de. Boyce (2003).

5. Metodología de diseño

Para las alternativas de diseño se seleccionó un compresor centrífugo como equipo para la compresión debido a que este es capaz de manejar grandes caudales, conseguir los cambios de presión necesarios y se encuentra con mayor facilidad en el mercado.

5.1. Selección de alternativa

Respecto del condensador-evaporador se manejan las 4 alternativas expuestas en el capítulo anterior:

- Alternativa 1, evaporación interna en intercambiador de tubos verticales (circulación natural)
- Alternativa 2, evaporación interna en intercambiador de tubos verticales (película descendente)
- Alternativa 3, evaporación externa en intercambiadores de tubos horizontales (alimentación con aspersores)
- Alternativa 4, evaporación interna en intercambiadores de tubos horizontales (evaporador inundado)

Cabe mencionar que los intercambiadores de tubos horizontales poseen coeficientes de calor muchos más altos debido a la simultánea evaporación y condensación sobre la superficie de transferencia de calor tal y como expone (Darwish, 1998).

5.1.1 Requerimientos del consumidor.

Presentaremos los requerimientos más importantes para tener en cuenta en el diseño de una planta de depuración de agua, y evaluar los aspectos más importantes por medio de una matriz QFD (función de calidad).

A continuación, la lista de los deseos y necesidades que el cliente quiere para la máquina.

Tabla 1.

Requerimientos del consumidor.

Requerimientos de consumidor	Orden de importancia
Capacidad	8
Efectividad	7

Requerimientos de consumidor	Orden de importancia
Seguridad de la máquina y sus componentes	6
Consumo energético	5
Económico	4
Fácil mantenimiento	3
Ecológico	2
Espacio	1

5.1.2 Especificaciones del diseñador.

A continuación, se presentan las variables más destacadas según el criterio del diseñador, para el desarrollo del proyecto, con estas se procederá a la elaboración de la matriz QFD.

- Capacidad
- Temperatura
- Ruido
- Seguridad
- Consumo energético
- Mantenimiento.
- Estandarización de piezas
- Efectividad

5.1.3 Criterios de ponderación.

0 = Muy poca relación.

- 1 = Poco relacionado.
 2 = Medianamente relacionado.
 3 = Muy relacionado.
 4 = Totalmente relacionado.

5.1.4 Ponderación de resultados

Una vez realizada la matriz calidad, se tienen en cuenta los resultados más altos de la matriz para así poder relacionarla más adelante con las alternativas y escoger la que posea estos aspectos.

Tabla 2.

Ponderación de resultados

Requerimientos	Valor	Magnitud	Porcentaje (%)
Temperatura	123	0.2150	21.50
Efectividad	116	0.2027	20.27
Capacidad	113	0.200775	20.07
Consumo energético	112	0.1958	19.58
Económico	108	0.1888	18.88
TOTAL	572	1	100

Tabla 3

Matriz QFD

ESPECIFICACIONES DISEÑADOR REQUERIMIENTOS DE CONSUMIDOR	ORDEN DE IMPORTANCIA	Capacidad		Temperatura		Ruido		Mantenimiento		Seguridad		Consumo energético		Estandarización de		Efectividad		Economico	
		8	4	32	4	32	4	32	1	8	2	16	4	32	1	8	4	32	4
Capacidad	8	4	32	4	32	4	32	1	8	2	16	4	32	1	8	4	32	4	32
Efectividad	7	4	28	4	28	4	28	3	21	2	14	4	28	3	21	4	28	2	14
Seguridad de la maquina	6	2	12	3	18	3	18	4	24	4	24	1	6	4	24	2	12	3	18
Consumo energetico	5	4	20	4	20	0	0	0	0	1	5	4	20	0	0	4	20	4	20
Economico	4	3	12	3	12	2	8	2	8	3	12	4	16	3	12	2	8	4	16
Facil mantenimiento	3	1	3	3	9	0	0	4	12	4	12	0	0	4	12	3	9	2	6
Ecologico	2	1	2	0	0	4	8	2	4	2	4	3	6	0	0	3	6	0	0
Tamaño	1	4	4	4	4	3	3	2	2	3	3	4	4	0	0	1	1	3	3
			113		123		97		79		90		112		77		116		109

Tabla 4.

Selección de alternativas.

Requerimientos	Valor %	Alternativas							
		Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4				
Temperatura	0,2150	4	0,86	3	0,645	5	1,075	4,5	0,9675
Efectividad	0,2027	4	0,8108	3,5	0,7094	5	1,0135	4,5	0,9121
Capacidad	0,2007	5	1,003	5	1,003	5	1,003	5	1,003
Consumo energético	0,1958	5	0,979	5	0,979	3	0,5874	3	0,5874
Economía	0,1888	4	0,7552	4	0,7552	4	0,7552	4	0,7572
TOTAL	1	4,40		4,091		4,43		4,22	

6. Curva de rendimiento compresor centrifugo

La característica principal de un proceso de depuración de agua residual por el método MCV se basa en la lograr el desplazamiento de un flujo volumétrico de vapor alto sin que se requiera desarrollar presiones elevadas. Los compresores centrífugos son los equipos que mejor se adaptan a este tipo de requerimientos.

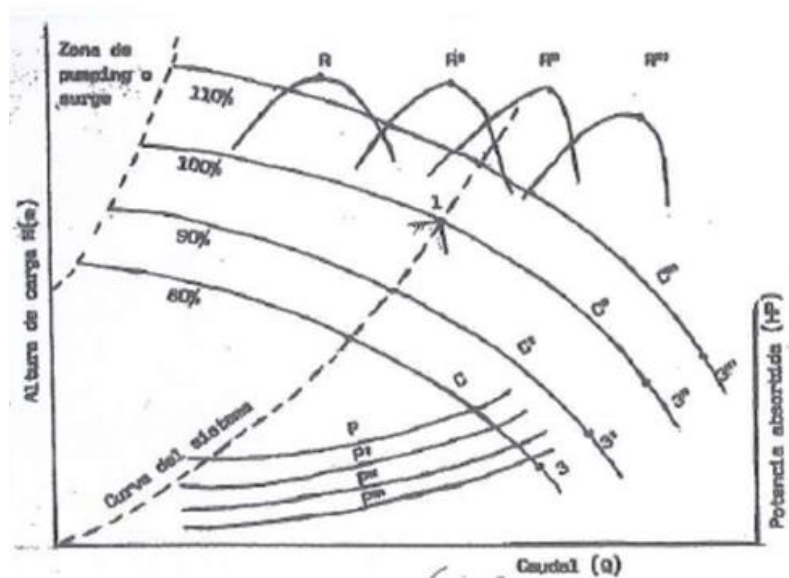
Los compresores centrífugos son equipos sofisticados que por sus características físicas y de operación son relativamente costosos. Para realizar la compresión del vapor inicialmente se consideró que se podría adaptar un compresor de segunda utilizado originalmente como turbocompresor en un generador Caterpillar de referencia G3608 con un motor de 1995 bkW. Pero asumiendo la dificultad de no disponer de las curvas de desempeño (Presión vs Caudal, rendimiento y potencia consumida) y el trabajo que se requiere para la adaptación mecánica del compresor, se decide realizar el análisis teórico de desempeño para la nueva aplicación y además considerar el cambio del fluido de trabajo (aire por vapor). Conocidas las condiciones de desempeño se podrá analizar el comportamiento del sistema completo de depuración de agua residual acoplando las características operativas del compresor a las características de los demás elementos de la planta.

6.1 Curvas de rendimiento en compresores

Una curva típica de rendimiento de un compresor muestra el incremento de presión desarrollado por este para diferentes flujos de trabajo a diferentes velocidades de rotación del eje, además se puede observar el rendimiento y la potencia en diferentes puntos de operación.

Figura 24.

Típico mapa de rendimiento para compresor centrífugo.



Nota. Tomado de: Editada de ASME 70:296 (1948).

Para la determinación de estas curvas es necesario realizar un modelo de cálculo, el cual se desarrolla a partir de la determinación del comportamiento ideal basado en la ecuación de Euler, y modificado por diversos factores de corrección debidos a las pérdidas en los principales componentes del compresor.

6.2. Etapa de modelamiento

Modelo teórico:

- Triángulos de velocidad
- Ecuación de Euler.

Modelo con pérdidas

- Perdidas externas
- Perdidas en el rotor
- Perdidas en el difusor
- Tipos de perdidas

6.2.1. Modelo teórico.

En las turbo máquinas el intercambio de energía tiene lugar exclusivamente en el rodete, la energía se transfiere a través del momento angular producida por las velocidades tangenciales, esto produce un par. La ecuación de Euler parte de la conservación del momento cinético, sin considerar las pérdidas en los principales órganos del compresor.

Para conseguir el desempeño teórico del compresor primero se definen las velocidades de entrada y salida con los triángulos de velocidad, luego con la ecuación de Euler es posible hallar el trabajo específico realizado sobre el fluido, excluyendo todas las perdidas.

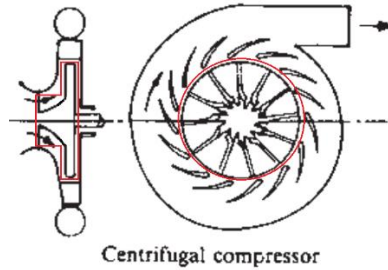
6.2.1.1. Triangulo de velocidades. Para el desarrollo de las curvas teóricas se determina un volumen de control en el rodete, como se puede ver en la figura 22, se determina el triángulo de velocidades en la entrada y salida del rodete, este triángulo se forma por tres vectores de velocidad, en este documento se utilizará la siguiente denotación para nombrar cada una de sus componentes, las cuales son:

- C: velocidad absoluta del fluido.
- U: Velocidad lineal del rotor.

- V: velocidad relativa del rotor respecto al fluido

Figura 25.

Volumen de control en el rodete.



Nota. Tomado de: Editada de Turbomachinery design and theory, M Dekker (2003).

Para determinar el triángulo de velocidades del compresor se debe seguir el siguiente esquema de cálculos, que depende de los ángulos de los alabes a la entrada y salida del impeler, la velocidad de rotación del rodete y el diámetro del impeler.

Tabla 5.

Estructura de cálculos triángulos de velocidades.

Triangulo de velocidad en la entrada		
Variable	Descripción-grafico	Ecuaciones
C1 (Velocidad entrada)		$C1^2 = Cr1^2 + Ct1^2$
Cr1 (Velocidad radial)		$Cr1 = \frac{Q1}{A1}$
U1 (Velocidad tangencial)		$U1 = \omega \cdot R1$

Triangulo de velocidad en la entrada

V1 (Velocidad relativa)

$$U1 = \frac{Cr1}{\tan(\beta1)} + Ct1$$

$$V1^2 = C1^2 + U1^2$$

TRIANGULO DE VELOCIDAD EN LA SALIDA

Variable	Descripción-grafico	Ecuaciones
C2 (Velocidad salida)		$C2^2 = Ct2^2 + Cr2^2$
Cr2 (Velocidad radial)		$Cr2 = \frac{Q2}{A_{periferica}}$
U2 (Velocidad tangencial)		$U2 = \omega \cdot R2$
V2 (Velocidad relativa)		$Ct2 = U2 - \frac{Cr2}{\tan(\alpha)}$
		$C2^2 = Ct2^2 + Cr2^2$

La ecuación de Euler o también llamada ecuación fundamental, pues con esta se puede constituir una base analítica para el diseño del órgano principal de las turbo máquinas, el rodete. Esta ecuación parte de la conservación del momento cinético, para encontrar el torque en la entrada y el torque a la salida que es el par motor o torque respecto al eje de giro, como ya se mencionó son las componentes tangenciales las que producen trabajo cuando el eje gira.

Tabla 6.*Cálculo de curvas teóricas de rendimiento*

Variable	Descripción-gráfico	Ecuaciones
T= Diferencia entre torques	Calculo potencia ideal del compresor	$T = T_1 - T_2$ $T = m \cdot (C_{t1} \cdot R_1 - C_{t2} \cdot R_2)$
T1=Torque en la entrada T2=Torque en la salida. P=Potencia		$P = T \cdot \omega$ $P = m \cdot \omega \cdot (C_{t1} \cdot R_1 - C_{t2} \cdot R_2)$
H_{Te}=H= Cabeza de caudal	Cálculo de la altura cabeza caudal ideal	$H_{Te} = \frac{C_2^2 - C_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + V_1^2 - V_2^2}{2 \cdot g}$
ΔC	Representa el cambio en la energía cinética del líquido	$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$
ΔU	Representa el efecto de la cabeza centrífuga o la energía producida por el impulsor	$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$
ΔV	Representa el cambio en la presión estática del líquido	$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}$

6.2.2. Modelo con pérdidas (Curvas reales).

El modelo teórico solo muestra el trabajo realizado en el rotor de una forma ideal. En la práctica el comportamiento del compresor se ve afectado por factores como la fricción, la recirculación, las fugas en los claros, etc. Los factores mencionados se encuentran en los 3 principales componentes del equipo (externo, impulsor y difusor).

Se toma como base la altura teórica calculada en la sección anterior expresada de manera adimensional respecto de la velocidad lineal en la salida del impulsor.

Ecuación 10

Ecuación curva cabeza caudal adimensional

$$HT = H \cdot \frac{g}{U^2}$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003)

Donde:

HT: Cabeza caudal ideal adimensional.

H: Cabeza de caudal ideal.

U2: Velocidad tangencial en la salida del compresor

Los principales componentes del compresor donde se encuentran las pérdidas son:

6.2.2.1. Perdidas externas. Los espacios entre el impulsor y el cuerpo del compresor son la causa para que se generen dos tipos de perdidas externas, perdidas por claro y perdidas por fricción de disco, al ser pérdidas que no tienen lugar en el interior del impeller, se consideran como un trabajo extra que debe ofrecer el motor al cabezal teórico.

La altura total teórica o altura total del impulsor es la altura teórica que se desarrolló a partir del comportamiento ideal más la suma de las perdidas externas.

Ecuación 11.

Suma perdidas externas

$$S_{pe} = dP_{cl} + dP_{df}$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

Ecuación 12.

Altura total teórica

$$HTT = HT + S_{pe}$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

6.2.2.2. Perdidas en el rotor. Las pérdidas más determinantes en el rotor son cuatro. Perdida por choque, que ocurre en la entrada del rotor; Perdida por incidencia, que se genera al ajustar la dirección del flujo de entrada con el ángulo de las cuchillas; Perdida de difusión, generada por vectores de velocidad producidos por la recirculación del flujo en el espacio entre cuchillas; Perdida de fricción en la piel. El cabezal total del impulsor se determina con la altura ideal menos las perdidas en el rotor.

Ecuación 13.

Suma perdidas rotor.

$$SP_r = dP_{inc} + dP_{sh} + dP_{sf} + dP_{db}$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

Ecuación 14.

Cabezal total impulsor

$$HIA = HT - SP_r$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

Con el cabezal adiabático disponible en la descarga del impulsor y el cabezal teórico total, se determina la eficiencia adiabática en el impulsor.

Ecuación 15.

Eficiencia adiabática en el impulsor

$$\eta_{impeller} = \frac{HIA}{HTT}$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

Con el cabezal adiabático disponible en la descarga del impulsor y el cabezal teórico total, se determina la eficiencia adiabática en el impulsor.

Ecuación 16.

Eficiencia adiabática en el impulsor

$$\eta_{\text{impeller}} = \frac{HIA}{HTT}$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

6.2.2.3. Pérdidas en el difusor. En el difusor se generan cierto tipo de pérdidas: pérdidas de recirculación, pérdidas en las paletas del difusor y pérdidas a la salida. El cabezal adiabático total del compresor se define como el cabezal total del impulsor menos las pérdidas generadas en la zona del difusor.

Ecuación 17.

Suma pérdidas difusor

$$SPd = 2 * dPrw + dPvd$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

Ecuación 18.

Cabezal adiabático total real.

$$HOA = HIA - SPd$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

Con el cabezal adiabático total real y el cabezal teórico total, se determina la eficiencia adiabática general.

Ecuación 19.

Eficiencia adiabática general.

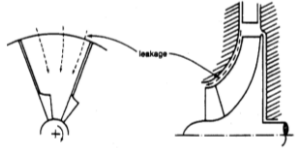
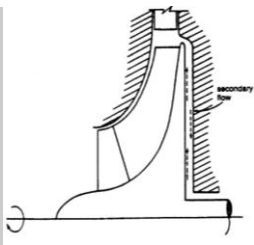
$$\eta_{\text{impeller}} = \frac{\text{HOA}}{\text{HTT}}$$

Nota. Tomado de: Boyce (2003).

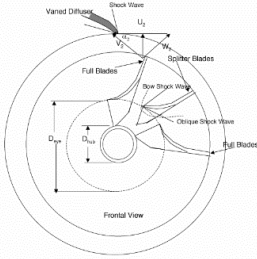
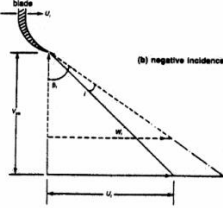
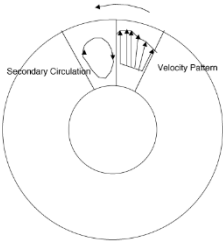
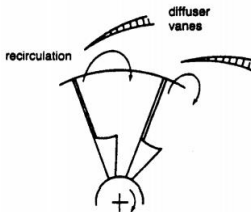
6.2.2.4. Tipos de pérdidas. En la siguiente tabla, se muestra las relaciones para determinar cada uno de los tipos de pérdidas ubicados en los principales componentes del compresor.

Tabla 7.

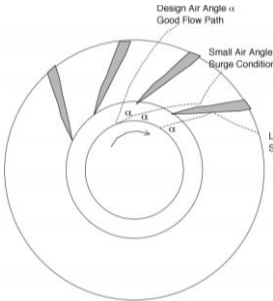
Pérdidas en compresores

TIPOS DE PERDIDAS			
Formula	Descripción	Bibliografía	
Perdidas externas			
<p>Por claro</p> $\delta P_{cl} = 0,17 \cdot HT^{\delta}$		Boyce (2003)	
<p>Por fricción de disco</p> $\delta P_{df} = \frac{C_{sf} \cdot \left[1 + \frac{P_2}{P_1} \right]}{2 \cdot \frac{V_1}{U_2} \cdot HT \cdot \left[\frac{D_{impe}}{Dt1} \right]^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{Dh1}{D_{impe}} \right)^2 \right]}$		Boyce (2003).	
Perdidas impulsor			
<p>Por choque</p> $\delta P_{sh} = 1 - \left[\frac{V_{th}}{V_1} \right]^2 - \left[\frac{2}{(n_p - 1) \cdot M_{r1}^2} \cdot \left(\left[\frac{P_{th}}{P_1} \right]^{\left[\frac{n_p - 1}{n_p} \right]} - 1 \right) \right]$		Boyce (2003).	

TIPOS DE PERDIDAS

Formula	Descripción	Bibliografía
		
<p style="text-align: center;">Por incidencia</p> $\delta P_{inc} = 0,8 \cdot \left[1 - \frac{Cr1}{V1 \cdot \sin(\text{Beta1})} \right]^2 + \left[\frac{b_{cuchilla} \cdot Z}{2 \cdot \pi \cdot R1 \cdot \sin(\text{Beta1})} \right]^2$		<p>Boyce (2003).</p>
<p style="text-align: center;">Fricción en la piel</p> $\delta P_{sf} = 4 \cdot K_{sf} \cdot C_{sf} \cdot \frac{L_b}{D_h} \cdot 1 / 2 \cdot \left[\frac{V_{avg}}{U_{2c}} \right]^2 \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \left[D_{impe} - \left(\frac{D_{t1} + D_{h1}}{2} \right) - P_c + 2 \cdot L_z \right]$	<p>Producida por la fuerza de corte en la pared del impulsor, producto de la fricción turbulenta.</p>	<p>Dhar (2017).</p>
<p style="text-align: center;">Difusión de cuchillas</p> $\delta P_{db} = \frac{2 \cdot \theta_{db} \cdot \sigma_{db}}{\sin(\text{Beta1})} \cdot \left[1 + \frac{\theta_{db} \cdot \sigma_{db} \cdot H_{db}^2}{2 \cdot \sin(\text{Beta1})} \right]$		<p>Boyce (2003).</p>
Perdidas difusor		
<p style="text-align: center;">Recirculación y mezcla de estela</p> $\delta P_{rw} = 0,02 \cdot Fr_w^2 \cdot \theta_{difusor}^{0,5}$		<p>Boyce (2003).</p>
<p style="text-align: center;">Perdidas a la salida</p> $\delta P_{rw} = 0,02 \cdot Fr_w^2 \cdot \theta_{difusor}^{0,5}$	<p>La pérdida en la salida se supone como la mitad de la</p>	<p>Boyce (2003).</p>

TIPOS DE PERDIDAS

Formula	Descripción	Bibliografía
<p align="center">Perdidas en las venas del difusor</p> $\delta P_{vd} = \frac{K_{vd}}{2} \cdot \left[0,07 + 0,0076 \cdot \left(\frac{V_3}{V_2} - 1 \right)^3 \right] \cdot \frac{V_3}{U_2}$	energía cinética que sale del difusor.	Boyce (2003).
		

6.2.3. Desarrollo del modelo

Se aplica el modelo teórico y modelo con pérdidas en un análisis enfocado al compresor CAT 4P-674 cuya geometría se encuentra en la tabla 11, se determinan sus curvas de desempeño para un comportamiento ideal y un comportamiento real, y como resultado obtener la presión desarrollada, la potencia consumida y la eficiencia, para cada uno de los modelos.

Figura 26.*Caracola y rodete compresor centrífugo.*

Para desarrollar los modelos de cálculo del compresor se dispone de su configuración geométrica. En la tabla 8 se encuentra cada una de sus dimensiones, obtenidos luego de su despiece.

Tabla 8.*Geometría del compresor*

CONFIGURACIÓN FÍSICA DEL COMPRESOR CAT 4P-6746		
Nombre	Unidades	COMPRESOR CAT
Diámetro salido impeller	mm	306
Diámetro entrada compresor	mm	200
Diámetro salida compresor	mm	170
Diámetro del cubo	mm	50
Angulo de entrada cuchilla	°	30
Angulo de salida cuchilla	°	110
Angulo de las cuchillas del difusor	°	20
Numero de paletas	N.A	20
Longitud meridional	mm	230
Altura del impeller	mm	200

CONFIGURACIÓN FÍSICA DEL COMPRESOR CAT 4P-6746

Nombre	Unidades	COMPRESOR CAT
Gap	mm	8
Diámetro entrada difusor	mm	360
Diámetro entrada voluta	mm	70
Diámetro salida voluta	mm	170
Diámetro salida difusor	mm	466

El compresor centrífugo CAT 4P-6746 tiene los alabes curvados hacia atrás, en la figura 27 se observar esto, desde la perspectiva de la imagen se determinar el sentido de giro del impulsor gracias a las marcas que se encuentran el difusor por el tiempo que estuvo en operación el compresor.

Figura 27.

Orientación de los alabes

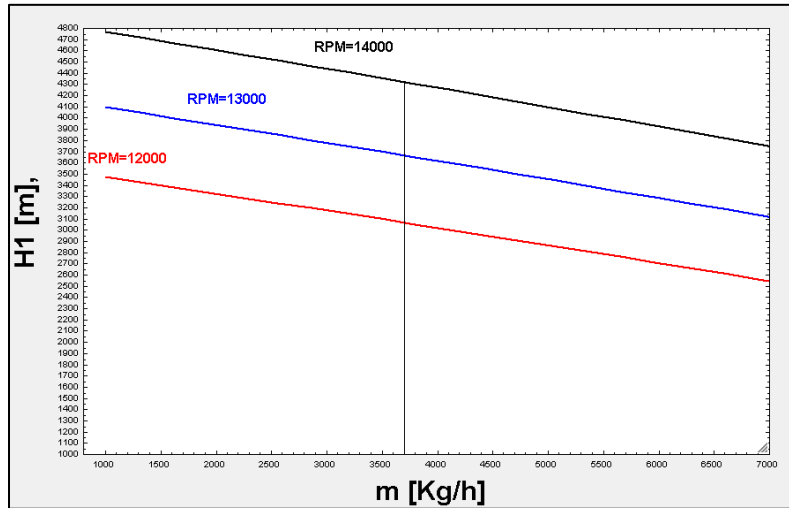


Usando el software solucionador de ecuaciones EES se puede aplicar el análisis del modelo teórico a la geometría de la tabla 11 y se obtiene la caracterización ideal del compresor CAT.

6.2.3.1. Cabeza teórica vs caudal.

Figura 28.

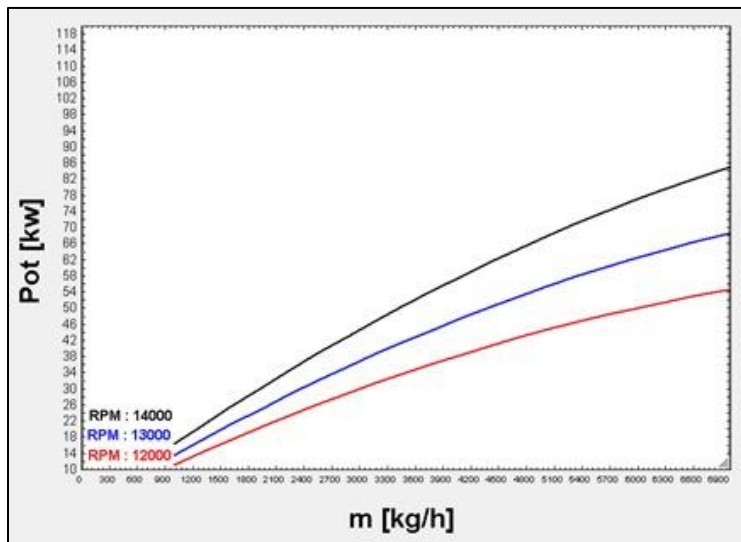
Curvas teóricas compresor centrífugo.



6.2.3.2. Determinación de potencia teórica vs caudal.

Figura 29.

Curvas de potencia teóricas



6.2.3.3. Análisis del modelo con pérdidas. Las pérdidas en compresores se calculan en los 3 principales componentes del equipo, en la zona externa, en el impulsor y en el difusor, en la siguiente tabla se encuentra el valor obtenido de cada una de ellas para el compresor analizado.

Tabla 9.

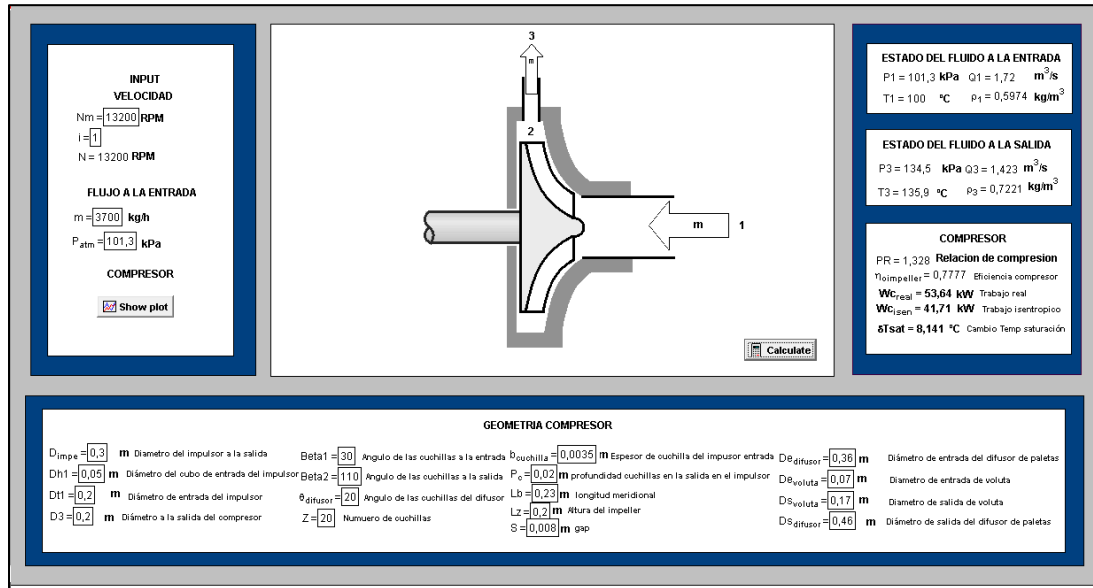
Perdidas reales compresor Caterpillar

Perdidas a 13200 rpm, 3700 kg/h y P=101.3 kPa para compresor CAT	
Formula	Valor
Externas	
Por claro	0.1605
Por fricción de disco	0.006876
Impulsor	
Por choque	0.07278
Por incidencia	0.1032
Fricción en la piel	0.0247
Difusión de cuchillas	0
	Solo en régimen turbulento
Difusor	
Recirculación y mezcla de estela	0.0005
Perdidas a la salida	0.0005
Perdidas en las venas del difusor	0.0109

Para la visualización del resultado se programó en el software EES, un código para el modelado de curvas la interfaz se muestra en la figura 26, cuyas variables de entrada son las dimensiones del compresor y las condiciones de operación. Las variables de salida se encuentran en la parte derecha de la interfaz.

Figura 30.

Interfaz programa rendimientos de compresores

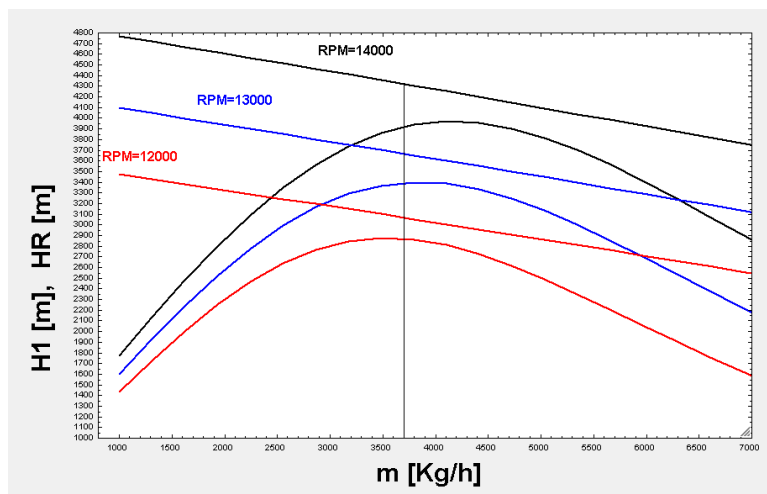


6.2.3.4. Determinación de la cabeza real vs caudal. El resultado para el compresor

CAT 4P-6746, siguiendo la metodología de análisis fue el siguiente.

Figura 31.

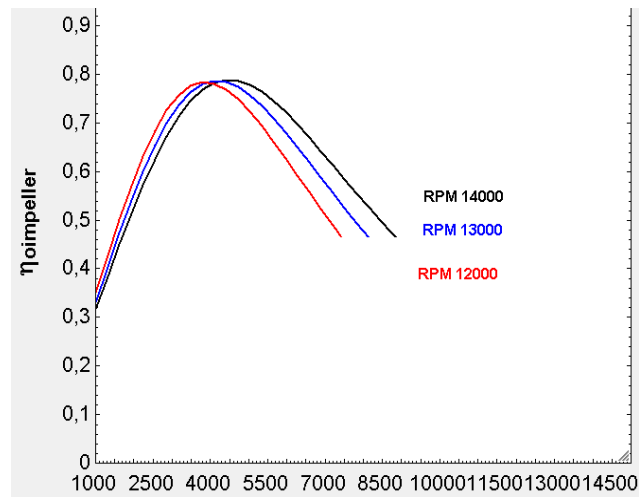
Curvas de rendimiento reales.



6.2.3.5. Determinación de la curva de eficiencia

Figura 32.

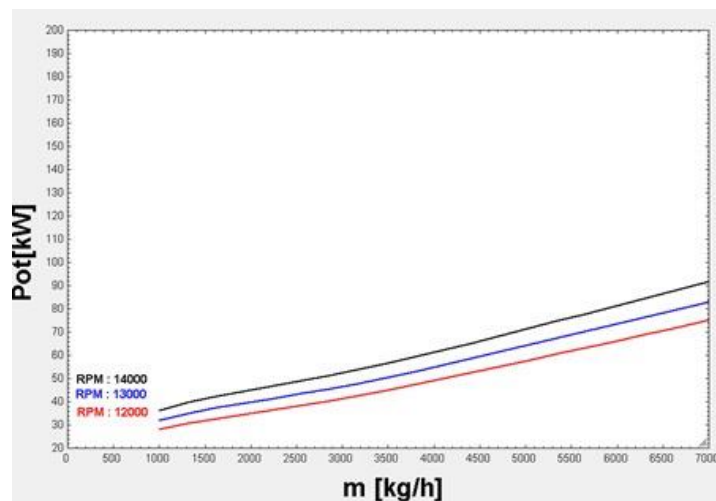
Curvas de eficiencia compresor Caterpillar



6.2.3.6. Determinación de la curva de potencia real vs caudal

Figura 33.

Curvas de potencia compresor Caterpillar



7. Evaporador-condensador

El evaporador-condensador basa su funcionamiento 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 con una fuente auxiliar de energía, en nuestro caso se realiza mediante la compresión mecánica del vapor.

El vapor comprimido entra en contacto con el condensador, consiguiendo así 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.

Para el diseño del intercambiador de calor se plantearon 4 fases de diseño:

- Modelo termodinámico.
- Modelo de transferencia de calor.
- Cálculo de área de transferencia de calor.
- Distribución del haz de tubos

7.1 Modelo termodinámico.

Los cálculos termodinámicos se realizan con el propósito de obtener los parámetros de operación del sistema. Para esto se determinarán los requerimientos del mismo y se detallara el proceso de cálculo a realizar.

7.1.1. Requerimientos y condiciones del sistema

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

- Cálculos para estado estable.
- Análisis cero dimensional.
- Se asume la temperatura de evaporación en la etapa 1 a 100 °C
- Se debe determinar el efecto del ascenso ebulloscopio sobre la temperatura de evaporación
- Se desprecian las pérdidas por transferencia de calor con el ambiente (se asume aislamiento).
- Se desprecia la caída de presión por tubería y el efecto de los gases no condensables que están almacenados en el agua contaminada.
- Se asume que se va a evaporar el 90% del agua de ingreso, con la finalidad de evitar futuras incrustaciones.
- Se desprecia el trabajo realizado por las bombas hidráulicas, debido a que es muy pequeño en comparación al realizado por el compresor.
- Se asume el diferencial de presión del compresor basados en las curvas de rendimiento modeladas del compresor Caterpillar.
- Se plantea un evaporador de dos etapas con el fin de mejorar el rendimiento del prototipo construido en la empresa.

Los datos de la concentración de la salmuera, temperatura en el afluente y masa de agua que se debe tratar, se obtuvieron gracias a las pruebas hechas con el prototipo de la planta. Además de esto conocemos la temperatura de evaporación y la presión de evaporación.

Tabla 10.

Datos Etapa 1.

datos etapa 1	Valores
Temperatura afluente	25
Concentración de cloruros	5000 [mgCl/L]
Temperatura de evaporación	100 °C

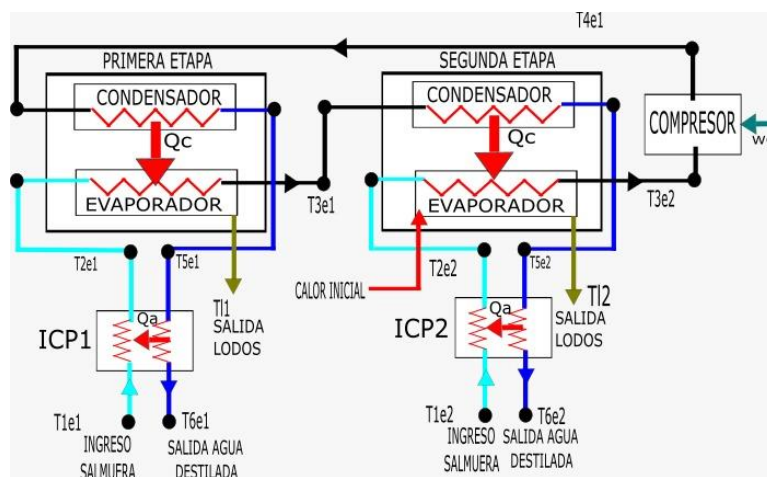
Tabla 11.

Datos Etapa 2.

DATOS ETAPA 2	VALORES
Temperatura afluente	25
Concentración de cloruros	5000 [mgCl/L]

Figura 34.

Diagrama adimensional de la planta



7.1.1.1. Efecto del ascenso Ebulloscopio. La temperatura de saturación del agua a la presión atmosférica es de 100°C, para generar vapor es necesario que la salmuera llegué a esta temperatura, no obstante, el punto exacto de ebullición del agua no es el mismo que el punto de ebullición de la salmuera, pues las sales presentes en la salmuera hacen que el punto de ebullición varíe. Dicho aumento de la temperatura de ebullición es también llamado BPE. Así que antes de realizar los cálculos termodinámicos se determinó cual es el BPE del sistema.

La función para determinar el efecto del ascenso ebulloscopio se determinó basado en las propiedades de la sustancia y la concentración final de los lodos.

Ecuación 20.

Correlación ascenso ebulloscopico

$$BPE = 3 * 10^{-6} \cdot c_{Cl}$$

Si se realiza un análisis ideal del equipo este parámetro no tendría ninguna repercusión ya que la concentración de cloros en el flujo de entrada es muy baja. Pero esto no se puede afirmar debido a que no hay forma de garantizar que se evapore el 90 % del fluido por lo que la opción de recircular los lodos debe estar presente.

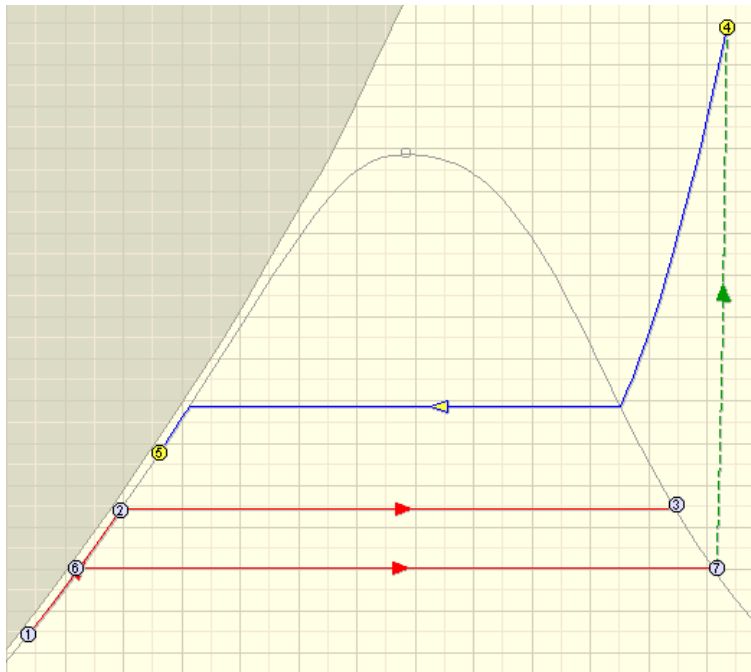
Para asegurar el correcto funcionamiento del equipo a la hora de recircular el fluido en caso tal de que no se logre evaporar la cantidad de salmuera para la que se diseñó se utilizó una concentración de 40.000 mgCl/l que es la mitad de la concentración a la que se encuentran los lodos.

7.1.2. Cálculos básicos termodinámicos.

Con los cálculos básicos se busca determinar cada uno de los estados del sistema para así poder especificar los parámetros de operación del sistema.

Figura 35.

Diagrama T-S del sistema



ESTADOS:

1. Salmuera proveniente del afluente
2. Salmuera pre-calentada etapa 1
3. Vapor etapa 1
4. Vapor sobrecalentado
5. Temperatura de condensación etapa 1

6. Salmuera pre-calentada etapa 2
7. Vapor etapa 2

El diferencial de temperatura necesario para el funcionamiento del Evaporador-Condensador está determinado por el compresor, por lo que podemos determinar el balance de energía en la primera etapa teniendo en cuenta la masa de vapor en la etapa 2:

Ecuación 21.

Calor transferido por el vapor de la segunda etapa.

$$Q_1 = mv_{ic2} * (H_{sob} - H_{conic1})$$

Donde:

mv_{ic2} = Vapor generado en la etapa 2

H_{sob} = Entalpia en la salida del compresor

H_{conic1} = Entalpia del vapor condensado en la etapa 1

Ecuación 22.

Balance de energía primera etapa

$$Q_1 + m_{ic1} * H_{preic1} = mv_{ic1} * H_{evaic1} - ml_{ic1} * H_{conic1}$$

Donde:

m_{ic1} = Masa de salmuera etapa 1

H_{preic1} = Entalpia de la salmuera pre-calentada

mv_{ic1} = Masa de vapor en la etapa 1

H_{evaic1} = Entalpia del vapor en la etapa 2

ml_{ic1} = Masa de lodos

H_{conic1} = Entalpia de los lodos.

Ecuación 23.

Calor transferido por el vapor de la primera etapa.

$$Q_2 = Mv_{ic1} * (H_{sob2} - H_{conic2})$$

Donde:

Mv_{ic1} = Masa de vapor de la etapa 1

H_{sob2} = Entalpia de evaporación de la etapa 1

Ecuación 23.

Balance de energía primera etapa

$$Q_2 + m_{ic2} * H_{preic2} = mv_{ic2} * H_{evaic2} - ml_{ic2} * H_{conic2}$$

Donde:

m_{ic2} = Masa de salmuera etapa 2

H_{preic2} = Entalpia de la salmuera pre-calentada en la etapa 1

mv_{ic2} = Masa de vapor en la etapa 1

H_{evaic2} = Entalpia del vapor en la etapa 2

ml_{ic2} = Masa de lodos

H_{conic2} = Entalpia de los lodos

En las tablas 15 podemos observas las ecuaciones restantes para el desarrollo de los cálculos básicos.

Tabla 12.

Estructura de cálculos termodinámicos.

VARIABLE	ECUACIÓN
Balance de masa General	El flujo de salmuera proveniente de la PTAR se divide para cada una de las etapas $\dot{m} = \frac{3700}{3600}$ $\dot{m} = m_{ic1} + m_{ic2}$
Balance de masa Etapa 1	Se evapora el 90 % de la salmuera que entra en la etapa, debido al efecto del BPE $m_{ic1} \cdot 0.9 = mv_{ic1}$ $m_{ic1} = mv_{ic1} + ml_{ic1}$
Balance de masa Etapa 2	Se evapora el 90 % de la salmuera que entra en la etapa, debido al efecto del BPE. $m_{ic2} \cdot 0.9 = mv_{ic2}$ $m_{ic2} = mv_{ic2} + ml_{ic2}$

VARIABLE	ECUACIÓN
Balace de energía etapa 1	<p>Q1 es el calor entregado por el compresor a la primera etapa.</p> $Q1 = m_{v_{ic2}} \cdot (H_{sob} - H_{conic1})$ $Q1 + m_{ic1} \cdot H_{preic1} - m_{v_{ic1}} \cdot H_{evaic1} - m_{l_{ic1}} \cdot H_{conic1} = 0$
Balace de energía etapa 2	<p>Q2 es el calor entregado por la primera etapa a la segunda.</p> $Q2 = m_{v_{ic1}} \cdot (H_{sob2} - H_{conic2})$ $Q2 + m_{ic2} \cdot H_{preic2} - m_{v_{ic2}} \cdot H_{evaic2} - m_{l_{ic2}} \cdot H_{conic2} = 0$

7.2. Modelo de transferencia de calor.

El modelo de transferencia de calor busca determinar el área de transferencia del equipo basado en las correlaciones para la condensación y la ebullición, de esta forma podemos especificar el número de tubos necesarios para el correcto funcionamiento del sistema.

Para esto se define el tipo de intercambiador que se va a diseñar, los materiales a utilizar y el modelo de cálculo que se debe seguir.

7.2.1. Características del intercambiador de calor

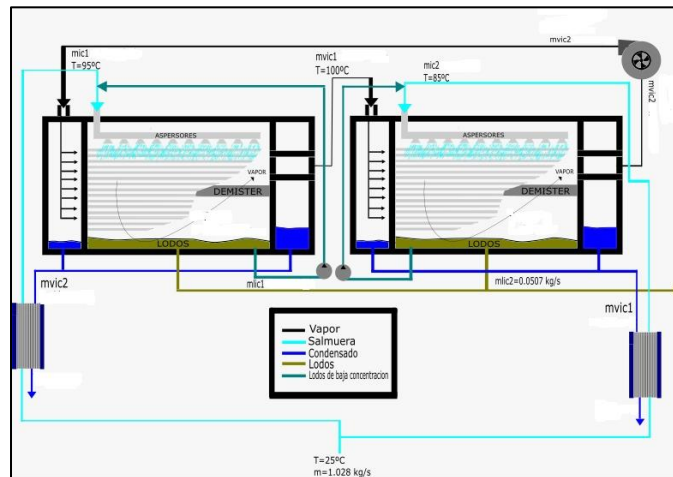
El intercambiador de calor se diseña del tipo de coraza y tubo teniendo en cuenta que ambos flujos se encuentran en cambio de estado. La salmuera entra por la tubería de alimentación hacia los aspersores ubicados en las dos etapas y el vapor se condensa en el interior de los tubos. Este tipo de arreglo se escogió debido a que el coeficiente de evaporación de película de agua resulta ser el más alto posible. Los lodos se encuentran en constante circulación para evitar que se

acumulen en la carcasa y se presente un aumento innecesario de la temperatura de ebullición. Además de esto se plantea un sistema de recirculación de lodos en tal caso de que no se consiga evaporar el 90 % de la salmuera.

La presión en la segunda etapa se seleccionó tomando como criterio el área de transferencia de calor para así poder garantizar que las dos etapas sean del mismo tamaño con el fin de facilitar la construcción y disminuir los costos de la mano de obra.

Figura 36.

Esquema de la planta.



7.2.2. Resistencia a la corrosión de los materiales.

Se debe garantizar la resistencia a la corrosión en los diferentes componentes del intercambiador de calor, debido a que la reparación o sustitución de algunos de sus piezas es imposible. En las plantas desalinizadoras es bastante común encontrar corrosión por picadura, la

cual consiste en la aparición de pequeños agujeros en ciertas zonas del material, esto debido a que el fluido se encuentra a altas temperaturas y posee un porcentaje de cloruros alto. Por lo que evitar cualquier rastro de corrosión es importante para garantizar la vida útil de un equipo tan costoso.

Para esto la empresa realizó un estudio de los componentes presentes en la salmuera (Figura 33), con esta información se realizó un estudio de diversos materiales resistentes a la corrosión y a la picadura por cloruros. Para esto se usaron tres criterios: temperatura crítica de picadura (CPT), resistencia a la picadura equivalente (PRE) y temperatura crítica de corrosión en grietas (CCT).

Figura 37.

Estudio composición salmuera

CAUDAL CON SALMUERA CONCENTRADA A TRATAR V3					
Descripción. El martes 4 de junio de 2019 se realiza monitoreo de PTAR con desvío de LAVADO CARRITOS, DESPRESE e IQF (2 descargas de lavado IQF por proceso), adicionalmente se monitorea el afluente desviado que une desprese e IQF luego de filtrarlo para remover sólidos y se afora mediante el llenado de un volumen de referencia (tanque); una bomba desaloja el agua cada vez que el tanque se llena.					
Método de medición. Cada hora durante 24 horas para la caracterización del agua. Para aforar se realizan mediciones continuas aproximadamente durante 6 horas de proceso, y aforos parciales en el momento de tomar la muestra durante las 12 últimas horas de proceso.					
RESULTADOS CAUDAL 04-06-2019					
PUNTOS	CAUDAL AFORADO			Vol/día	OBSERVACIÓN
	[L/min]	[L/h]	[GPM]	[m3/día]	
Desprese	34	2032	9	49	Promediado de 5 horas de muestreo.
Carritos*				20	Estimado de carritos + agua usada.
Lavado IQF	99	5923	26	10	Estimado para 2 lavados al día.
TOTAL				79	Porcentaje error - 30% caudal se estima entre 50-80m3/día
* Carritos no se ha unido con la línea desviada a subproductos debido dificultades en la instalación.					
RESULTADOS SIAMA 04-06-2019					
VARIABLE	UNIDAD	PTAR		SALMUERA	OBSERVACIÓN
		AFLUENTE	EFLUENTE		
CLORUROS	[mgCl/L]	203	261	5077	
DBO5	[mgO2/L]	-	-	4920	
DQO	[mgO2/L]	6245	1209	-	
GRASAS Y ACEITES	[mg/L]	1438	10.7	337	
SÓLIDOS DISUELTOS TOTALES	[mg/L]	-	-	16400	
SÓLIDOS SUSPENDIDOS TOTALES	[mg/L]	-	-	930	

El problema de muchos aceros es su poca resistencia a la corrosión y picaduras, en la siguiente tabla se compara el valor de CPT, PREN y CCT, medida en una solución de cloruro férrico al 10% (prueba ASTM G-48) y una comparación de relación de costo con aleación 316L. (10% de FeCl₃ equivale a 152532 mg Cl/L).

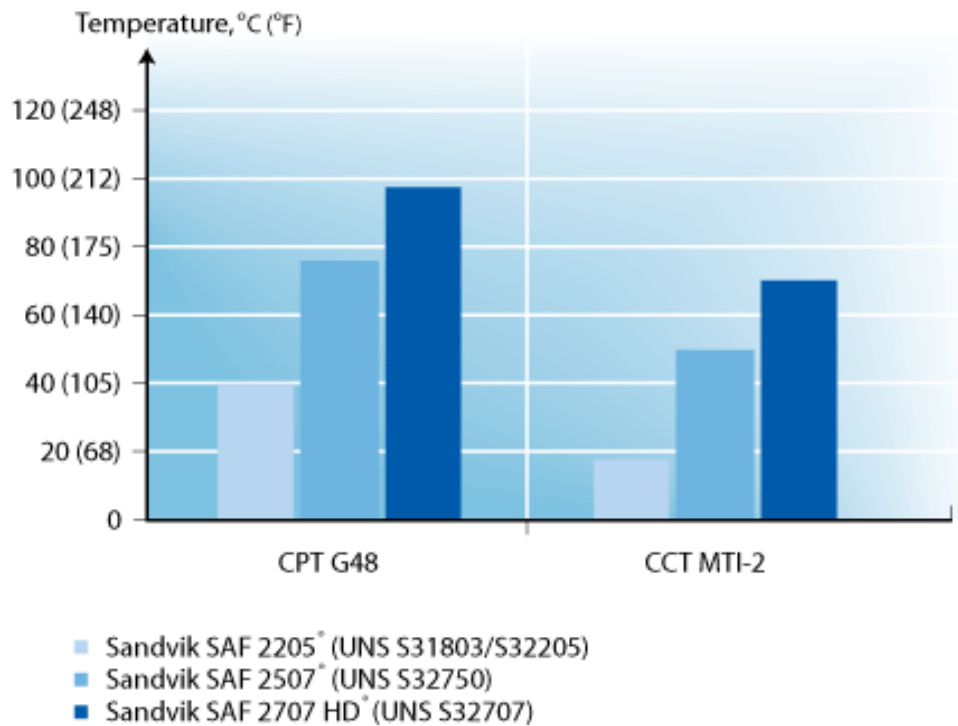
Figura 38.

Composición nominal y resistencia equivalente a la picadura, comparación con la temperatura crítica de picadura / grieta y las relaciones de costo de varias aleaciones.

<u>Alloy</u>	<u>UNS#</u>	<u>CPT*</u> (°C)	<u>CCT*</u> (°C)	<u>PRE</u>	<u>COST RATIO</u>
316L	S 31603	15	< 0	24	1.0
904L	N 08904	45	25	32	2.2
926	N 08926	70	40	48	2.4
31	N 08031	> 85	65	54	2.6
G-3	N 06985	70	40	45	3.2
625	N 06625	77.5	57.5	52	4.2
C-276	N 10276	> 85**	> 85**	69	4.2
22	N 06022	> 85**	> 85**	65	4.2
59	N 06059	> 85**	> 85**	76	4.2

Nota. Tomado de: Agarwal, D. C. (1994).

Los materiales de más alta resistencia en la figura 34, no son comerciales en la región, por esta razón se tendrán en cuenta los parámetros PREN, CTP, CTT para el acero súper Dúplex ya que es el único disponible. Concretamente el acero (UNS S32750) un acero dúplex de alta aleación con un valor PREN de mín. 42 *. El grado se caracteriza por una muy buena resistencia a la corrosión por cloruros. La CTP y CCT la podemos ver en la siguiente gráfica.

Figura 39.*Temperatura vs CPT y CCT*

Nota. Tomado de: www.materials.sandvik

La concentración de cloruros para esta prueba es casi el doble de la concentración que se tiene en la situación más crítica en el evaporador, el PREN que es un valor que no depende de la temperatura ni la concentración de cloruros, si lo comparamos con las aleaciones de la figura 34, podemos ver que para el acero inoxidable súper dúplex está en un rango medio entre la aleación 316 y 59. Los resultados son aceptables para el diseño del evaporador condensador.

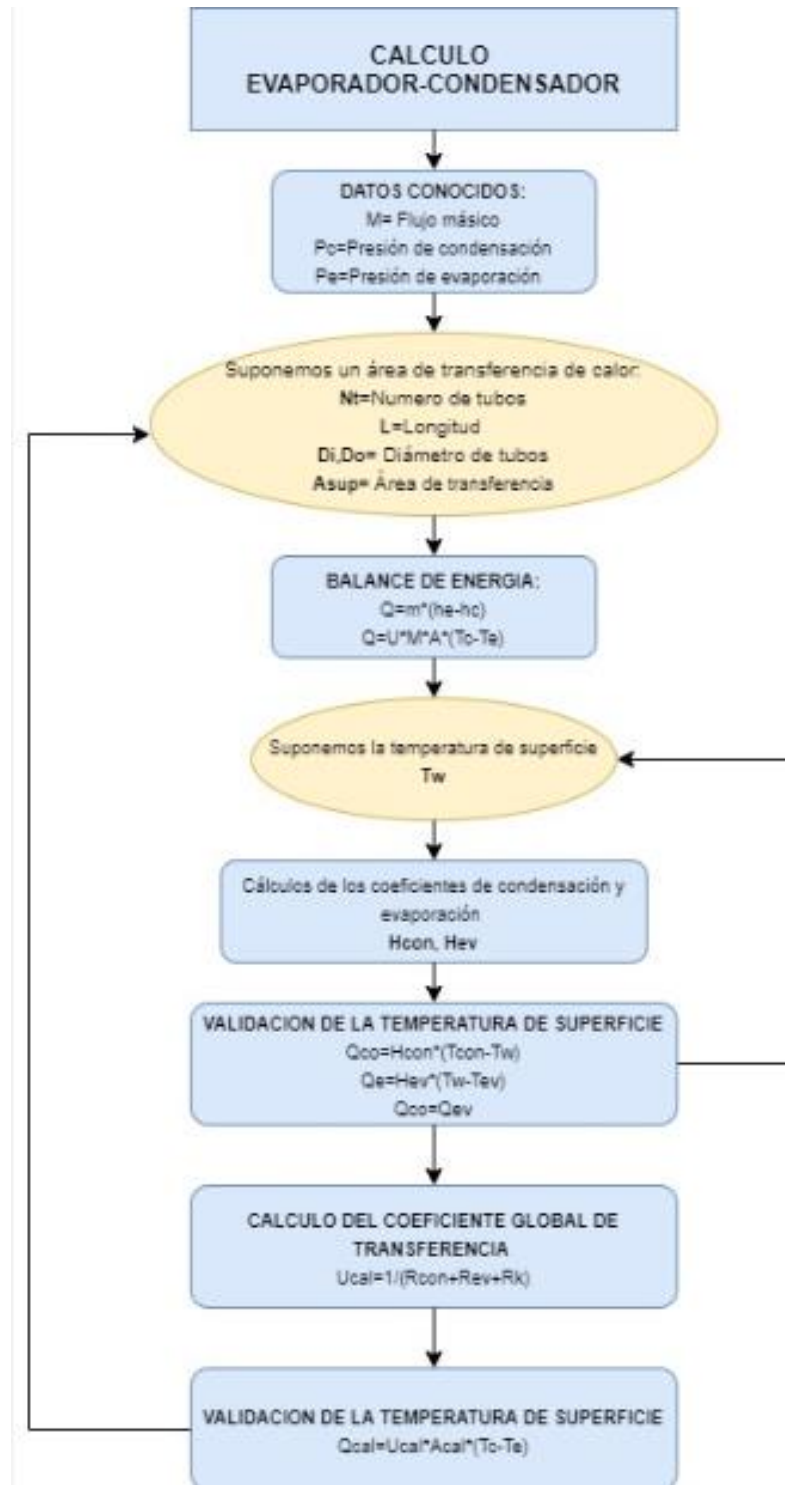
7.2.3 Cálculos de transferencia de calor.

Conociendo los valores de operación hallados con los cálculos termodinámicos se pueden determinar el área que se requiere para el intercambiador de calor y el número de tubos para cumplir con los requerimientos.

Para el desarrollo del modelo de cálculo de transferencia de calor se asumirá un área inicial que posteriormente es depurada mediante el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Figura 40.

Diagrama de flujo para cálculo de evaporador-condensador



7.2.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor. El coeficiente total de transferencia de calor se define como la intensidad total de transferencia de calor a través de un material y la geometría del sistema. Para conocer el coeficiente global se deben calcular los coeficientes particulares (conducción, ensuciamiento y convección).

El coeficiente de convección interna se calculó mediante las correlaciones para la condensación en el interior de tubos horizontales, la convección externa se determina a través de las correlaciones para la evaporación sobre tubos horizontales, el coeficiente de conducción depende de la geometría del sistema y el material de construcción y los factores de ensuciamiento dependen del fluido de trabajo en el sistema.

Ecuación 25.

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o * R_{si}}{d_i} + R_{so} + \frac{d_o * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 * K_{con}} + \frac{1}{H_{ev}} + \frac{d_o}{d_i * H_{con}}}$$

- **Factor de ensuciamiento interno y externo**

Muchas causas contribuyen al ensuciamiento dentro de un intercambiador de calor. Las reacciones químicas dentro del fluido que corre producen depósitos que se adhieren a la superficie del intercambiador y provocan que el coeficiente global del sistema se vea afectado, es por esto que se determinan los factores de ensuciamiento del equipo basado en el fluido de trabajo para así tener un coeficiente de transferencia más cercano a la realidad.

- **Coefficiente de conducción**

El coeficiente de conducción depende de la conductividad térmica del material y la geometría del sistema en nuestro caso es conducción en pared de tubos.

- **Coefficiente de convección externo (Evaporación)**

La evaporación en el exterior de los tubos horizontales Shah plantea 3 correlaciones que dependen del número de ebullición B_o , en los Anexos A se puede apreciar a profundidad el procedimiento de cálculo para la selección de esta.

Ecuación 26.

Correlación para evaporación en el exterior de tubos horizontales

$$H_{ev} = 2.3 * \left(\frac{H_{lt}}{Zet^{0.08} * F_{rl}^{0.22}} \right)$$

Nota. Tomado de: Ashrae Fundamentals (2017)

- **Coefficiente de convección interno (Condensación)**

La condensación dentro de tubos horizontales se asumió que se comportaba como estratificado, debido a la baja velocidad del vapor en el interior de los tubos, así que se utilizó la correlación modificada de Nusselt para el coeficiente de condensación.

Ecuación 27.

Correlación para condensación en tubos horizontales

$$H_{con} = 0.725 * 0.8 * \left(\frac{\rho_l * (\rho_l - \rho_v) * g * K_l^3}{D_i * \eta_l * (T_{sat} - T_w)} \right)$$

Nota. Tomado de: P.L. Dhar 2013.

El resumen de las ecuaciones empleadas se encuentra en la tabla 16, en el Anexo A se encuentra todo el procedimiento detallado para el cálculo del área de transferencia de calor.

Tabla 13.

Estructura de cálculos de transferencia de calor

VARIABLE	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN
Tubería	Tubería de acero Súper dúplex UNS S32750. Coeficiente de conducción del material 17 W/m*K	
Datos conocidos	Hallados previamente de la termodinámica	-----
LMTD	Se asume la LMTD como la diferencia de temperatura entre condensación y evaporación	$LMTD_{ic1} = T_{conic1} - T_{evaic1}$ $LMTD_{ic2} = T_{conic2} - T_{evaic2}$
H _{con}	Correlación de Nusselt modificada para la condensación en el interior de tubos horizontales. Dhar.thermal system design and simulation)	$H_{con} = 0.725 * \left[\frac{\rho_l * (\rho_l - \rho_v) * 9.807 \text{ [m/s}^2\text{]} * \Delta h_{vap} * K_l^3}{d_i * \mu_l * (T_{sat} - T_w)} \right]^{(1/4)} * 0.8$
H _{ev}	Correlación para evaporación en el exterior de tubos horizontales (Shah). Ashrae Fundamentals 2017	$H_{ev} = 2.3 * \frac{Hit}{Zet^{0.08} * FrI^{0.22}}$

VARIABLE	DESCRIPCIÓN	ECUACIÓN
U_o	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Rso= 0.009 Factor de ensuciamiento externo Rsi= 0.043, Factor de ensuciamiento interno.	$U_o = \frac{1}{\frac{d_o \cdot R_{si}}{d_i} + R_{so}} + \frac{1}{\frac{d_o \cdot \ln \left[\frac{d_o}{d_i} \right]}{2 \cdot K_{con}} + \frac{1}{H_{ev}} + \frac{d_o}{d_i \cdot H_{con}}}$
A_{ic}	Área de transferencia de calor	$Q_{cal} = U_{cal} \cdot A_n \cdot LMTD_{ic1}$

7.3 Calculo de área de transferencia de calor

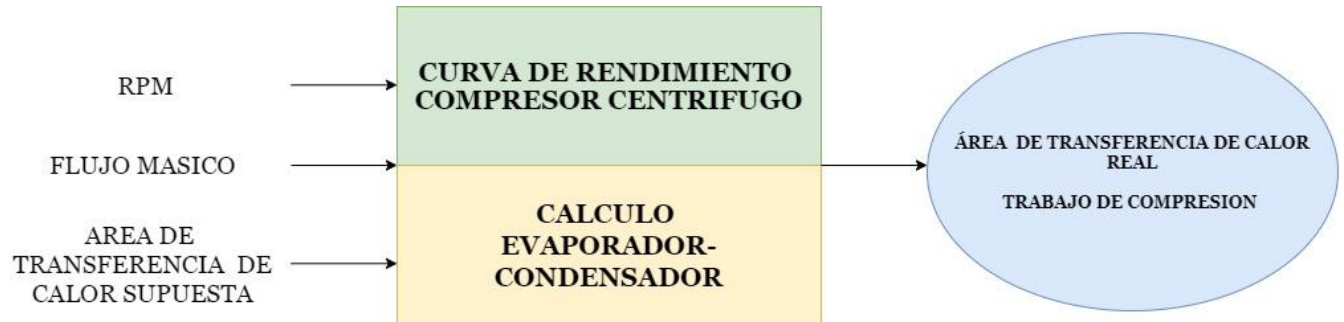
El costo de operación del destilador MVC resulta ser bastante alto debido a que en el sistema el compresor trabaja durante 23 horas al día generando el diferencial de temperatura necesario entre la evaporación y la condensación. Es por esto que se analizaron diferentes áreas de transferencia de calor con el fin de encontrar el punto de equilibrio entre el costo de operación y el de inversión mediante un análisis económico en el tiempo de retorno de inversión planteado por la empresa.

Para simular el comportamiento del intercambiador de calor trabajando en conjunto con el compresor centrífugo se tiene en cuenta los siguientes aspectos:

- Comportamiento del compresor con el flujo esperado de trabajo.
- Área de transferencia de calor vs Trabajo de compresión.
- Análisis económico.

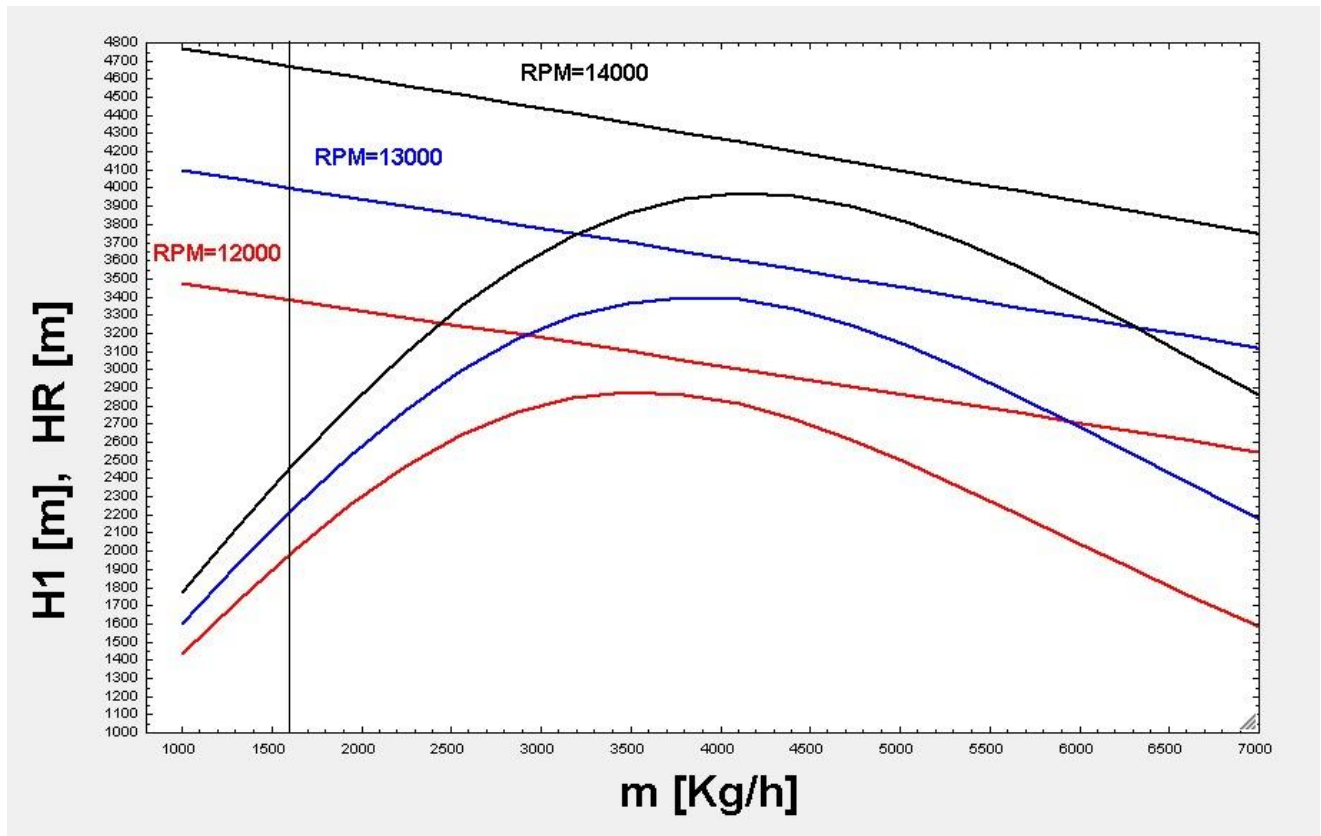
Figura 41.

Mapa mental para cálculo del destilador



7.3.1. Viabilidad del compresor

Teniendo en cuenta que la planta es de dos etapas el flujo esperado de vapor en la entrada del compresor es de 1600 Kg/h, lo que provocaría que el equipo entrara en zona de surge donde es imposible operar el compresor ya que el fluido que hace retroceder el difusor lo que provoca ruidos, vibraciones y el daño del equipo.

Figura 41.*Curvas de rendimiento compresor Caterpillar*

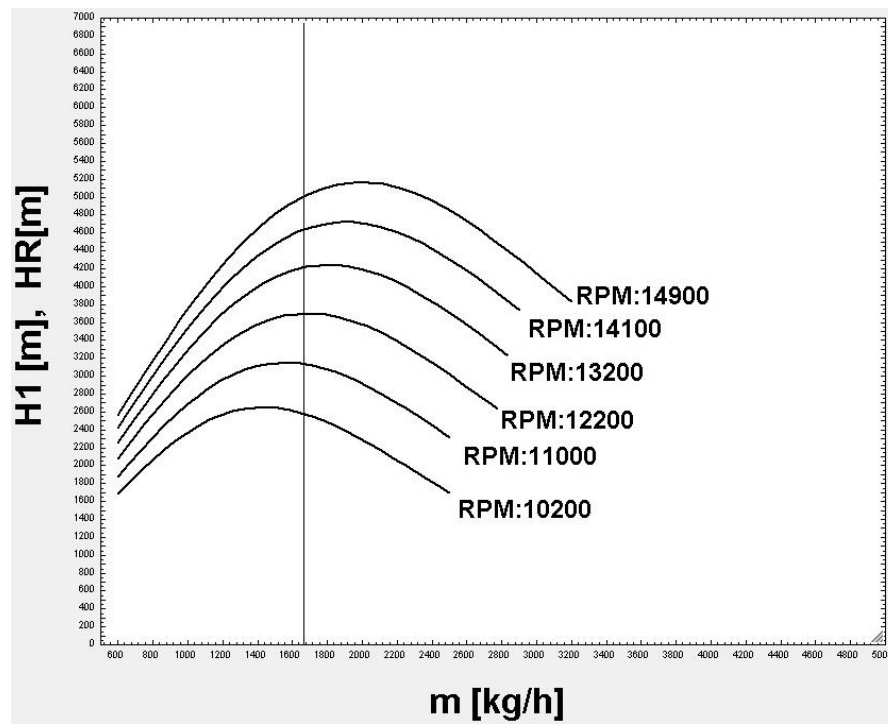
Así que Se tomó la decisión de utilizar un compresor a escala basado en las medidas del turbo-compresor Caterpillar, con el fin de cotizar un equipo de características similares y garantizar que el sistema conformado por el Evaporador-Condensador y la maquina centrifuga trabajaran de forma óptima.

Tabla 14.*Geometría del compresor a escala*

CONFIGURACIÓN FÍSICA DE COMPRESOR - ESCALA 6:5 RESPECTO A CAT		
NOMBRE	UNIDADES	COMPRESOR CAT
Diámetro salido impeller	mm	250
Diámetro entrada compresor	mm	166
Diámetro salida compresor	mm	180
Diámetro del cubo	mm	41.6
Angulo de entrada cuchilla	°	30
Angulo de salida cuchilla	°	110
Angulo de las cuchillas del difusor	°	20
Numero de paletas	N.A	20
Espesor cuchilla a la entrada	mm	2.9
Profundidad cuchillas salida impeller	mm	16.6
Longitud meridional	mm	191.6
Altura del impeller	mm	166.6
Gap	mm	6.6
Diámetro entrada difusor	mm	300
Diámetro entrada voluta	mm	58
Diámetro salida voluta	mm	141.5
Diámetro salida difusor	mm	388.3

7.3.2. Área de transferencia de calor vs Trabajo de compresión

Se graficaron las curvas de rendimiento compresor de estudio para diferentes valores de RPM, y se tabularon las variables necesarias para el diseño del intercambiador de calor (temperatura de condensación, temperatura de sobrecalentamiento, diferencial de presión) y así poder calcular el área de transferencia de calor.

Figura 42.*Curvas de rendimiento compresor a escala***Tabla 15.***Áreas de transferencia de calor para diferentes cambios de presión*

CAMBIO DE PRESIÓN δP [kPa]	TRABAJO DEL COMPRESOR W_c [kW]	ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	
		Etapa 1 [m ²]	Etapa 2 [m ²]
20	17.69	442.4	400.9
25	26.19	258.9	258.6
30	30.98	206.9	205.6
35	37.8	165.6	164.1
40	44.76	134.2	134.7
45	52.57	114.9	117.2

Por último, se realiza un análisis económico con el fin de seleccionar el área de transferencia que resulte ser más rentable, para esto se solicitó a la empresa cotizar un compresor centrífugo de características similares al que se calculó anteriormente. Seleccionando el que presento mejor desempeño.

Figura 43.

Cotización compresor Caterpillar

010	MAIN COMPONENTS	Qty	Price / piece	Total
	MVR Fan Type 28730 MGAEV 90125 GR	1	56850	56850
	Synchronous motor 37 KW	1		included
	Variable frequency drive cabinet 37 KW	1		included
	Sealing for buffer media, steam or water (4 rings), P1<1013mbar	1		included
	Junction box as described above	1		included
	Vibration Monitoring System as described above	1		included
	RTD (PT100) with head-transmitter as described above	1		included
	Independent speed sensor as described above	1		included
	Special tool for shaft seal casing bolting	1		included
	Special tool for cooling disc fastening	1		included
	Special tool for demounting impeller	1		included
012	ADDITIONAL ACCESSORIES	Qty	Price / piece	Total
	Inlet pipe with ellbow out of stainless steel	1	540	540
	Flexible joint inlet	1	620	620
	Flexible joint discharge	1	620	620
	Base frame carbon steel painted	1	300	300
	Set of anchor bolts for base frame	1	160	160
	Casing insulation as described above	1	3090	3090
013	SPARE PARTS FOR COMMISSIONING	Qty	Price / piece	Total
	Set of seal kit	1	1790	1790
014	SPARE PARTS FOR 2 YEARS OPERATION	Qty	Price / piece	Total
	Lubrication cartridge	2	80	160
	Filter mesh for VFD cabinet (cooling air)	2	70	140
500	Documentation			
	Piller standard documentation	1		included
550	TESTING	Qty	Price / piece	Total
	Standard test non witnessed	1		included
	Performance test non witnessed	1		1500
600	Service	Qty	Price / piece	Total
	Supervision for installation and commissioning	0	Available on request	
700	PACKING	Qty	Price / piece	Total
	Packing suitable for covered truck transport	1		included
800	TRANSPORT	Qty	Price / piece	Total

Nota. Proporcionado por Mac Pollo S.A.

Además, se estimó el precio del intercambiador de calor basado en los datos entregado por Matches.com, tomando como parámetro el tipo de intercambiador, el área de transferencia de calor el material y las presiones en el equipo.

Figura 44.

Plataforma Matches. Com



The screenshot shows the Matches.com logo and contact information. Below the logo, there is a text block explaining the tool's purpose: "Estimación del costo del intercambiador de calor : una ayuda interactiva para estimar el costo de capital del equipo de JavaScript (orden de magnitud). Estos costos son útiles durante el desarrollo inicial y el presupuesto de un proyecto. El costo real de un equipo depende de muchos factores. Debe tener cuidado al utilizar este contenido educativo." Below this text are several input fields: "Tipo de intercambiador:" with a dropdown menu showing "Carcasa / tubo, cabeza flotante, grande"; "Area should be between 100 and 10000 ft^2"; "Zona : 1444.516 ft ^ 2"; "Material:" with a dropdown menu showing "Carcasa CS, tubo SS 316"; and "Presión interna:" with a dropdown menu showing "Clasificación de 150 psi". At the bottom, the cost is displayed as "Cost US \$: 142300".

Nota. Tomado de: www.match.com

Basados en los datos del trabajo del compresor, el costo del intercambiador de calor y los intercambiadores de calor se realizó un estudio económico a 10 años para determinar cuál evaporador-condensador resulta ser el más económico:

Figura 45.

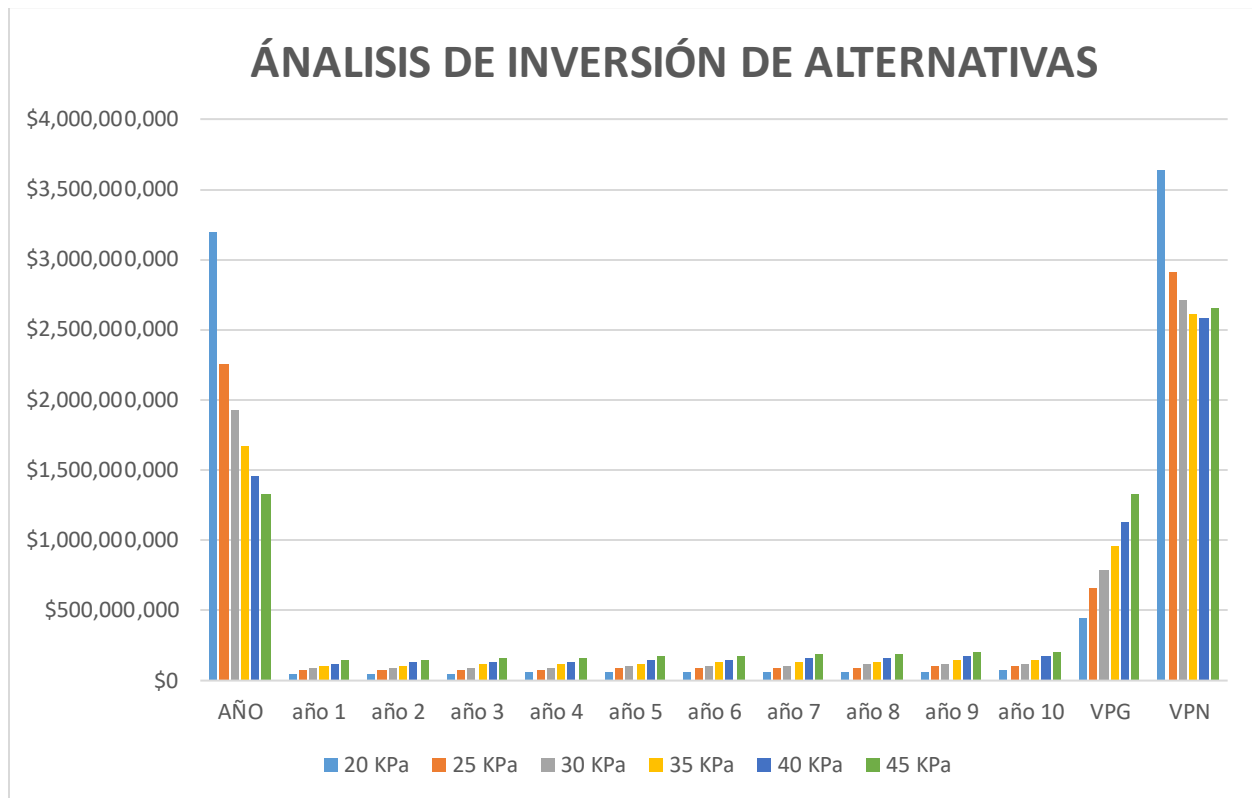
Costo de inversión intercambiador de calor

Cambio de P δP [kPa]	Trabajo CC Wc [kW]	Areas de transferencia de calor		Costo CC Cc [USD]	Costos Evaporador-condensador			Costo de inversion		
		A etapa 1 [m2]	A etapa 2 [m2]		Cin etapa 1 [USD]	Cin etapa 2 [USD]	Costo Total [USD]	Cc [COP]	Cin [COP]	CT [COP]
20	17,69	442,4	400,9	\$80.000	\$374.000	\$344.700	\$718.700	\$320.000.000	\$2.874.800.000	\$3.194.800.000
25	26,19	258,9	258,6	\$80.000	\$242.300	\$242.100	\$484.400	\$320.000.000	\$1.937.600.000	\$2.257.600.000
30	30,98	206,9	205,6	\$80.000	\$202.100	\$201.100	\$403.200	\$320.000.000	\$1.612.800.000	\$1.932.800.000
35	37,8	165,6	164,1	\$80.000	\$168.700	\$167.500	\$336.200	\$320.000.000	\$1.344.800.000	\$1.664.800.000
40	44,76	134,2	134,7	\$80.000	\$142.300	\$142.300	\$284.600	\$320.000.000	\$1.138.400.000	\$1.458.400.000
45	52,57	114,9	117,2	\$80.000	\$125.500	\$127.500	\$253.000	\$320.000.000	\$1.012.000.000	\$1.332.000.000
				\$80.000						

Figura 46.

Análisis de proyección de costos

AÑO	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6	año 7	año 8	año 9	año 10	Valores presentes	
Costo de inversion	Consumo energía compresor										VPG	VPN
\$3.194.800.000	\$48.089.715	\$50.196.044	\$52.394.631	\$54.689.516	\$57.084.917	\$59.585.236	\$62.195.069	\$64.919.213	\$67.762.675	\$70.730.680	\$446.017.299,50	\$3.640.817.299,50
\$2.257.600.000	\$71.196.700	\$74.315.116	\$77.570.118	\$80.967.689	\$84.514.074	\$88.215.790	\$92.079.642	\$96.112.730	\$100.322.468	\$104.716.592	\$660.327.477,33	\$2.917.927.477,33
\$1.932.800.000	\$84.218.167	\$87.906.922	\$91.757.245	\$95.776.213	\$99.971.211	\$104.349.950	\$108.920.478	\$113.691.195	\$118.670.869	\$123.868.653	\$781.097.565,77	\$2.713.897.565,77
\$1.664.800.000	\$102.758.124	\$107.258.930	\$111.956.871	\$116.860.582	\$121.979.076	\$127.321.759	\$132.898.452	\$138.719.405	\$144.795.315	\$151.137.349	\$953.049.967,27	\$2.617.849.967,27
\$1.458.400.000	\$121.678.668	\$127.008.194	\$132.571.153	\$138.377.769	\$144.438.715	\$150.765.131	\$157.368.644	\$164.261.390	\$171.456.039	\$178.965.814	\$1.128.532.183,47	\$2.586.932.183,47
\$1.332.000.000	\$142.909.910	\$149.169.364	\$155.702.982	\$162.522.773	\$169.641.270	\$177.071.558	\$184.827.292	\$192.922.728	\$201.372.743	\$210.192.869	\$1.325.445.417,45	\$2.657.445.417,45
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		

Figura 47.*Grafica análisis de proyección de costos*

La alternativa en la que el compresor genera un delta de presión de 40 KPa y va a 14.100 RPM resulto ser la más económica de todas así que esta fue la que se seleccionó para realizar el diseño del intercambiador de calor.

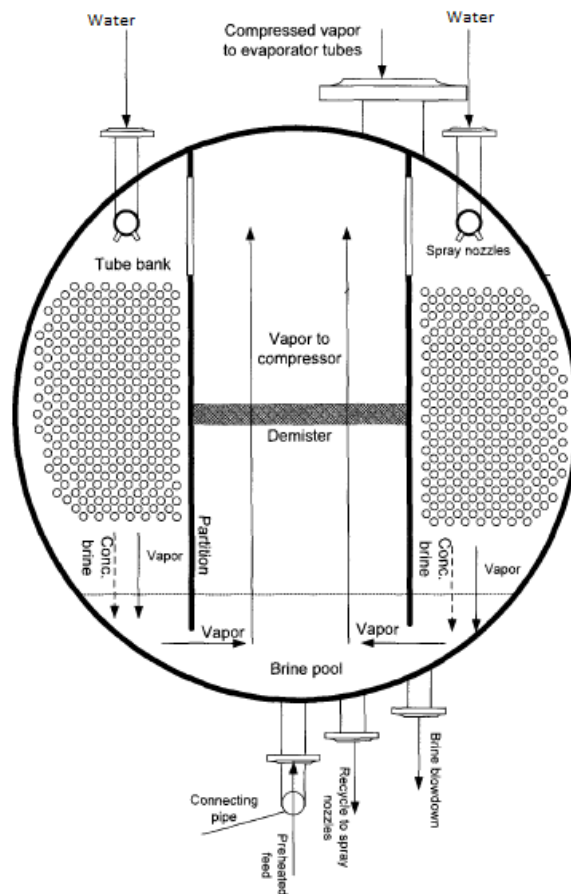
7.4 Distribución de tubos en el intercambiador

Para la distribución del haz de tubos se tomó como referencia el diseño realizado por A.M. HELAL (2006).

Con este tipo de diseño garantizamos que el vapor no arrastre el agua proveniente de la cortina generada para la evaporación ya que la succión del vapor se realiza en el centro del casco, además podemos garantizar que los aspersores mojen el 100% de los tubos.

Figura 48.

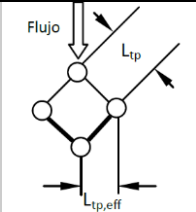
Distribución haz de tubos



Nota. Tomado de: A.M. HELAL, S.A. AL-MALEK (2006)

Tabla 16.

Estructura de cálculos para distribución de tubos

Variable	Descripción	Resultado
Tipo de arreglo	 <p style="text-align: center;"><i>Fuente: Fonseca, Riveros (2009)</i></p>	El arreglo de 45° garantiza que la limpieza sea mecánica y se pueda hacer desde el exterior

L_{tp}, Pitch ratio El TEMA realiza una serie de recomendaciones para la selección del valor de L_{tp}. $L_{tp} = 31.750 \text{ mm}$

Tube OD		Pitch (L_{tp})		Pitch ratio
in	mm	in	mm	
0.250	6.350	0.312	7.938	1.250
		0.375	9.525	1.500
0.375	9.525	0.500	12.700	1.330
		0.531	13.494	1.420
0.500	12.700	0.625	15.875	1.250
		0.656	16.669	1.310
		0.688	17.462	1.380
0.625	15.875	0.781	19.844	1.250
		0.812	20.638	1.300
		0.875	22.225	1.400
0.750	19.050	0.938	12.812	1.250
		1.000	25.400	1.330
		1.062	26.988	1.420
		1.125	28.575	1.500
1.000	25.400	1.250	31.750	1.250
		1.312	33.338	1.312
		1.375	34.925	1.375

$$\frac{L_{tp}}{D_o} = 1.250$$

$$\frac{L_{tp}}{D_o} = \text{Pitch ratio}$$

Altura de aspersion	Se cotiza un aspersion de boquilla tipo cuadrada para garantizar que el banco de tubos se moje por completo, teniendo en cuenta siempre cual es la altura del aspersion	$A_{asp} = 223.5 \text{ mm}$
---------------------	---	------------------------------

Ancho del demister $D_{sucom} = A_{ndem}$ $D_{sucom} = 253 \text{ mm}$
 El ancho del demister es igual al diámetro de succión del compresor

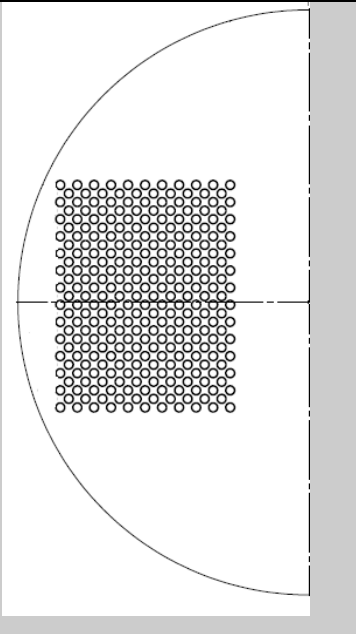
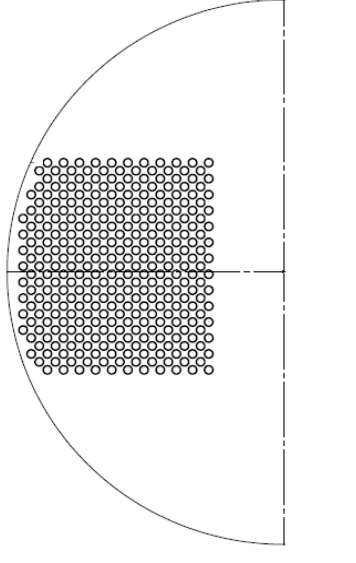
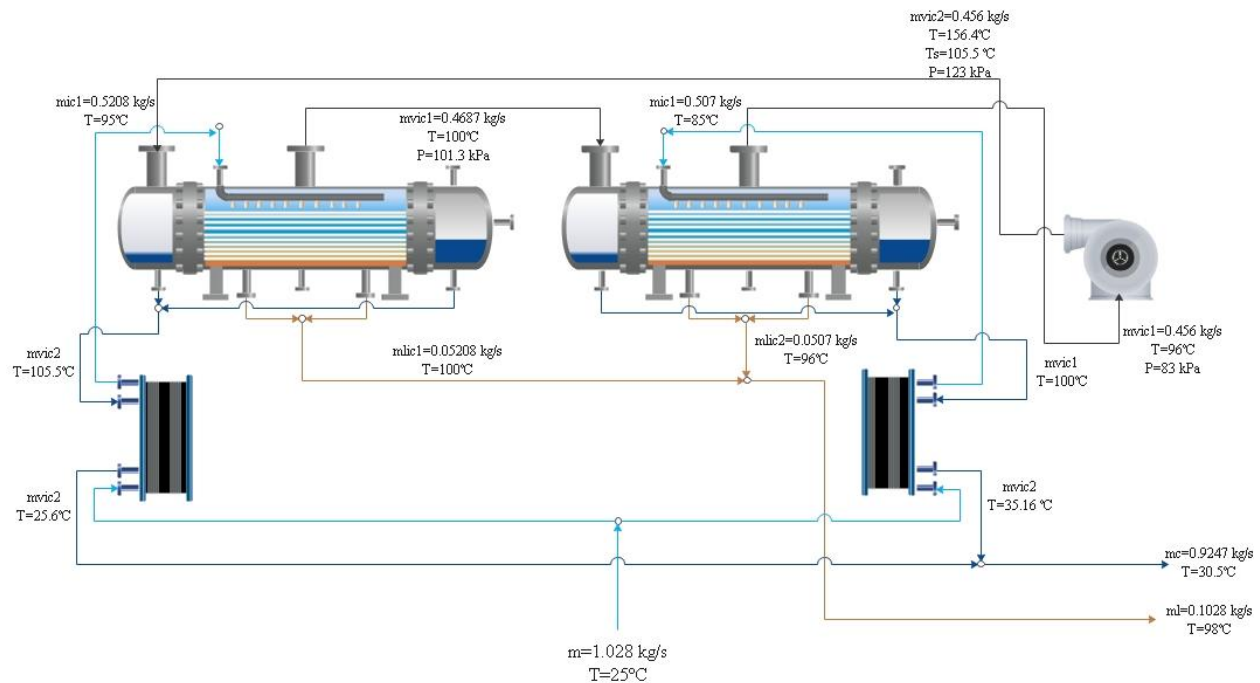
Variable	Descripción	Resultado
Geometría del arreglo	Para la geometría del intercambiador se organizaron todos los tubos en un rectángulo, buscando siempre mantener el menor diámetro de coraza posible, teniendo en cuenta siempre el ancho del demister y la altura de aspersion	
Espacio entre coraza y tubo	<p>E_{spa-co} = Espacio mínimo entre tubos y coraza se seleccionó de media pulgada.</p> <p>Así que los espacios vacíos se llenaron con tubos adicionales</p>	

Figura 49.*Evaporador-Condensador 2 etapas***8. Diseño en detalle**

Basado en los resultados obtenidos en el diseño térmico y de transferencia de calor de cada uno de los componentes del sistema se determinaron las dimensiones globales que garantizaban el proceso de transferencia de calor las cuales fueron: el área de transferencia de cada equipo, el número de tubos totales dentro de cada equipo y los de los tubos para cada uno de los equipos.

8.1 Diseño mecánico del evaporador

Mediante el diseño mecánico el cual se basa en la norma ASME y la TEMA las cuales se enfocan en el diseño de recipientes a presión e intercambiadores de calor respectivamente, se pretende determinar con base en las presiones externas de diseño del sistema los espesores necesarios de los tubos, las dimensiones de las bridas de unión, tapas superiores y los soportes necesarios para que el sistema resista las cargas a las que se encuentra sometido.

8.1.1 Espesor bafle

El espesor mínimo de los baffles está en función del diámetro nominal interno de la coraza y la longitud del tubo entre los baffles centrales, se tomará según las tablas R-4.41 y CB-4.41 de STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION 9 EDICION.

Figura 50.

Espesor del bafle o plato soporte.

Nominal Shell ID	Plate Thickness							
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.							
	12 (305) and Under	Over 12 (305) to 24 (610) Inclusive	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)		
6-14 (152-356)	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
29-38 (737-965)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (12.7)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)
61-100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (12.7)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Nota: Editado de Standards of the tubular exchanger manufacturers association

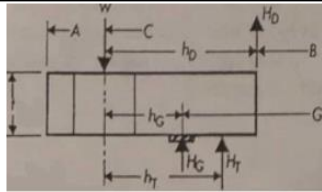
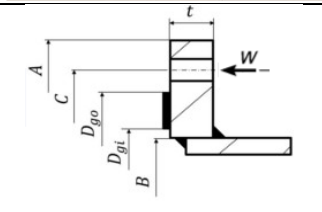
Según la figura 51, el espesor de los bafles será de 12.7 cm.

8.1.2. Espesor de brida

Generalmente son elementos estándar en función del diámetro, por ser una aplicación singular se debe diseñar la brida, se calculan los esfuerzos y así obtener el espesor. Para esto será necesario ver la norma ASME VIII, división 1, apéndice 2.

Figura 51.

Formato de cálculo para bridas

ESQUEMAS		BRIDA						
		CONDICION AMBIENTE						
		TEMPERATURA [°c]	150	PRESION [kPa]	130			
		CONDICIONES DE DISEÑO						
		BRIDA	TORNILLOS	EMPAQUE				
		MATERIAL						
		ACERO AISI 316	A-193 B7	SILICONA TRASLUCIDA				
		PROPIEDADES MECANICAS						
		Sfo a Temp de Diseño [Mpa]	660	Sb a Temp de Diseño[Mpa]	138	y : carga de asiento	0	
		Sfa a Temp de Diseño [Mpa]	660	Sa a Temp de Diseño[Mpa]	138	m: factor de empaque	0	
		GEOMETRIA						
		A [m]	1,8	Dgo [m]	1,62	D raiz [Pulg]	1	
		B [m]	1,3516	Dgi [m]	1,55	Nº Tornillos	12	
		C [m]	1,68	G [m]	1,585	Ab	6,1e-3 m2	
		Cálculos						
		$H = 0,785 \cdot G^2 \cdot P$	256,37 kN	$Wm1 = H + Hp$	256,37 kN	$Am1 = \frac{Wm1}{Sab}$	1,86e-3 m2	
		$Hp = 2 \cdot b0 \cdot \pi \cdot G \cdot m \cdot P$	0	$Wm2 = \pi \cdot b0 \cdot G \cdot y$	0	$Am2 = \frac{Wm2}{Sab}$	0	
		Cargas x Distancias = Momentos						
$W1 = Wm1$		256,37 kN	$Hd = 0,785 \cdot B^2 \cdot P$	240,5 kN	$hd = \frac{C - B}{2}$	72,42e-3 m	$Md = Hd \cdot hd$	17417 N-m
$W2 = [Am + Ab] \cdot Sab \cdot 0,5$		547,7 kN	$Hq = W1 - H$	0	$hg = \frac{C - G}{2}$	47,5e-3 m	$Mg = Hg \cdot hg$	0
			$Ht = H - Hd$	15,9 kN	$ht = \frac{hd + hg}{2}$	59,96e-3 m	$Mt = Ht \cdot ht$	951,5 N-m
Factores de calculo		ESPESOR EN CONDICION DE OPERACIÓN Y ASIEN TO DE LA JUNTA						
$K = \frac{A}{B}$		1,173	$Mo2 = W2 \cdot hg$		26018 N-m	$Mo1 = Md + Mg + Mt$		18369 N-m
$Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}$		6,336	$Sob = \frac{YY \cdot Mo1}{t1^2 \cdot B}$		32,63 mm	$Sob = \frac{YY \cdot Mo2}{t2^2 \cdot B}$		38,83 mm
$YY = \left[\frac{1}{K-1} \right] \cdot \left[0,68845 + 5,7169 \cdot \left(\frac{K^2 \cdot \log(K)}{K^2 - 1} \right) \right]$		12,28						

8.1.3. *Espesor placa porta tubos*

La placa porta tubos debe soportar tanto las cargas mecánicas como la corrosión por parte de ambos fluidos y ser químicamente compatible con el material de los tubos. El diámetro de la placa porta tubos está en dependencia del tipo de sujeción coraza placa-cabezal a emplear en el intercambiador, mientras que su espesor según STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION se calcula como:

- Espesor porta tubos por flexión.

Ecuación 28

Espesor placa porta tubos.

$$T_f = \frac{F * G}{3} * \sqrt{\frac{P}{\eta * S}}$$

Nota. Tomado de: Standards of the tubular exchanger manufacturers association (2007)

$$T_f = 22 \text{ mm}$$

- Espesor porta tubo por cortante.

Ecuación 29.

Espesor placa porta tubos

$$T_c = \frac{0.31 * D_l}{1 - \left(\frac{d_o}{Pitch}\right)} * \left(\frac{P}{S}\right)$$

Nota. Tomado de: Standards of the tubular exchanger manufacturers association (2007)

$$T_c = 3 \text{ mm}$$

El espesor deberá ser el mayor obtenido por flexión y por cortante. Para ser conservadores en el diseño debido a la gran cantidad de tubos que va a soportar la placa se tomó la decisión de asumir el espesor para la pieza como 30 mm en acero Súper Dúplex.

8.1.4 Espesor del casco

Para el análisis de esfuerzos en recipientes horizontales a presión, se deberá considerar 3 condiciones de esfuerzos, pandeo longitudinal, corte tangencial y circunferencial. Un factor determinante de la condición de diseño es el peso, en este caso se tendrá en cuenta el peso de todo el equipo que incluye porta tubos, bridas, baffles, tubos y el volumen del tanque lleno en su totalidad de agua, esto con el fin de ser más conservadores en el espesor del casco. El peso de una etapa con los elementos mencionados anteriormente es $P_e=137194 \text{ N}$. Con un factor de seguridad de 1.5 y dividiendo sobre las dos silletas determinamos el valor de Q en libras fuerza:

Ecuación 30.

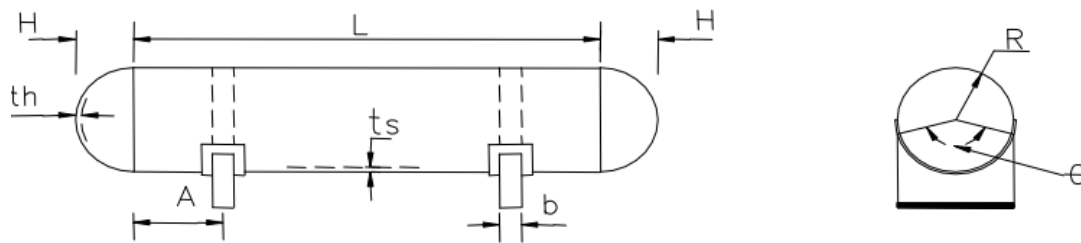
Calculo carga en silleta

$$Q = \frac{1.5 * P_e}{2}$$

Nota. Tomado de: León (2001)

$$Q = 23151 \text{ Lbf}$$

Definimos todas las condiciones de diseño del casco para el cálculo de los esfuerzos:

Figura 521.*Condiciones de diseño.*

Nota. Tomado de: León (2001)

Donde:

$$th = ts = 0,203''$$

$$H = 18.31''$$

$$A = 17.52''$$

$$L = 118.1''$$

$$B = 9''$$

$$R = 30,12''$$


$$H = 18.31$$

$$\theta = 120^\circ$$

Por último, se definen los valores de la constante “K” que se encuentran en la figura 40, basados en el ángulo θ . El casco del evaporador-condensador es de acero S32750 y el valor de esfuerzo es de 116 ksi.

Figura 53.

Valor para constante "K"

		ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR DOS SILLETAS										NORMAS	
												FIGURA No. 59	
VALORES DE LA CONSTANTE "K"													
(INTERPOLAR PARA VALORES INTERMEDIOS)													
ANGULO DE CONTACTO θ	K_1^*	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	K_9	K_{10}	K_{11}		
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603	0.34	0.053	0.204		
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618					
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634					
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651					

Nota. Tomado de: León (2001)

- **Pandeo longitudinal**

Para un cuerpo reforzado por anillos o sin reforzar es necesario realizar este análisis, donde su máximo esfuerzo se refleja en las silletas y en el centro del cuerpo. En la posición de la silleta el casco sufre tensión en la parte superior y compresión en la parte inferior. Para la posición central el cuerpo sufre tensión en la parte inferior y compresión en la parte superior. Las ecuaciones para hallar el esfuerzo en cada posición son las siguientes.

Ecuación 32.

Esfuerzo longitudinal en la silleta

$$S_{1s} = \frac{Q * A * \left[1 - \left(\frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2 * A * L}}{1 + \frac{4 * H}{3 * L}} \right) \right]}{K_1 * R^2 * t_s}$$

Nota. Tomado de: León (2001)

Ecuación 33.*Esfuerzo longitudinal en el centro del cuerpo*

$$S1_c = \frac{\frac{Q * L}{4} * \left[- \left(\frac{1 + 2 \left(\frac{R^2 - H^2}{L^2} \right)}{1 + \frac{4 * H}{3 * L}} \right) - 4 * \frac{A}{L} \right]}{\pi * R^2 * ts}$$

Nota. Tomado de: León (2001)

Donde:

S1s: Esfuerzo de pandeo longitudinal en las silletas.

S1c: Esfuerzo de pandeo longitudinal en el centro del cuerpo.

- **Corte tangencial**

Otro esfuerzo común en los recipientes a presión horizontales soportados por silletas son los esfuerzos tangenciales, que según Juan Manuel león (2001) puede tener dos condiciones, donde las silletas están cerca o alejadas a las tapas.

Si $A \leq \frac{R}{2}$ entonces las silletas se clasifican como cercanas, de lo contrario serán silletas lejanas. El máximo esfuerzo tangencial para el casco, también se genera en las silletas; Como nuestras silletas están clasificadas como lejanas, la fórmula para el cálculo de esfuerzos viene dada por la siguiente ecuación:

Ecuación 34.*Esfuerzo tangencial*

$$S_2 = \frac{K2 * Q}{R * ts} * \left(\frac{L - 2 * A}{L * 4 * \frac{H}{3}} \right)$$

Nota. Tomado de: León (2001)

- **Circunferencial**

El esfuerzo circunferencial que actúa en dirección perpendicular al eje mayor del cuerpo debe ser analizado para hallar el mínimo espesor del casco, se tiene en cuenta la condición donde el casco tiene anillo atiesado y cuando no. Los valores de esfuerzos máximos comúnmente se encuentran en la parte inferior del cuerpo y en la unión con las silletas. Las ecuaciones que describen el esfuerzo circunferencial para casco no atiesados son:

Ecuación 35.

Esfuerzo circunferencial

$$S3 = \frac{-Q}{4 * ts * [B + 1,56 * \sqrt{R * ts}]} - \frac{12 * K6 * Q * R}{L * ts^2}$$

Nota. Tomado de: León (2001)

Ecuación 36.

Esfuerzo circunferencial

$$S4 = - \frac{K7 * Q}{ts * [B + 1,56 * \sqrt{R * ts}]}$$

Nota. Tomado de: León (2001)

- **Análisis de esfuerzos**

Cuando la presión interna es 123kPa e esfuerzo por presión será calculado como:

Ecuación 37.*Cálculo de esfuerzo por presión*

$$\frac{P * R}{2 * ts}$$

Nota. Tomado de: León (2001)

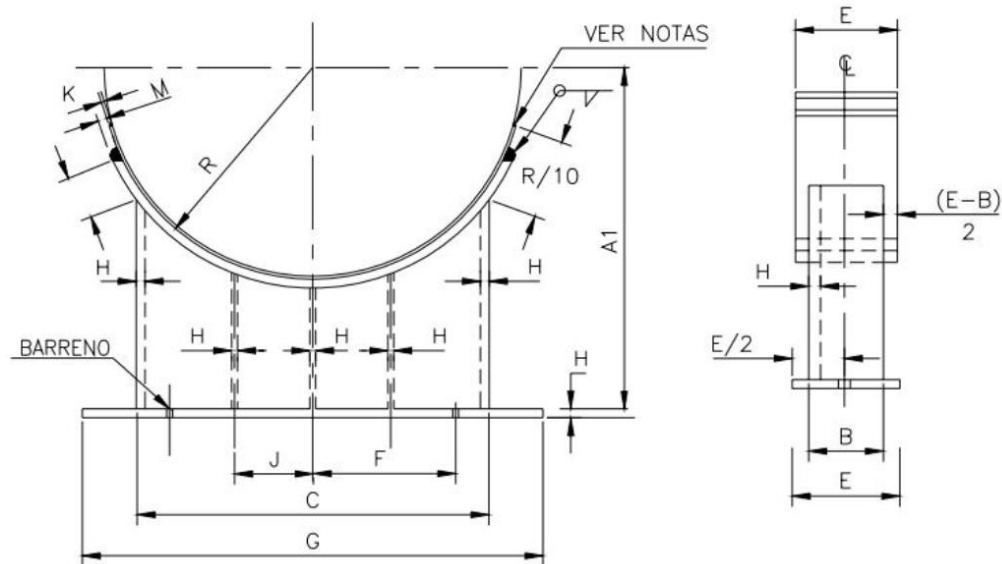
Tabla 17.*Tabla de verificación de esfuerzos.*

Esfuerzo	Valor [psi]	Símbolo	Resistencia [psi]	Verificación
Longitudinal	55,1+1759	<	0.85x116000	Pasa
Tangencial	11478	<	0.8x116000	Pasa
Circunferencial	109029	<	1.5*116000	Pasa
	29936	<	0.5x116000	Pasa

En la tabla anterior se realiza la verificación de los esfuerzos encontrados en el cuerpo con la resistencia del acero Super Duplex.

8.1.5. Silletas

Los recipientes a presión o tanques son usualmente soportados por un par de silletas, el uso de más silletas es innecesario y debe evitarse. Con dos silletas se puede asegurar un asiento tolerable sin incurrir en daños en la carcasa a causa del apoyo, exceder el número de silletas puede ser incluso algo negativo, pues si el asentamiento del suelo no es uniforme, el cuerpo de una de las silletas no hará su función de apoyar el recipiente, si no que por el contrario representara una carga muerta añadida al par de silletas funcionales.

Figura 54.*Dimensiones de silleta.*

Nota. Tomado de: León (2001)

Juan Manuel león (2001) define una de silletas prediseñadas para un diámetro de casco que oscila entre 24 y 144 pulgadas. Los cascos de ambas etapas de la plata tienen un diámetro externo de 1535.15 mm, es decir 60 pulgadas.

Figura 55.

Dimensiones para silletas de recipientes horizontales.

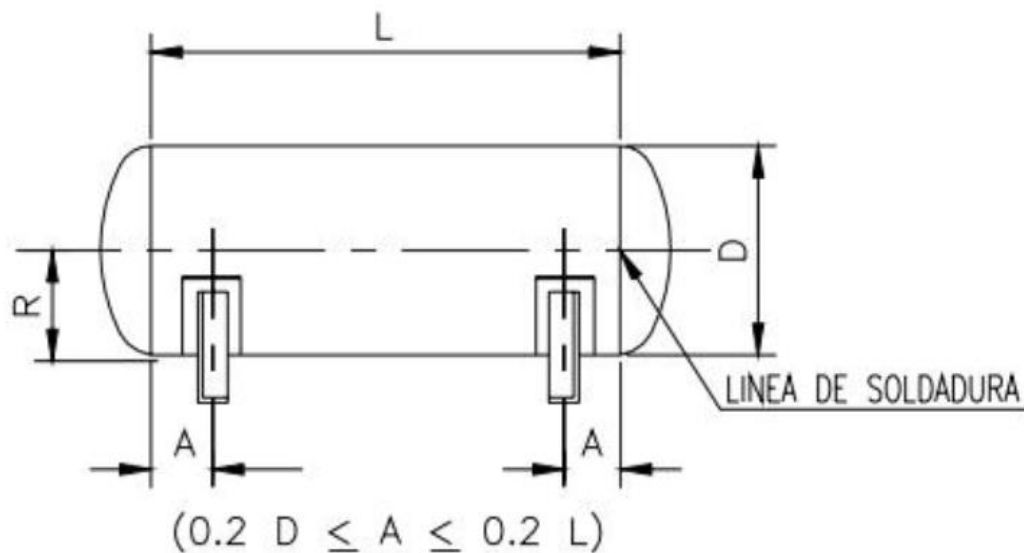
DIAM. RECIPIENTE		CARACTERÍSTICAS													SOPORTE PARA RECIPIENTES HORIZONTALES		NORMAS	
		DIMENSIONES EN PULGADAS													FIGURA No. 65			
CARGA MÁXIMA SOPORTE	DIAM. RECIPIENTE	A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K	DIAMETRO ANCHA	DIAMETRO BARRIDO	BARRIDO ONDAO	PILETE DE SOLDADURA	PESO DE UN SOPORTE	CARGACIONES ENTAMADOS	
Kg	D															Kg		
24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	23	1	
30	4545	22	6	27	7/16	7	10-1/2	29	5/16	13-1/2	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	30	1	
36	6818	25	6	32	1/2	7	12-1/2	34	3/8	16	1/4	3/4	1	1x1-1/2	1/4	41	1	
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	1x1-1/2	5/16	50	1	
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21-1/2	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	91	1	
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	110	2	
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	123	2	
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	136	2	
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	148	2	
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	160	2	
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8	1/2	225	2	
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8	1/2	250	2	
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	270	2	
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	295	2	
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	320	2	
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	345	2	
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	365	2	
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	385	2	
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	410	2	
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	430	2	
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	455	2	

Nota. Tomado de: León (2001)

La localización de las silletas en el recipiente está en función de la longitud y diámetro de este, como se puede ver en la figura 42.

Figura 56.

Localización de soportes en recipiente.



Algunas otras recomendaciones que se deben tener en cuenta según Juan Manuel León (2001) son:

- La placa de refuerzo o de corrosión será soldada al recipiente con cordón corrido, y se extenderá $R/10$ (R en pulgadas). A cada lado de la silleta.
- Hacer barreno de $1/4''$ en la placa refuerzo y taparlo después de soldar.
- Si el material del recipiente no es de acero al carbón, la placa refuerzo será del mismo material del recipiente, y deberá soldarse al mismo con la soldadura adecuada.
- Materiales optativos: ASTM A-283 gr, ASTM A-36.

8.1.6. Demister.

Los separadores de niebla o demister son arreglos de alambres, con esto se fomenta una dirección de flujo indeterminada, a causa de los constantes cambios las partículas de líquido que arrastra el vapor quedan adheridas a la malla, estas partículas crecen y por efecto de la gravedad caen nuevamente al evaporador.

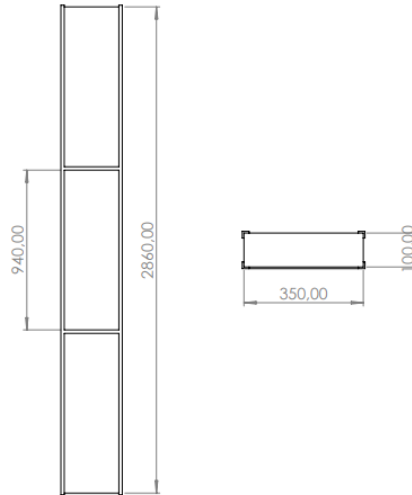
Figura 57.

Demister



Algunas de las características generales para su construcción son.

- Materiales típicos para la construcción: 304,316, cobre, teflón, monel.
- Densidades comunes: 144,2 kg/m³, 80 kg/m³.
- Espesores comunes: 4, 6 8 9 y 10 pulgadas
- Pérdida de presión: Generalmente no se tiene en cuenta (10 Pa a 5000 Pa).
- Calibre de malla: 0,28 mm - 0,15 mm

Figura 58.*Dimensiones del demister*

Para que el eliminador de niebla sea de malla de alambre el valor de $K \leq 0,109$ m/s

Ecuacion 38.*Factor hidraulico*

$$k = \frac{VG}{\sqrt{\frac{\rho l - \rho G}{\rho G}}}$$

Nota. Tomado de: Díaz José

Donde:**K**= Factor hidraulico**Vg**= Velocidad de gas**Pg**= Densidad del gas**Pl**= Densidad del liquido

Con el area que atraviesa el flujo de vapor al demister, se puede hallar su velocidad. Para el equipo el valor seria de 0.0191.

8.3 Diseño intercambiador de placas.

La salmuera proveniente de la planta de pre tratamiento que ingresa al destilador por CMV, debe hacerlo a una temperatura cercana a la de temperatura de evaporación.

Se debe garantizar que la temperatura de entrada a la planta sea la adecuada, esto es fundamental para el correcto funcionamiento del sistema. Para esto se dispone del diseño de un pre calentador o intercambiador de calor de placas para cada una de las etapas, pues al tener cada una de las etapas presiones internas distintas, sus temperaturas de saturación también serán diferentes.

8.2. Dimensiones intercambiador.

Antes de seleccionar las dimensiones de las placas y hallar la cantidad, se realiza el análisis térmico donde encontraremos las temperaturas de ambos intercambiadores de placas. La temperatura de entrada de salmuera (para este capítulo T_{es}), que viene de la planta de pre tratamiento GEM es de 25°C , la temperatura de entrada de condensados (T_{ec}) está definida por el diseño térmico de la planta CMV y temperatura de salida de salmuera (T_{ss}) es una condición de diseño de la planta CMV, donde la salmuera debe entrar a esta temperatura al evaporador condensador para el correcto funcionamiento. Del balance de energía en el intercambiador de calor de placas se halla T_{sc} :

Ecuación 39.

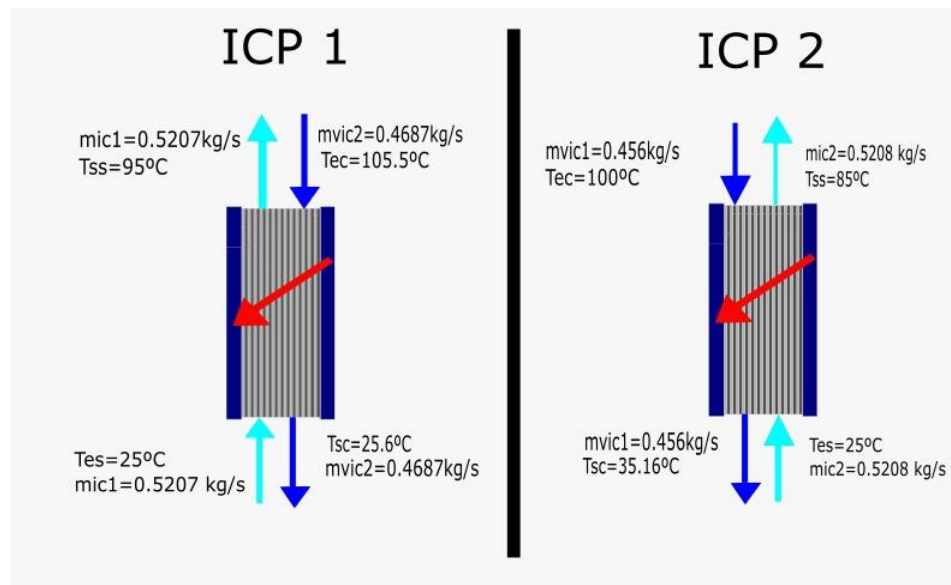
Balace de energía intercambiador de calor

$$Q = m * Cp * (T_{in} - T_{out})$$

$$Q_{in} = Q_{out}$$

Figura 59.

Balace de energía intercambiadores de placas



Las placas son de tipo chevron, con un espesor de 0.4 mm, el material de las placas será titanio. En la figura 56 y tabla 32 se puede encontrar más información. El factor de ensuciamiento se supondrá igual para cada lado del flujo ($R_s = R_w$), y su valor será $R = 0.00008 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$.

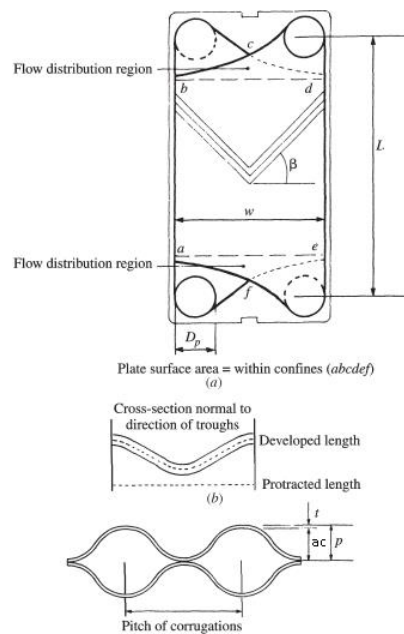
Tabla 18.

Dimensiones placa de intercambiador de calor

Descripción	ICP1	ICP2
Ancho de placa	$w = 1$ [m]	$w = 0,5$ [m]
Largo de placa	$L = 2$ [m]	$L = 1$ [m]
Diámetro equivalente	$De = 0,005455$ [m]	$De = 0,005455$ [m]
Espacio de separación	$ac = 0,003$ [m]	$ac = 0,003$ [m]
Angulo de canales	$\beta = 45$	$\beta = 45$
Área Proyectada	$Ap = L \cdot w$	$Ap = L \cdot w$

Figura 60.

Geométrica Placas Chevron.



Nota. Tomado de: Adrian Bejan (2003)

Tabla 19.

Ecuaciones para el cálculo de intercambiadores de calor de placas

Variable	Descripción	Ecuaciones y resultados
Datos conocidos	Se hallaron los datos de Temperatura de entrada de salmuera y salida de la salmuera. evaporador y salida	$\dot{m}_{\text{salmuera}} = 0,5208 \text{ [kg/s]}$ $\dot{m}_{\text{condensado}} = 0,456 \text{ [kg/s]}$ $T_{\text{es}} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $T_{\text{ec}} = 105,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $T_{\text{ss}} = 95 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Balance de energía	La transferencia de calor será la misma para hallar la temperatura de salida del intercambiador de placas.	$Q_{\text{eco}} = \dot{m}_{\text{condensado}} \cdot c_{\text{pw}} \cdot [T_{\text{ec}} - T_{\text{sc}}]$ $Q_{\text{eco}} = \dot{m}_{\text{salmuera}} \cdot c_{\text{ps}} \cdot [T_{\text{ss}} - T_{\text{es}}]$ $T_{\text{sc}} = 25,6 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Correlación Eficiencia	El diseño del IC será por el método P-NTU,	$P = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 - R)]}{1 - R \cdot \exp[-NTU \cdot (1 - R)]}$
P-NTU	Correlación que encontramos tabla 3.6 ecuación. <i>RameshK. (2003)</i> .	$R = 0,876$ $P = 0,9927$ $NTU = 23,23$
Áreas	Las variables geométricas para hallar el área se encuentran en la tabla de dimensiones de la placa. Aow:Área transversal del flujo. Aw:Área total	$A_{Ow} = w \cdot 2 \cdot ac \cdot N_{\text{cf}}$ $A_w = A_p \cdot N_{\text{cf}} \cdot 2$ $A_w = 54,75 \text{ [m}^2\text{]}$ $A_{Ow} = 0,08212 \text{ [m}^2\text{]}$

Variable	Descripción	Ecuaciones y resultados
Coeficientes de convección	Correlación de <i>RameshK.</i> (2003). <i>Cap 9.4.</i>	$h_w = 0,724 \cdot \frac{k_w}{De} \cdot \left[\frac{\beta}{30} \right]^{0,646} \cdot Re_w^{0,583} \cdot Pr_w^{[1/3]}$ $h_s = 0,724 \cdot \frac{k_s}{De} \cdot \left[\frac{\beta}{30} \right]^{0,646} \cdot Re_s^{0,583} \cdot Pr_s^{[1/3]}$
Coeficiente Global de Transferencia de calor	Ecuación 9.48 de <i>RameshK.</i> (2003). El área total de cada flujo es aproximadamente el área total de transferencia de calor, por tal motivo se suponen iguales.	$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{A_s} \cdot \left[\frac{1}{h_s} + Ri + \frac{e_{placa}}{k_{placa}} + \frac{1}{h_w} \right]$ $A = A_s$ $U = 809,6 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
Número de placas	El número de placas total se determina del número de canales por fluido, se debe tener en cuenta que el número de placas debe ser impar.	$N_{cf} = \frac{N_p + 1}{2}$ $N_p = 26,37$

Para el intercambiador de placas de la segunda etapa, se utiliza el mismo proceso teniendo en cuenta que los flujos másicos y las temperaturas de entrada y salida para cada fluido son diferentes, las dimensiones de la placa para el intercambiador 2 están en la tabla 32. En la tabla 34 se pueden ver los valores para el intercambiador de placas 2.

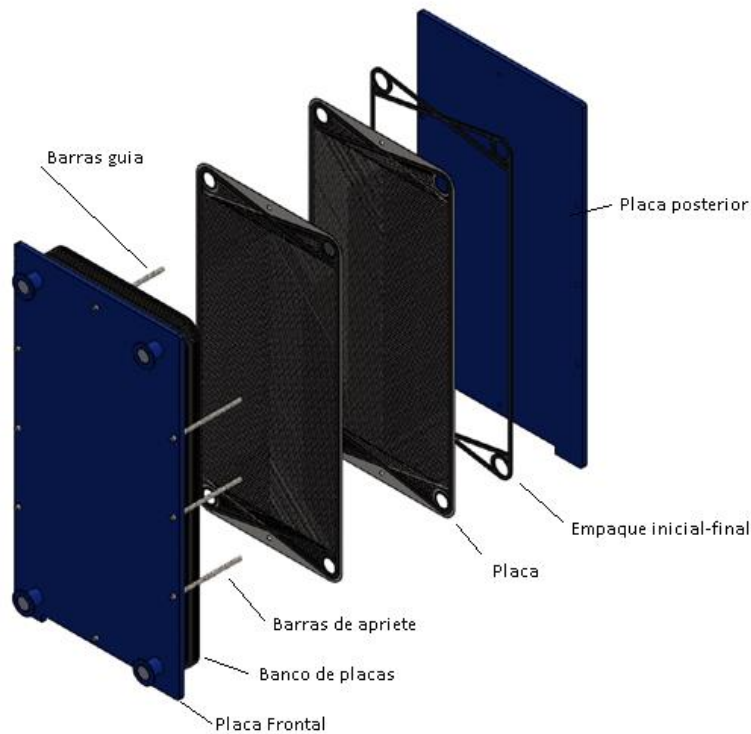
Tabla 20.

Valores calculados para el segundo intercambiador de calor

<i>Intercambiador De Placas 2</i>	
Temperatura de salida condensados	$T_{sc} = 35,16 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$
Coeficiente global de transferencia de calor	$U = 1522 \text{ } [\text{W}/\text{m}^2\text{-K}]$
Área de transferencia de calor	$A = 6,729 \text{ } [\text{m}^2]$
Número real de placas	$N_{p\text{reales}} = 13$

Figura 61.

Intercambiador de calor de placas



9. Análisis fuentes de energía auxiliar

Las fuentes auxiliares de energía son usadas en los sistemas de destilación de agua por compresión mecánica de vapor para el arranque del sistema y el secado de lodos. Estos procesos hacen que el costo de operación del equipo sea muy elevado. Debido a que para el arranque se tienen tiempos de estabilización del equipo muy largos y el secado de lodos representa una parte importante del fluido inicial que se debe evaporar totalmente.

Para determinar cuál fuente de energía resulta ser más económica se plantean dos alternativas. Arranque con resistencia eléctrica y secado de lodos con vapor. Por último arranque y secado de lodos con vapor.

Tabla 21.

Calculo del calor necesario para el arranque

Variable	Ecuación	Resultado
Transferencia de calor	$Q = m_s \cdot (H_2 - H_1) + m_v \cdot \delta h_{vap}$	$Q = 1185$
Cálculo de calor sensible y latente	$Q = Q_s + Q_L$	$Q_l = 1034 \text{ [kW]}$ $Q_s = 150,8 \text{ [kW]}$

El proceso de arranque tiene un tiempo estimado de 1 hora y posteriormente se inicia el secado de lodos, este corresponde al resto de la operación que es 23 horas.

9.1. Resistencia industrial y caldera de 30 BHP (Alternativa 1).

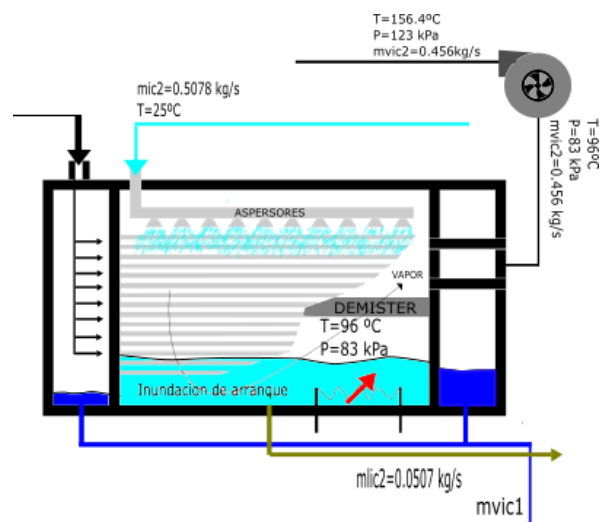
Para la alternativa 1 se plantea como fuente auxiliar para la puesta en marcha de la planta una resistencia eléctrica, que se ubica en el evaporador, para generar el vapor se inunda la etapa de evaporación, y el calor que genera la resistencia eleva la temperatura de la salmuera produciendo vapor que ira al compresor. Para la disposición de lodos la fuente auxiliar viene de una caldera.

9.1.1. Arranque del sistema

La resistencia suplirá el calor necesario para que la salmuera se evapore a una rata de 0.456 kg/s y proceder con la puesta en marcha. Para esto se requiere 1184.8 kW.

Figura 62.

Sistema de arranque por resistencia eléctrica

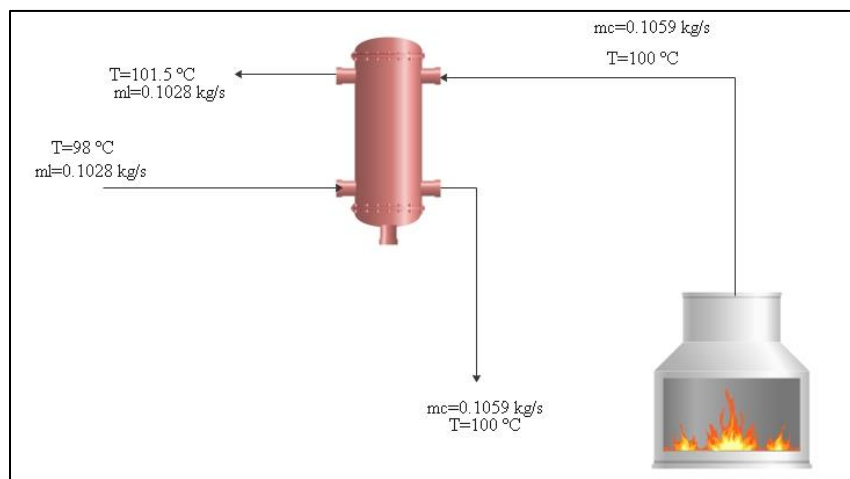


9.1.2. Secado de lodos

Para el secado de lodos se dispone de vapor de caldera, la demanda de vapor de caldera es de 0.1059 kg/s, Para este flujo es necesaria una caldera de 30 BHP.

Figura 63.

Secado de lodos



9.2. Caldera de 140 BHP (Alternativa 2).

Para la alternativa 2 se plantea como fuente auxiliar para la puesta en marcha de la planta una caldera, el vapor que genera la caldera entra al evaporador de la segunda etapa, para generar vapor se inunda el evaporador de la etapa y se transfiere calor a la salmuera por contacto directo con el vapor de caldera. Como el tiempo estimado para el arranque es de 1 hora, se tiene a disposición el vapor restante para el secado de lodos.

9.2.1. Vapor de arranque

Para la puesta en marcha la demanda de vapor se calcula mediante la ecuación 18 $m_{vc}=0.5249$ kg/s.

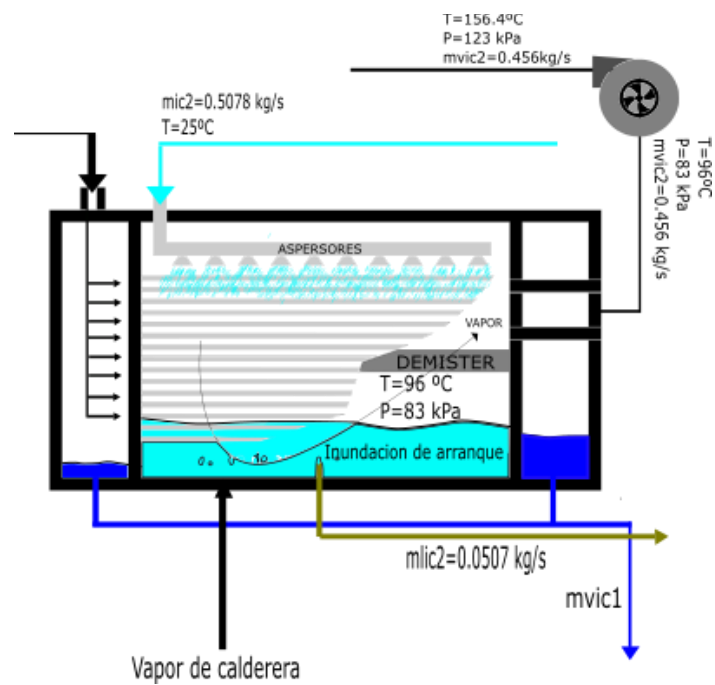
Ecuación 40.

Calculo de vapor de arranque

$$Q = m_{vc} * H_s$$

Figura 64.

Sistema de arranque por vapor de caldera



9.3. Análisis de inversión para alternativas

Se presenta un análisis financiero comparativo, basado en los resultados de los estudios realizados para determinar el costo del vapor de arranque de la planta y secado de lodos. Dichos resultados son datos de entrada para obtener el costo del proceso y junto con el nivel de inflación proyectado a 15 años que impacta directamente los costos involucrados, proporcionarán información suficiente para desarrollar el análisis de beneficio de inversión.

9.3.1. Inversión inicial

El análisis de beneficio de inversión se efectuará sobre las dos alternativas de los estudios hechos con anterioridad. Estos son sus costos de inversión.

Alternativa 1:

- Caldera de 30 BHP. (\$ 90.830.000).
- Resistencia eléctrica industrial. (\$ 150.000.000).

Alternativa 2:

- Caldera de 140 BHP. (\$263.300.000).

9.3.2. Proyección de costos.

Para determinar la proyección de costos de las dos alternativas, se necesita el costo específico de cada energía además de su incremento anual.

Tabla 22.

Costo específico alternativas de energía

Energía	Costo específico	Incremento anual precio
Eléctrica	323.82 [\$/kWh]	4.38 %
Gas	1482 [\$/m ³]	3.32 %

Nota. Tomado de: Unidad de planeación Minero-energética. Proyección de precios energéticos (UMPE). Diciembre 2019.

Otros criterios de relevancia para el análisis son la inflación que es de 3.8% según el Banco de la república para el 2019 y la tasa mínima de retorno de la organización, que de acuerdo con el área financiera de Avidesa Mac Pollo S.A, para el año 2019 fue de 18%

Los rubros bajo los cuales estarán sujetos los criterios serán cuatro: Costo de inversión, Costo de operación, costo de mantenimiento y costos administrativos.

9.3.2.1. Alternativa 1. Los criterios usados para la proyección de la alternativa 1 se encuentran en la tabla 37.

Tabla 23.

Criterios alternativa 1

Criterio	Valor
Tasa mínima de retorno	18%
Inflación anual	3,80%
Tasa crecimiento EE	4,38%
Tasa de crecimiento g nat	3,32%
Costo Gas Natural [\$/m ³]	1.482
Flujo de combustible secado [m ³ /s]	0,01
Costo de agua potable [\$/m ³]	5.212
Flujo de vapor [kg/s]	0,106
Costo de energía [\$/kWh]	323,82
kWh	1186,8

Figura 65.

Proyección alternativa 1

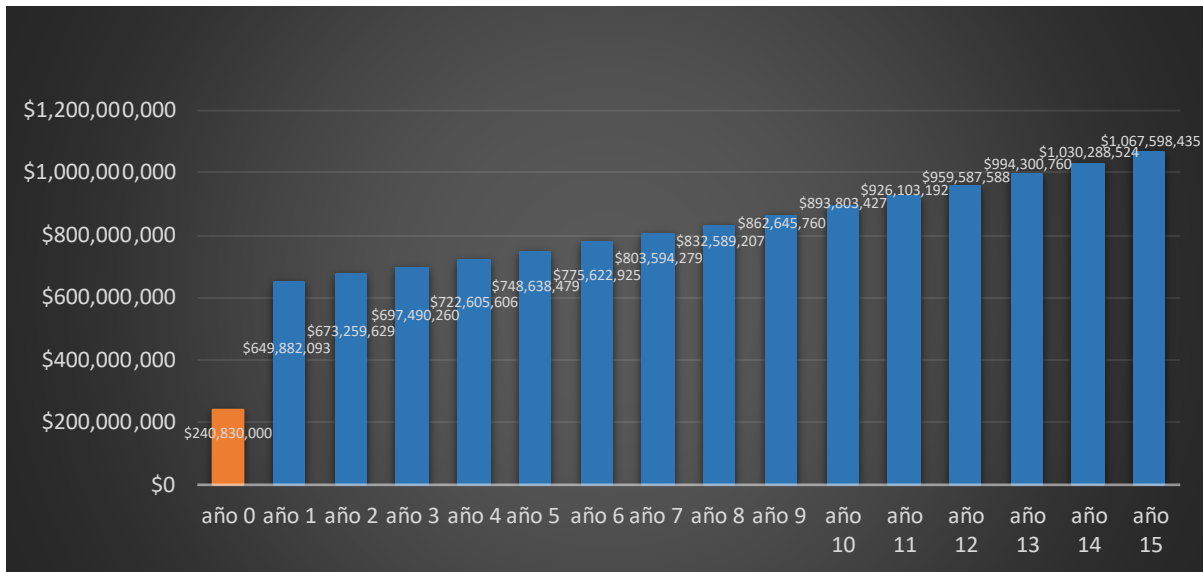
Resistencia electrica industrial + Caldera de 30 BHP																
Rubro	año 0	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6	año 7	año 8	año 9	año 10	año 11	año 12	año 13	año 14	año 15
Costo de inversión																
Caldera 10 BHP	\$30.830.000	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0
Resistencia electrica industrial	\$150.000.000	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0
Costo de operación																
Energia	\$0	\$138.351.447	\$144.411.241	\$150.736.453	\$157.338.710	\$164.230.145	\$171.423.428	\$178.931.772	\$186.768.983	\$194.949.465	\$203.488.251	\$212.401.037	\$221.704.202	\$231.414.846	\$241.550.816	\$252.130.742
Combustible	\$0	\$441.754.580	\$456.420.811	\$471.573.982	\$487.230.239	\$503.406.282	\$520.119.371	\$537.387.334	\$555.228.534	\$573.662.183	\$592.707.767	\$612.385.685	\$632.716.889	\$653.723.069	\$675.426.675	\$697.850.841
Vapor secado lodos	\$0	\$16.468.085	\$17.093.873	\$17.743.440	\$18.417.690	\$19.117.563	\$19.844.030	\$20.598.103	\$21.380.831	\$22.193.303	\$23.036.648	\$23.912.041	\$24.820.698	\$25.763.885	\$26.742.913	\$27.759.143
Tratamiento de agua	\$0	\$11.808.000	\$12.256.704	\$12.722.459	\$13.205.912	\$13.707.737	\$14.228.631	\$14.769.319	\$15.330.553	\$15.913.114	\$16.517.812	\$17.145.469	\$17.797.018	\$18.473.304	\$19.175.290	\$19.903.951
Costo de mantenimiento																
Anual	\$0	\$16.500.000	\$17.127.000	\$17.777.826	\$18.453.383	\$19.154.612	\$19.882.487	\$20.638.022	\$21.422.267	\$22.236.313	\$23.081.293	\$23.958.382	\$24.868.800	\$25.813.815	\$26.794.740	\$27.812.940
Correctivos	\$0	\$13.000.000	\$13.494.000	\$14.006.772	\$14.539.029	\$15.091.512	\$15.664.390	\$16.260.260	\$16.878.149	\$17.519.519	\$18.185.261	\$18.876.301	\$19.593.600	\$20.338.157	\$21.111.007	\$21.913.225
Costo administrativos																
Mano de obra	\$0	\$12.000.000	\$12.456.000	\$12.929.328	\$13.420.642	\$13.930.627	\$14.459.391	\$15.009.470	\$15.579.830	\$16.171.864	\$16.786.395	\$17.424.278	\$18.086.400	\$18.773.683	\$19.487.083	\$20.227.592
Totales	\$240.830.000	\$649.882.093	\$673.259.629	\$697.490.260	\$722.605.606	\$748.638.479	\$775.622.925	\$803.594.279	\$832.589.207	\$862.645.760	\$893.803.427	\$926.103.192	\$959.587.588	\$994.300.760	\$1.030.288.524	\$1.067.598.435

- Valor presente neto de alternativa 1.

Según la información obtenida en el capítulo 5 para el costo de compresión de la planta se obtienen los siguientes resultados.

Figura 66.

Proyección de costos alternativa 1



VPG	\$3.873.030.088,80
VPN	\$4.113.860.088,80

9.3.2.2. Alternativa 2. Los criterios usados para la proyección de la alternativa 2 se encuentran en la tabla 4.

Tabla 24.

Criterios para la alternativa 1

Criterio	Valor
Tasa mínima de retorno	18%
inflación anual	3,80%
Tasa de crecimiento g nat	3,32%
Costo Gas Natural [\$/m3]	1.482
Flujo de combustible arranque[m3/s]	0,049

criterio	Valor
Flujo de combustible secado[m3/s]	0,01
Costo de agua potable [\$/m3]	5.212
Flujo de vapor arranque [kg/s]	0,5249
Flujo de vapor secado [kg/s]	0,106

Figura 67.

Proyección alternativa 2

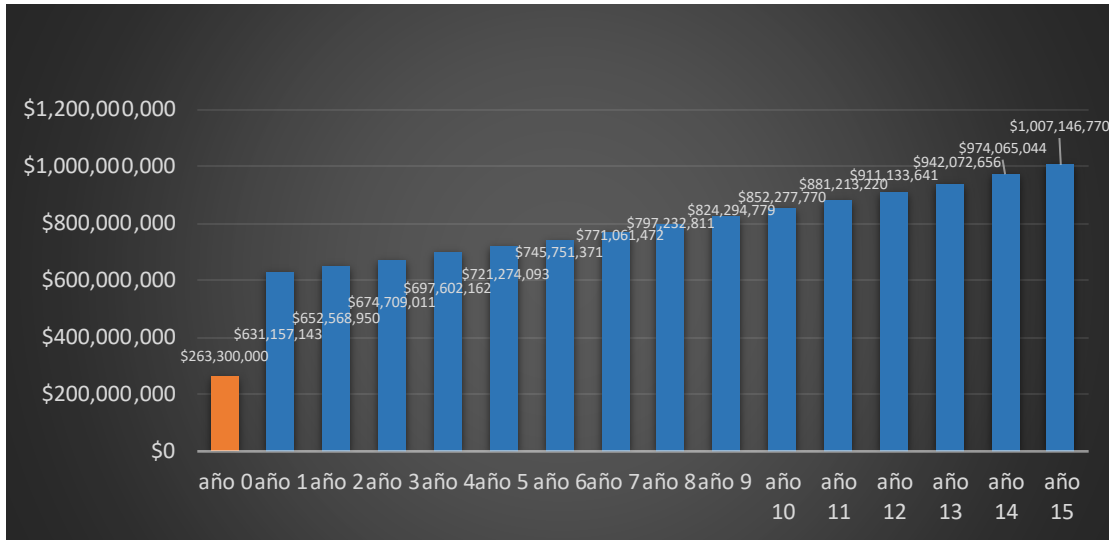
Caldera de 140 BHP																
Rubro	año 0	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6	año 7	año 8	año 9	año 10	año 11	año 12	año 13	año 14	año 15
Costo de inversión																
Caldera de 170 BHP	\$263.300.000	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0	\$0
Costo de operación																
Combustible arranque	\$0	\$94.112.928	\$97.237.477	\$100.465.761	\$103.801.225	\$107.247.425	\$110.808.040	\$114.486.867	\$118.287.831	\$122.214.987	\$126.272.524	\$130.464.772	\$134.796.203	\$139.271.437	\$143.895.248	\$148.672.570
Combustible secado	\$0	\$441.754.560	\$456.420.811	\$471.573.982	\$487.230.239	\$503.406.282	\$520.113.371	\$537.367.334	\$555.228.594	\$573.662.183	\$592.707.767	\$612.385.665	\$632.716.869	\$653.723.069	\$675.426.675	\$697.850.841
Vapor Arranque	\$0	\$3.545.569	\$3.680.301	\$3.820.152	\$3.965.318	\$4.116.000	\$4.272.408	\$4.434.760	\$4.603.281	\$4.778.205	\$4.959.777	\$5.148.249	\$5.343.882	\$5.546.950	\$5.757.734	\$5.976.528
Vapor secado	\$0	\$16.468.085	\$17.093.873	\$17.743.440	\$18.417.690	\$19.117.563	\$19.844.030	\$20.598.103	\$21.380.831	\$22.193.303	\$23.036.648	\$23.912.041	\$24.820.698	\$25.763.885	\$26.742.919	\$27.759.143
Tratamiento de agua	\$0	\$14.676.000	\$15.233.688	\$15.812.568	\$16.413.446	\$17.037.157	\$17.684.569	\$18.356.582	\$19.054.132	\$19.778.189	\$20.529.761	\$21.309.891	\$22.119.667	\$22.960.215	\$23.832.703	\$24.738.348
Costo de mantenimiento																
Anual	\$0	\$32.600.000	\$33.838.800	\$35.124.674	\$36.459.412	\$37.844.870	\$39.282.975	\$40.775.728	\$42.325.205	\$43.933.563	\$45.603.039	\$47.335.954	\$49.134.720	\$51.001.840	\$52.939.310	\$54.951.626
Correctivos	\$0	\$16.000.000	\$16.608.000	\$17.239.104	\$17.894.190	\$18.574.169	\$19.279.968	\$20.012.627	\$20.773.107	\$21.562.485	\$22.381.859	\$23.232.370	\$24.115.200	\$25.031.578	\$25.982.778	\$26.970.123
Costo administrativos																
Mano de obra	\$0	\$10.000.000	\$10.380.000	\$10.774.440	\$11.183.869	\$11.608.856	\$12.049.992	\$12.507.892	\$12.983.192	\$13.476.553	\$13.988.662	\$14.520.231	\$15.072.000	\$15.644.736	\$16.239.236	\$16.856.327
Estudio de emisiones	\$0	\$2.000.000	\$2.076.000	\$2.154.868	\$2.236.774	\$2.321.771	\$2.409.998	\$2.501.578	\$2.596.638	\$2.695.311	\$2.797.732	\$2.904.046	\$3.014.400	\$3.128.947	\$3.247.847	\$3.371.265
Totales	\$263.300.000	\$631.157.143	\$652.568.950	\$674.709.011	\$697.602.162	\$721.274.093	\$745.751.371	\$771.061.472	\$797.232.811	\$824.294.779	\$852.277.770	\$881.213.220	\$911.133.641	\$942.072.656	\$974.065.044	\$1.007.146.770

- **Valor presente neto de alternativa 2.**

Según la información obtenida en el capítulo 5 para el costo de compresión de la planta se obtienen los siguientes resultados.

Figura 68.

Proyección de costos alternativa 2



VPG	\$3.725.733.446,84
VPN	\$3.989.033.446,84

Realizando la proyección de las alternativas, según el análisis de inversión, para un valor presente, se obtiene como mejor alternativa la numero 2.

10. Análisis de factibilidad del equipo

El análisis para el proyecto se dividirá en 2 aspectos, factibilidad técnica y económica. En el aspecto técnico se evaluarán infraestructura de la empresa y el análisis económico donde se determinará el costo de inversión y el costo de operación del equipo.

Con los datos de los análisis es posible analizar y prever si la empresa dispone de los recursos tanto humanos, técnicos, económicos y legales para la implementación del sistema de depuración y si la inversión de esta va de la mano con los intereses de la empresa.

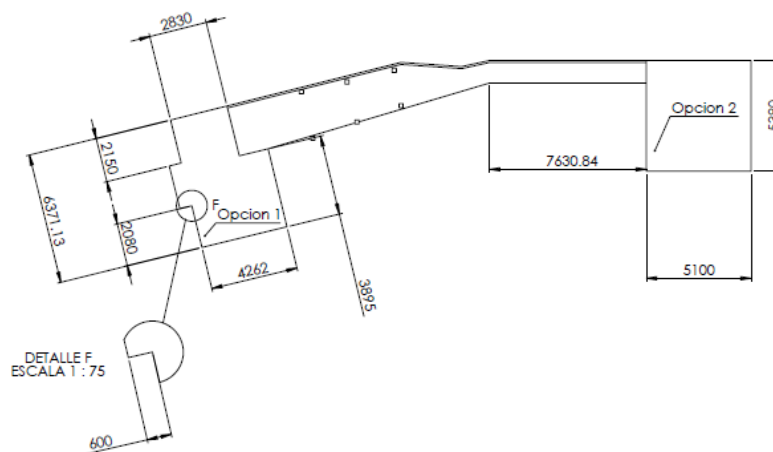
El análisis para el proyecto se dividirá en 2 aspectos, factibilidad técnica y económica. En el aspecto técnico se evaluarán infraestructura de la empresa y el análisis económico donde se determina el costo de inversión y el costo de operación del equipo.

10.1. Factibilidad técnica

Uno de los aspectos más críticos para el desarrollo del proyecto es el espacio de montaje del equipo, ya que este debe instalarse en la planta de tratamiento residual de la empresa y se cuenta con muy poco espacio disponible, en el esquema se observan las zonas disponibles para su instalación.

Figura 69.

Espacio disponible en la PTAR



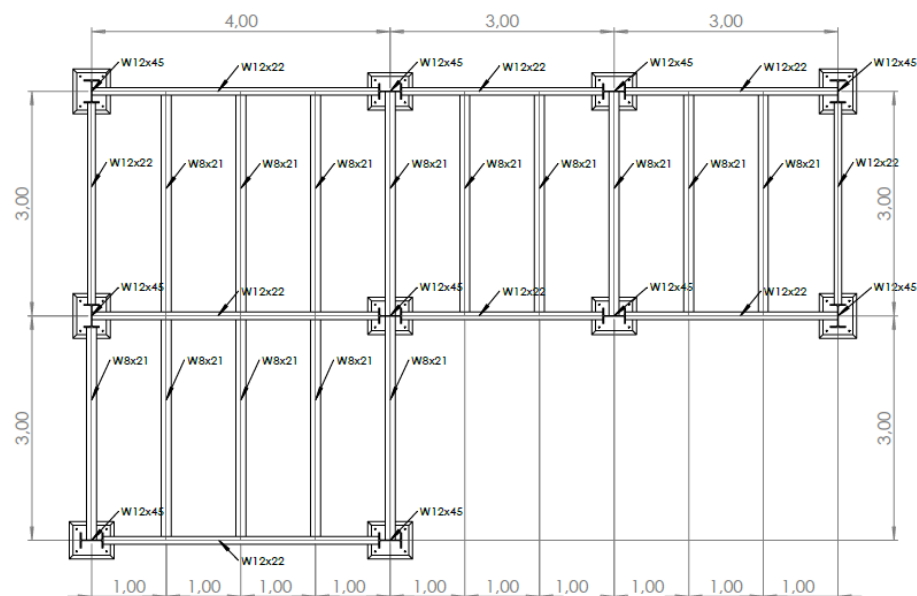
Actualmente en dichos espacios (opción 1 y 2) se encuentran el laboratorio de pruebas y la bodega de la PTAR, estas edificaciones no cumplen con las normas ambientales ya que no respetan las restricciones para construcciones cerca de fuentes hídricas, así que para cumplir todo lo exigido por la ley y poder garantizar la instalación del equipo se diseñó una estructura metálica de 2 niveles totalmente desmontable para ubicar el sistema de depuración en el nivel superior y adecuar posteriormente el laboratorio en el nivel inferior.

10.1.1 Estructura Metálica.

Para el diseño de la estructura metálica se planteó un diseño en L con 10 columnas ancladas al suelo mediante una placa base, 14 viguetas conectadas a cortante y 8 vigas conectadas algunas a cortante y otras a momento.

Figura 70.

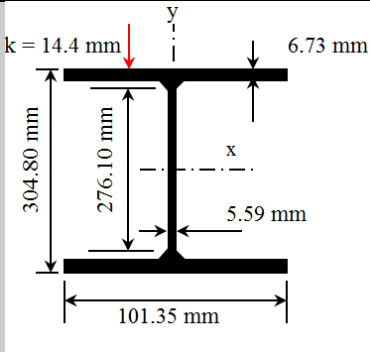
Vista superior estructura metálica



Para determinar el tamaño de las vigas y las viguetas se determinaron las cargas distribuidas en la estructura siguiendo las indicaciones del reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente título F

Tabla 25.

Procedimiento de cálculo para vigas

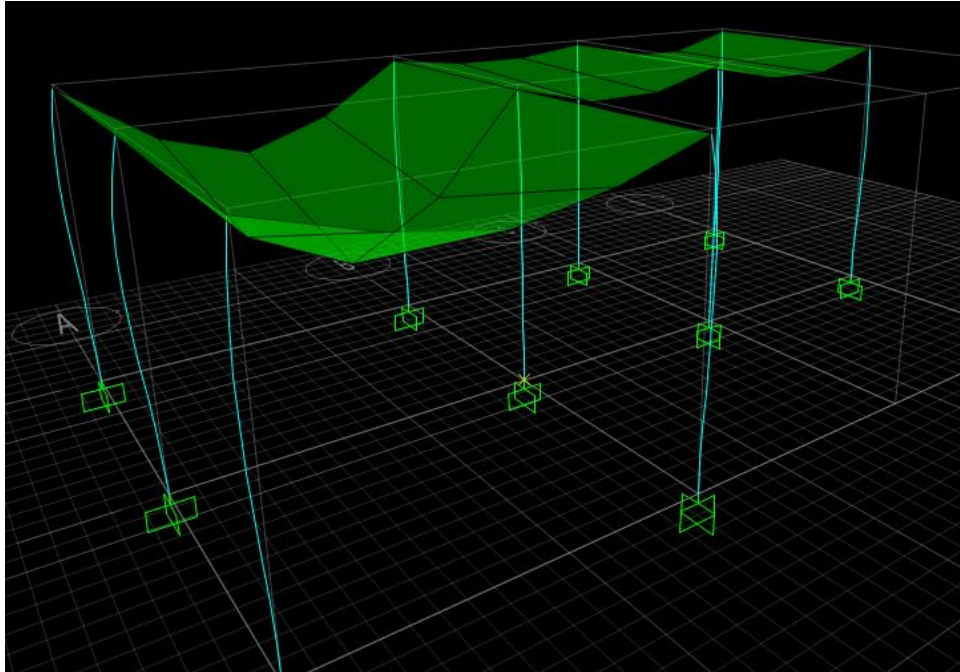
Variables	Ecuaciones	Resultados
<p>DIMENSIONES DE LA VIGA</p>	<p>Se asume un perfil de viga</p>	
<p>COMBINACIONES DE CARGA</p>	<p>Seleccionar la combinación de carga más alta:</p> <p>DIS1 1.4D DIS2 1.2D + 1.6L</p> <p>D=Carga muerta sobre impuesta L= Carga viva</p>	<p>DIS1 1.4D = 25.09 KN/m DIS2 1.2D + 1.6L = 46.98 KN/m</p>
<p>CALCULO MOMENTO Y CORTANTE</p>	<p>$M_{ux} = \text{Momento ultimo}$ $V_{ux} = \text{Cortante ultimo}$</p>	<p>$M_{ux} = 66.44 \text{ KN}\cdot\text{m}$ $V_{ux} = 93.97 \text{ KN}$</p>
<p>MOMENTO NOMINAL RESISTENTE POR COMPACIDAD</p>	<p>$\phi m_{nx} = \phi M_{px} = \phi Z_x F_Y$</p> <p>Se calcula basado en las dimensiones y propiedades de las vigas</p>	<p>$\phi Z_x F_Y = 103.8 \text{ KN}\cdot\text{m}$</p>

Variables	Ecuaciones	Resultados
MOMENTO NOMINAL RESISTENTE POR PANDEO LATERAL TORSIONAL	$\phi m_{nx} = \phi F_{cr} S_x$ $F_{cr} = \frac{C_b \pi^2 E}{(L_b/r_{ts})^2} \sqrt{1 + 0.078 \frac{J_c}{S_x h_o} \left(\frac{L_b}{r_{ts}}\right)^2}$ <p>Se calcula el esfuerzo crítico de pandeo para determinar el momento nominal.</p>	$F_{cr} = 1269.98 \text{ KN/m}^2$ $\phi F_{cr} S_x = 320.3 \text{ KN.m}$
ÍNDICE DE SOBRE ESFUERZO	<p>Se selecciona el valor más pequeño entre pandeo lateral torsional y compacidad.</p>	$ISE = M_{ux} / \phi m_{nx}$ $ISE = M_{ux} / \phi m_{nx} = \underline{\underline{0.640}}$

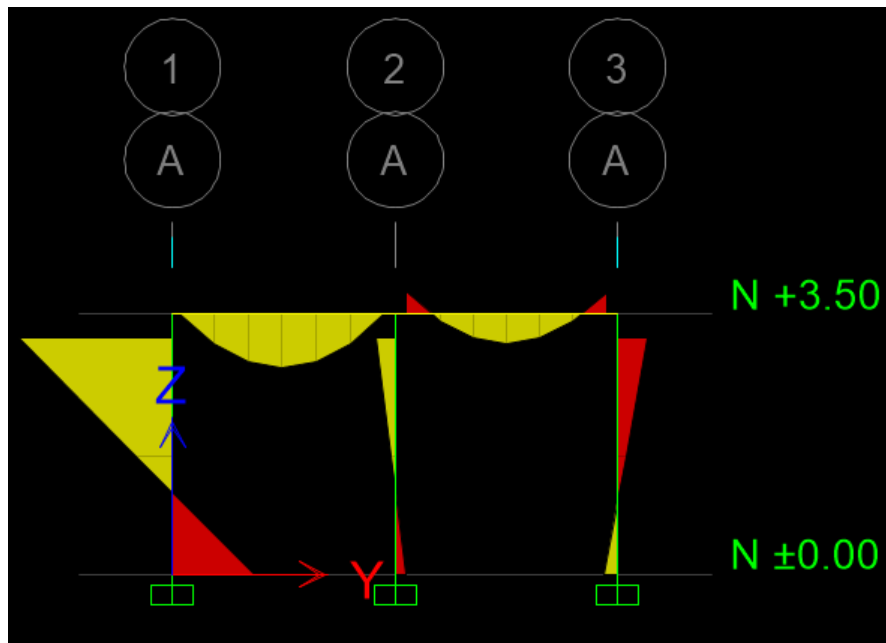
Los valores de las viguetas se calcularon siguiendo el mismo procedimiento, para el cálculo de las columnas se realizó una simulación en ETABS con el fin de definir las cargas que deben soportar las columnas. Y al igual que con las vigas se debe seguir la misma ruta de cálculos.

Figura 71.

Simulación estructura metálica ETABS

**Figura 72.**

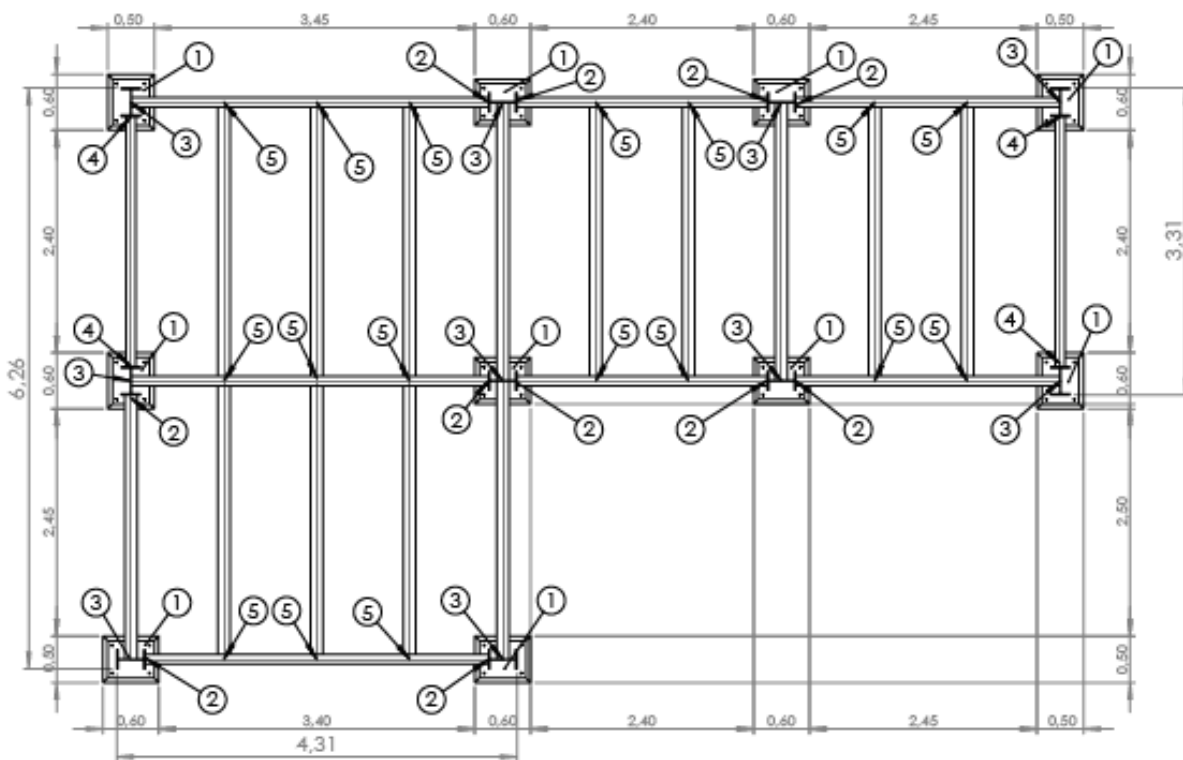
Cargas en las columnas determinadas en ETABS



La ubicación de las conexiones se determinó con ayuda del programa ETABS, usando diferentes configuraciones de pórticos para garantizar que la estructura no falle si se presenta un sismo, los cálculos de las conexiones se puede encontrar en la sección de anexo.

Figura 73.

Componentes estructura metálica



Donde:

1. Placa base
2. Conexión a cortante viga ala de la columna
3. Conexión a cortante viga – ala de la columna
4. Conexión a momento viga-columna

5. Conexión a cortante viga-vigueta

10.2 Factibilidad económica.

El nivel de materiales biológicos, físicos y químicos que cae en las fuentes hídricas son limitados por el ministerio de ambiente, si no se cumple con estos niveles establecidos puede acarrear multas, para evitar sanciones futuras es necesario implementar un sistema de destilación.

Para poder determinar si este diseño es viable, es imprescindible presentar el costo total para el desarrollo del proyecto junto con el costo del proceso por volumen de afluente, estos datos pueden ser extraídos de los análisis realizados en los capítulos 7 y 9 y se representan en las siguientes tablas.

Tabla 26.*Costo de operación*

Proceso	Costo [\$/m3]
Puesta en marcha y secado de lodos	19.992
Trabajo de compresión	4.205
Total	24.197

Tabla 27.*Costos de inversión*

Concepto	Equipos		
	Cantidad	Valor Unitario	Valor total
Evaporador condensador	2	\$569.200.000	\$1.138.400.000
Compresor centrifugo	1	\$320.000.000	\$320.000.000

Equipos			
Concepto	Cantidad	Valor Unitario	Valor total
Intercambiadores de placas	2	\$45.000.000	90.000.000
Bombas centrifugas	4	\$1.500.000	\$6.000.000
Total		\$890.700.001	\$1.473.400.00

11. Presupuesto

Tabla 28.

Presupuesto

Concepto	cantidad	Valor Unitario	Valor total
Gastos generales			
Papelería (memorias, planos, borradores)	-	\$300.000	\$300.000
Asesoría ingenieros	1	\$3.000.000	\$3.000.000
salarios pasantes	2	\$3.511.232	\$7.022.464
Equipos			
Evaporador condensador	2	\$569.200.000	\$1.138.400.000
Compresor centrifugo	1	\$320.000.000	\$320.000.000
Intercambiadores de placas	2	\$45.000.000	\$90.000.000
Bombas centrifugas	4	\$1.500.000	\$6.000.000
Gastos operativos			
Transporte	1	\$400.000	\$400.000
Otros	1	\$1.000.000	\$1.000.000
Total			\$1.566122464

12. Conclusiones

- Se diseñó, construyó e implementó un sistema de doble efecto para el tratamiento de agua por vaporización, utilizando como fuente de energía un compresor centrífugo. para tratar 3700 kg/h de agua de la salida de la planta de tratamiento (PTAR), con base a los modelamientos termodinámicos y de transferencia de calor, consiste en dos evaporadores-condensadores los cuales funcionan como productores de destilado del sistema, dos intercambiadores de calor de placas para el precalentamiento de la salmuera a la entrada de cada efecto.
- Se realizaron las curvas teóricas y reales de eficiencia del compresor CAT ref. 4P-674 mediante el análisis teórico, calculando las pérdidas en sus componentes principales, se realizó una interfaz para una visión más amplia de los resultados. Si bien la interfaz y el análisis teórico son una referencia para la caracterización de un compresor respecto a su geometría, lo más recomendable es realizar el montaje según la norma ASME PTC 1997.
- Se determinó gracias al programa desarrollado para cálculo de curvas de rendimientos de compresores, que este tipo de equipos son capaces de trabajar con caudales menores a los especificados por el fabricante siempre y cuando la succión se haga en vacío, aunque su rendimiento empeorara.
- Se determinó que el costo de operación de los sistemas de depuración de agua CMV es muy alto, debido a que el arranque en estos sistemas toma mucho tiempo. Una solución a este problema sería la utilización de fuentes de electricidad alternas para emplear arranques con resistencias eléctricas.

- Se concluyó que las plantas CMV multi-etapas son mucho más eficientes desde el punto de vista económico. Ya que su costo de operación disminuye significativamente al trabajar con compresores de menor tamaño.
- Se identificó la alternativa de energía auxiliar más viable para el proceso de puesta en marcha y secado de lodos para la planta de destilado mediante un análisis de beneficio de inversión.
- Se diseñó una estructura metálica totalmente desmontable capaz de soportar el peso del Evaporador-Condensador compuesta por 16 viguetas, 8 vigas y 10 columnas. Las conexiones se calcularon a cortante y en el pórtico frontal y trasero se calcularon a momento.
- El desarrollo de proyectos para dar solución a problemas concretos de la industria permite reforzar la capacidad de trabajo en equipo, observar la importancia de una correcta organización de la planeación de las etapas de un proyecto, el desarrollo de la iniciativa para proponer soluciones prácticas y la capacidad para trabajar bajo presión.

Referencias Bibliográficas

ASME, (1997), *Performance test code on compressors and exhausters*, (New York, Estados Unidos).

Becerra J., Orjuela M., (2013), *Sistemas de plantas de tratamiento de aguas residuales en Colombia*, (Bogotá, Colombia), Universidad Nacional de Colombia.

Boyce-Meherwan-P. (2003) -Centrifugal Compressors a Basic Guide PennWell

Darwish (1998), *Thermal analysis of vapor compression desaliation system*.

Dekker Marcel, (2003), *Turbomachinery design and theory*.

Del Rio Valeiras, L. (2016), *Análisis de un sistema de desalinización por compresión mecánica de vapor*, Universidade da Coruña. Escola Técnica Superior de Náutica y Máquinas, Recuperado de: <https://ruc.udc.es/dspace/handle/2183/17116>.

Fibras y Normas de Colombia S.A.S, (2018), *Aguas residuales: clasificación y características*, Recuperado de: <https://blog.fibrasynormasdecolombia.com/aguas-residuales-clasificacion-y-caracteristicas/#Industrias-con-vertimientos-de-tipo-inorganico>.

García, E. Aboites, F. Jáuregui, J. C.(2009) , *Evaluación del desempeño de turbinas de gas, compresores centrífugos y bombas centrífugas de estaciones de gas natural y lpg*, Centro de Tecnología Avanzada, Recuperado de: http://somim.org.mx/memorias/memorias2009/pdfs/A5/A5_3.pdf.

Hernández I., Lugo R., Bonilla A., López T. ,Salazar M. , (2019),*Análisis exergo económico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo el costo de imputación por la formación del residuo*, Universidad Nacional de Colombia sede Medellín, Recuperado de: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=6922155>.

Huertas R., Marcos C. (2012), *Guía práctica para la depuración de aguas residuales en pequeñas poblaciones*, (Madrid, España), Confederación hidrográfica del Duero.

IDEAM, (2018), *Estudio nacional del agua ENA 2018*, (Bogotá, Colombia).

M Dekker (2003)- *Turbomachinery design and theory*

Manual de depuración de aguas residuales urbanas, (2008), (Zaragoza, España), ARP Irelieve.

Ministerio de ambiente y desarrollo sostenible, (2015), Resolución N° 631 del 2015, (Bogotá, Colombia).

Pardo Figueroa, A.A. (2017), *Estudio de un sistema de refrigeración por compresión de vapor aplicado a la industria agroalimentaria*, Universidad de Piura, Recuperado de: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/71123/fichero/TFM-1123-MARTINEZ.pdf>.

Pedraza, Espinosa, (2014), *Diseño y construcción de un prototipo de evaporador al vacío para depuración de aguas residuales industriales*, (Bucaramanga, Colombia), Universidad industrial de Santander.

Rangel, C.; Rojas, J. C.; Carvajal, E. (2017), *Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134^a*, Universidad Tecnológica de Puebla, Recuperado de: http://www.ecorfan.org/bolivia/researchjournals/Sistemas_Experimentales/vol4nu11/Revista_de_Sistemas_Experimentales_V4_N11_5.pdf.

RCN Radio, (2012) *El 70% de aguas residuales de Colombia no se trata y se usa para cultivos*, Recuperado de: <https://www.rcnradio.com/colombia/el-70-de-aguas-residuales-de-colombia-no-setrata-y-se-usa-para-cultivos-35263>.

S.L.Dixon (1981)-*Termodinámica de las turbomáquinas* – Cap. 7 – Pag.225.

Sancho Álvaro, (2014), *Destilación por compresión mecánica de vapor : Vertido Cero con la máxima eficiencia energética*, (Madrid España).

Serrano N., (2017), *La agonía de los recursos hídricos de Santander*, <https://plataforma.bucaramanga.upb.edu.co/publicaciones/138-la-agonia-de-los-recursoshidricos-de-santander>.

Valdayo J.,(2018), *Estudio comparativo de tecnologías de termo compresión en evaporadores*, Universidad de Sevilla, <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/71123/fichero/TFM-1123-MARTINEZ.pdf>

Vera J., Gomes M. (s.f.), *Diseño y construcción de un prototipo de destilado por compresión de vapor para purificar aguas de desecho de la planta de beneficio de Aidesa Macpollo S.A.* (Bucaramanga, Santander), Universidad Industrial de Santander.

Apéndices

Apéndice A. Libro de cálculo evaporador-condensador

El cálculo del evaporador-condensador se desarrolló para 2 etapas con las siguientes características:

Figura 1.

Diagrama T-s

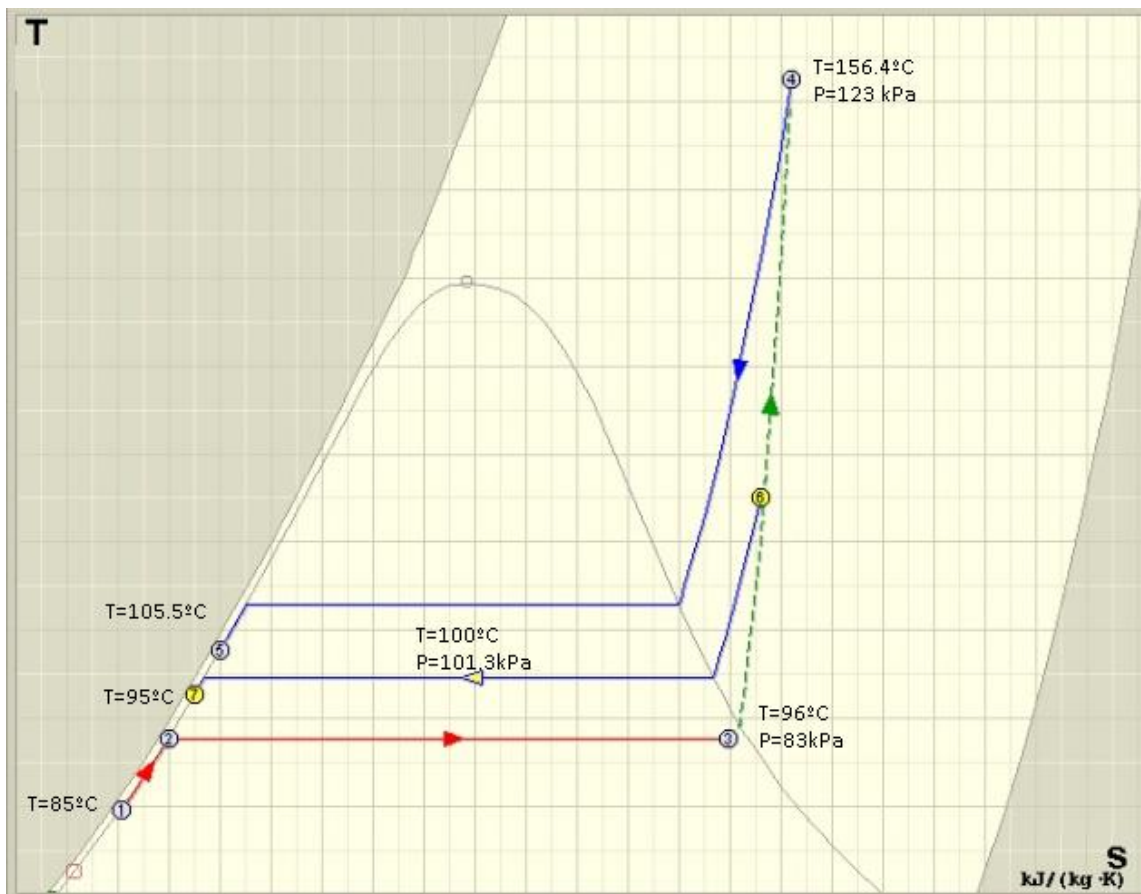
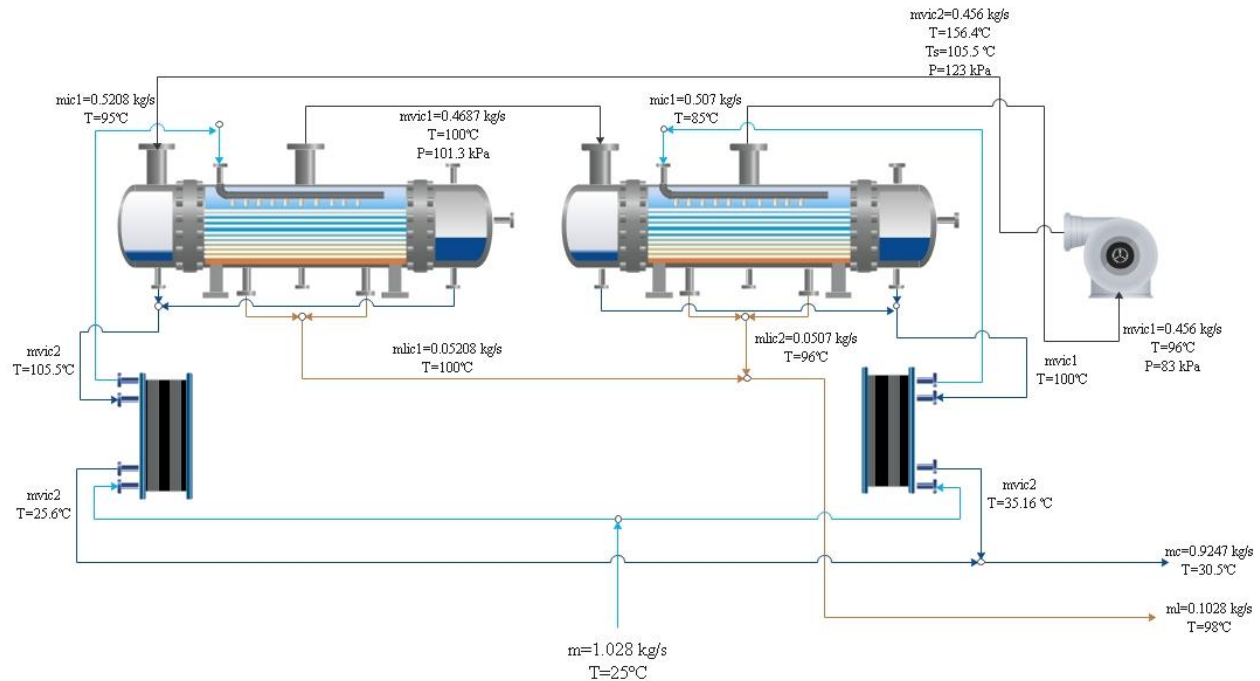
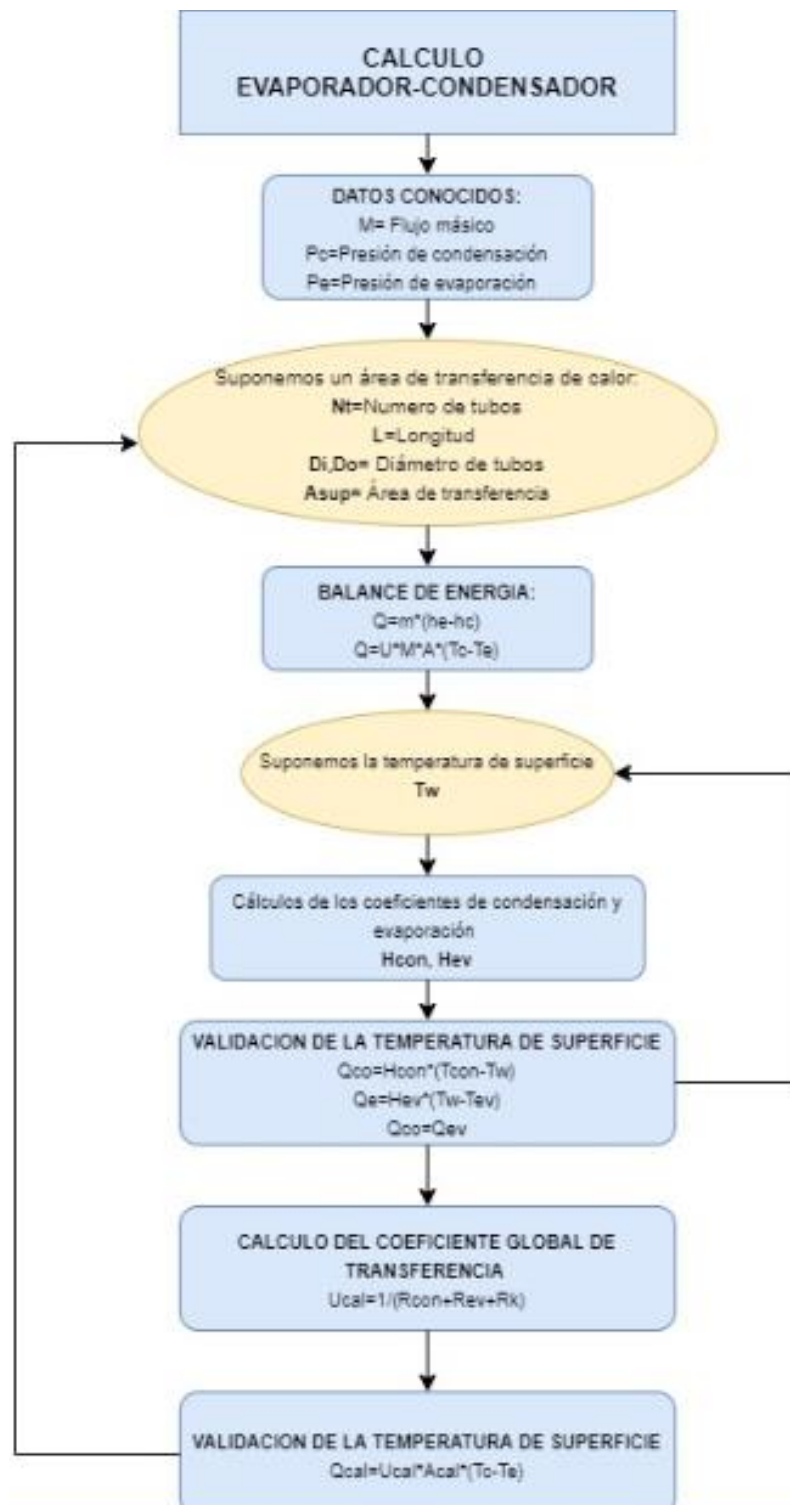


Figura 2.*Sistema de depuración MCV*

Para el cálculo del área de transferencia de calor se desarrolló un programa de cálculo en EES basado en los datos obtenidos en las cotizaciones de los compresores suministradas por Mac Pollo y asumiendo el área de transferencia de calor, dicha suposición se deberá depurar posteriormente:

Figura 3.

Procedimiento de cálculo área de transferencia de calor.



1. PRIMERA ETAPA

1.1. Datos conocidos

El flujo de salmuera máximo para el que se diseñó el equipo es de 3700 Kg/h, dicho caudal llega a una temperatura de 25 °C y la temperatura de entrada de salmuera será de 95°C para lo cual se dimensionará un intercambiador de placas.

La segunda etapa se encuentra a una presión de vacío de 83 kPa y la temperatura de entrada de salmuera será de 85°C para lo cual se dimensionará un intercambiador de placas. La presión de salida del compresor se estima en 123 kPa.

1.2. Balance de masa en el intercambiador

Para el balance de masa se asumió que se va a evaporar el 90% del flujo que entra en el intercambiador, por lo que tendremos como consecuencia 10% de líquidos concentrados “Lodos”.

Balance de masa

$$m_{ic1} \cdot 0,9 = m_{vic1}$$

$$m_{ic1} = m_{vic1} + m_{lic1}$$

Donde:

m_{ic1}: Es la masa de salmuera que entra en el intercambiador uno.

m_{vic1}: Masa de vapor en la etapa 1.

m_{lic1}: Masa de lodos en la etapa 1.

1.3. Balance de energía

Para el balance de energía se determinaron todas las variables termodinámicas basados en los datos que se conocían del sistema:

Propiedades Termodinámicas

$$P1 = 101,325$$

$$T_{preic1} = 95$$

$$T_{satic1} = T_{sat} (\text{water} ; P = P1)$$

$$T_{evaic1} = T_{satic1} + BPE$$

$$T_{conic1} = T (\text{water} ; x = 0 ; P = P3)$$

$$H_{preic1} = h (\text{water} ; T = T_{preic1} ; P = P1)$$

$$H_{evaic1} = h (\text{water} ; T = T_{satic1} ; x = 1)$$

$$H_{conic1} = h (\text{water} ; P = P3 ; x = 0)$$

$$H_{sob} = H4$$

Donde:

P1= Presión de evaporación primera etapa.

Tpreic1=Temperatura de entrada de la salmuera.

Tsatic1=Temperatura de saturación.

Tevaic1=Temperatura de evaporación primera etapa.

Tconic1=Temperatura de condensación primera etapa.

Hpreic1=Entalpia de precalentamiento etapa 1.

Hevaic1=Entalpia de evaporación etapa 1.

H_{conic1}=Entalpia de condensación etapa 1.

H_{sob}=Entalpia de sobrecalentamiento.

Para el cálculo de la temperatura de saturación se tuvo en cuenta la influencia del ascenso ebulloscopio, el cual se profundizará posteriormente.

1.3.1. Cálculo de la entalpia de sobrecalentamiento

Para el cálculo de la entalpia de sobrecalentamiento y de la temperatura de condensación se tuvo en cuenta las suposiciones hechas basadas en las cotizaciones realizadas anteriormente.

Compresión

$$W_c = m v_{ic2} \cdot (H_4 - H_{evaic2})$$

$$s_3 = s(\text{water}; T = T_{evaic2}; x = 1)$$

$$s_3 = s_4$$

$$h_{4s} = h(\text{water}; s = s_4; P = P_3)$$

$$\eta_c = \frac{h_{4s} - H_{evaic2}}{H_4 - H_{evaic2}}$$

Donde:

W_c: Trabajo de compresión

S₃: Entropía ideal

h_{4s}: Entalpia de sobrecalentamiento ideal

η_c: Eficiencia térmica del compresor

1.3.2. Ascenso Ebulloscópico

La temperatura de saturación del agua a la presión atmosférica es de 100°C, para generar vapor es necesario que la salmuera llegué a esta temperatura, no obstante, el punto exacto de ebullición del agua no será el mismo que el punto de ebullición de la salmuera, pues las sales presentes en la salmuera hacen que el punto de ebullición varíe. El aumento en la temperatura de ebullición es también llamado BPE.

Con la siguiente ecuación podemos determinar el aumento del punto de ebullición en la salmuera producido por el solvente, esto es una propiedad **ebulloscópica**, quiere decir que no depende de la naturaleza del solvente, sino de la concentración.

$$\Delta T_b \cong \frac{\mathcal{R}T_b^{*2}}{\ell_v} \times \frac{n_1}{m_2} = k_b m_B$$

$$k_b = 0.512 \text{ kg K/mol.}$$

$$\Delta T_b = T_b - T_b^*$$

Donde:

T_b: Temperatura de ebullición de la solución (salmuera).

T_b *: Temperatura de ebullición del solvente puro (agua).

k_b: Constante ebulloscópica del agua.

m_b: Molalidad de la solución

R: Constante universal de los gases.

l_v: Calor latente de vaporización.

n₁: Moles de soluto.

m₂: Masa del solvente en kg

Determinamos el flujo másico de la salmuera, este valor es conocido y será la suma del solvente (agua) más el soluto (NaCl). La concentración estará en mg/L de cloruros, valor conocido gracias al estudio hecho a la salmuera.

$$\dot{m}_{\text{salmuera}} = 1,028 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{salmuera}} = \dot{m}_w + \dot{m}_{\text{NaCl}}$$

$$C_{\text{mg/L}} = 5000 \text{ mgCl/L}$$

$$C = \frac{\dot{m}_{\text{NaCl}}}{\dot{m}_w} \text{ Concentracion de NaCl en } \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}}$$

Como el NaCl es el componente que más encontramos en la solución, para efectos de cálculos solo usaremos esta masa de soluto. Sabiendo según el estudio que la concentración de cloruros es de 5000 mg Cl/L, necesitaremos determinar cuál será la concentración de NaCl. La cantidad de Cl que encontramos en NaCl es del 60% entonces.

$$C_{\text{mgNaClL}} = \frac{C_{\text{mgL}}}{0,6}$$

Con la concentración de NaCl en mg/L, solo se necesita realiza un ajuste de unidades para poder determinar la masa de NaCl y seguidamente procedemos a hallar la molalidad.

$$n_{\text{NaCl}} = \frac{\dot{m}_{\text{NaCl}} \cdot 1000}{M_{\text{NaCl}}}$$

$$m_o = \frac{n_{\text{NaCl}}}{\dot{m}_w}$$

Teniendo la molalidad de la solución y con la constante ebulloscópica del agua determinamos el aumento en la temperatura de ebullición.

$$\delta T_b = k \cdot m_o$$

La temperatura de ebullición de la salmuera con una concentración de 5000 mgCl/L será.

$$\delta T_b = T_b - T_{sat}$$

Gracias a un prototipo realizado con anterioridad se pudo hacer una toma de datos para determinar la elevación de temperatura de ebullición (BPE) producida por los cloruros, esto nos ayudara a verificar la información teórica.

$$BPE = 0,00003 \cdot C_{mgL}$$

$$BPE = T_{br} - T_{sat}$$

T_{br} y T_b serán las nuevas temperaturas de ebullición para la concentración inicial, con los datos tomados en el prototipo y haciendo uso de las propiedades coligativas respectivamente, T_{sat} es la temperatura de ebullición del agua a la presión atmosférica.

- $T_{br}=100,2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_b=100,1 \text{ }^\circ\text{C}$

La temperatura de ebullición de la solución inicial no tiene un aumento considerable respecto a la temperatura de ebullición del agua pura. Para asegurar el correcto funcionamiento del evaporador, se realizará el diseño con la temperatura de ebullición a la concentración de los lodos y no de la salmuera, ya que es probable que se recirculen los lodos.

Siendo la concentración de los lodos 50000 mgCl/L, la temperatura de ebullición será:

- $T_{br}=101,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_b=100,7^\circ\text{C}$

1.3.3. Cálculos de transferencia de calor

Para los cálculos de transferencia de calor se asume un área de transferencia de calor con la cual se calcula un coeficiente de transferencia de calor, estos dos valores se deben corroborar posteriormente con las correlaciones de evaporación y condensación.

Balance de energía

$$Q1 + m_{ic1} \cdot H_{preic1} - m_{vic1} \cdot H_{evaic1} - m_{ic1} \cdot H_{conic1} = 0$$

$$Q1 = m_{vic2} \cdot (H_{sob} - H_{conic1})$$

$$Q1 = U \cdot A_{ic1} \cdot LMTD_{ic1}$$

$$LMTD_{ic1} = T_{conic1} - T_{evaic1}$$

Donde:

Q1= Calor transferido por el compresor

U=Coeficiente de transferencia de calor

Aic1=Área de transferencia de calor asumida

LMTD= Diferencia media logarítmica

1.4. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Para el cálculo de transferencia de calor se determinó el coeficiente de convección interno (condensación en el interior de tubos), coeficiente de conducción y coeficiente de convección externo (evaporación en película de agua).

1.4.1. Correlaciones para evaporación. (ASHRAE FUNDAMENTAL 2017)

Se diseñó el equipo para que la evaporación se realizara mediante una cortina de agua ya que dicha correlación presenta el mejor coeficiente de transferencia de calor. Para esto se deben usar 16 boquillas en cada etapa con el fin de garantizar un flujo uniforme.

Para el cálculo de dicha correlación se deben cumplir estas 6 premisas:

$\frac{Pitch}{D}$ —→ El valor debe estar entre 1.17 y 1.5

Diametro —→ El valor debe estar entre 3.2 y 25.4 mm

Pr —→ Numero de Prandtl debe estar entre 0.005 y 0.19

G —→ Gasto másico debe estar entre 1.3 y 1391 $\frac{Kg}{m^2*s}$

Rel —→ Numero de Reynolds debe estar entre 58 y 4' 949. 462

Bo x 10⁴ —→ Coeficiente de ascenso ebulloscopio 0.12 a 2632

1.4.1.1. Ebullición saturada en haces de tubos lisos Shah.

Según Shah (2017) son 3 los casos que se deben analizar para determinar el coeficiente de transferencia de calor de los evaporadores:

$$1. Bo * Fr l^{0.3} > 0.0008$$

En el caso del que la operación del coeficiente de ascenso ebulloscopio y la constante determinada por shah sea mayor a 0.0008 se debe:

$$H_{eva} = H_{pb}$$

Donde H_{pb} es la correlacion de Cooper sin multiplicador para la superficie de cobre.

$$H_{pb} = 55 * Pr^{0.12 - 0.0912 * \ln(R_p)} * (-0.4343 * \ln(Pr))^{-0.55} * M^{-0.5} * \left(\frac{q}{A}\right)^{0.67}$$

M —→ Masa molecular de la sustancia

$$2. \mathbf{0.00021 < Bo * Fr l^{0.3} < 0.0008}$$

En el caso del que la operación del coeficiente de ascenso ebulloscopio y la constante determinada por shah este entre 0.00021 y 0.0008 se debe:

$$H_{eva} = \phi_0 H_{lt}$$

$$\frac{H_{lt} * D}{K_f} = 0.21 * \left(\frac{G * D}{\mu}\right)^{0.62} * P_{rf}^{0.4}$$

ϕ_0 —→ Se toma el valor mayor de las siguientes ecuaciones :

$$\phi_0 = 443 * Bo^{0.65}$$

$$\phi_0 = 31 * Bo^{0.33}$$

$$3. \mathbf{Bo * Fr l^{0.3} > 0.00021}$$

En el caso del que la operación del coeficiente de ascenso ebulloscopio y la constante determinada por shah sea mayor a 0.00021 se debe.

$$H_{eva} = 2.3 * \frac{H_{lt}}{Z^{0.08} * F_{rl}^{0.22}}$$

$$\frac{H_{lt} * D}{K_f} = 0.21 * \left(\frac{G * D}{\mu}\right)^{0.62} * P_{rf}^{0.4}$$

$$F_{rl} = \frac{G^2}{\rho_f^2 * g * D}$$

$$Z = \left(\frac{1}{x - 1}\right)^{0.8} * P_{rf}^{0.4}$$

Todas las propiedades se deben calcular a la temperatura de saturación.

Para nuestro caso el resultado de $Bo * Fr l^{0.3} = 0.000215$ por lo tanto el caso que se aplico fue el tercero con el siguiente procedimiento:

Datos para el agua a evaporar

$$\text{ental2} = h(\text{water}; T = T_3; x = 1) - h(\text{water}; T = T_3; x = 0)$$

$$\text{Pr}_{le} = \text{Pr}(\text{water}; T = T_2; x = 0)$$

$$\text{Pr}_{lv} = \text{Pr}(\text{water}; T = T_2; x = 1)$$

$$\rho_{ve} = \rho(\text{water}; T = T_{\text{sat}}; x = 1)$$

$$\rho_{le} = \rho(\text{water}; T = T_2; x = 0)$$

$$\mu_{le} = \text{Visc}(\text{water}; T = T_2; x = 0)$$

$$\mu_{ve} = \text{Visc}(\text{water}; T = T_{\text{sat}}; x = 1)$$

$$k_{le} = k(\text{water}; T = T_2; x = 0) \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{W}} \right|$$

Donde:

ental2: Entalpia de vaporización

Prle: Numero de Prandtl estado vapor

Prle: Numero de Prandtl estado liquido

Pve: Densidad del vapor

Pl: Densidad del líquido

Me: Viscosidad del líquido

μve: Viscosidad del vapor

Ke: Conductividad térmica del material

Comprobación Bo*Frl

$$\text{Frl} = \frac{G^2}{\rho_{le}^2 \cdot d_o \cdot 9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}$$

$$Bo = \frac{\dot{q}}{G \cdot \text{ental}^2}$$

$$z = Bo \cdot \text{Frl}^{0,3}$$

$$G = \frac{m_{ie1}}{A_t}$$

$$\text{fre} = 0,0127 \cdot 2 + (2 \cdot \text{ntubos} - 1) \cdot 0,00635$$

$$A_t = \text{fre} \cdot L$$

Donde:

Frl: Coeficiente de Shah

Bo: Coeficiente de ascenso ebulloscopio

Z: Constante de Shah

G: Gasto másico

Fre: Constante en función del número de tubos

At: Área transversal

La determinación de la constante en función del número de tubos será explicada en capítulos posteriores

Correlación para la evaporación

$$H_{ev} = 2,3 \cdot \frac{H_{lt}}{\text{Zet}^{0,08} \cdot \text{Frl}^{0,22}}$$

$$\text{Zet} = \left[\frac{1}{x} - 1 \right]^{0,8} \cdot \text{Pr}_{lv}^{0,4}$$

$$H_{lt} \cdot \frac{d_o}{K_{le}} = 0,21 \cdot \left[G \cdot \frac{d_o}{\mu_{le}} \right]^{0,62} \cdot \text{Pr}_{le}^{0,4}$$

$$Re_l = \frac{G \cdot (1 - x) \cdot d_o}{\mu_{le}}$$

$$Frl = \frac{G^2}{\rho_{le}^2 \cdot d_o \cdot 9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}$$

DONDE:

Hev: Coeficiente de transferencia de calor.

Hlt: Constante determinada por shah.

Zet: Constante determinada por shah.

Rel: Numero de Reynolds.

Los resultados que arrojaron los cálculos para el coeficiente para la evaporación en las dos etapas fue:

$$He_{v,2} = 2.3 \cdot \frac{Hlt_2}{Zet_2^{0.08} \cdot Frl_2^{0.22}} = 3.9$$

1.4.2. Correlaciones para condensación (p.l. dhar.thermal system design and simulation)

La condensación dentro de tubos horizontales es un proceso bastante complejo en el que se deben tener en cuenta el tipo de flujo.

Figura 4.*Condensación en interior de tubos horizontales*

Nota. Tomado de: P.I. Dhar (2013)

La forma estratificada aparece cuando predominan las fuerzas gravitatorias (baja velocidad) y la forma anular, cuando predominan las fuerzas de corte (alta velocidad). Para el caso de estudio se asumió el flujo estratificado, en este caso la correlación que se aplica es una modificación de la ecuación de Nusselt para condensación en el exterior de tubos horizontales.

1.4.2.1. Condensación al interior de tubos horizontales

Para hacer válida la correlación de Nusselt de condensación exterior de tubos horizontales se debe multiplicar toda la ecuación por 0.8

$$H_{con} = 0.725 * 0.8 * \left(\frac{\rho_l * (\rho_l - \rho_v) * g * K_l^3}{D_i * \eta_l * (T_{sat} - T_w)} \right)^{\frac{1}{4}}$$

El procedimiento que se llevó a cabo fue el siguiente:

Datos para el agua a condensar

$$\Delta h_{vap} = h(\text{water}; T = T_5; x = 1) - h(\text{water}; T = T_5; x = 0)$$

$$\rho_l = \rho(\text{water}; T = T_5; x = 0)$$

$$\rho_v = \rho(\text{water}; T = T_5; x = 1)$$

$$\mu_l = \text{Visc} (\text{water}; T = T_5; x = 0)$$

$$K_l = k (\text{water}; T = T_5; x = 0) \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{W}} \right|$$

$$T_{\text{satc}} = T_{\text{sat}} (\text{water}; P = P_3)$$

Δh_{vap} : Entalpia de vaporización

ρ_l : Densidad

ρ_v : Densidad

μ_l : Viscosidad

K_l : Conducción del material

T_{satc} : Temperatura de saturación

$$H_{\text{con}} = 0.725 \cdot \left[\frac{\rho \cdot (\rho - \rho_v) \cdot 9.807 \text{ [m/s}^2\text{]} \cdot \Delta h_{\text{vap}} \cdot K_l^3}{d_i \cdot \mu_l \cdot (T_{\text{satc}} - T_w)} \right]^{(1/4)} \cdot 0.8 = 20.6$$

1.5. COMPROBACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SUPERFICIE

Se debe comprobar que la temperatura en la superficie de del tubo sea igual en la condensación y en la evaporación para esto se plantea:

$$Q_{T_w1} = H_{\text{ev}} \cdot (T_w - T_3)$$

$$Q_{T_w2} = H_{\text{con}} \cdot (T_5 - T_w)$$

$$Q_{T_w1} = Q_{T_w2}$$

Donde:

H_{ev} : Coeficiente de transferencia de calor evaporación

H_{con} : Coeficiente de transferencia de calor condensación

Tw: Temperatura de superficie

T3: Temperatura de evaporación

T5: Temperatura de condensación

1.6. CALCULO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para el cálculo del coeficiente global se tiene en cuenta la convección interna la conducción la convección externa y el factor de ensuciamiento.

El coeficiente de conducción del material es de $17 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

El procedimiento que se llevó a cabo fue el siguiente:

$$\frac{1}{U_{cal}} = Cons + \frac{1}{H_{ev}}$$

$$Cons = \frac{d_o \cdot R_{si}}{d_i} + R_{so} + \frac{d_o \cdot \ln \left[\frac{d_o}{d_i} \right]}{2 \cdot K_{con}} + \frac{d_o}{d_i \cdot H_{con}}$$

Donde:

Ucal: Coeficiente global de transferencia

Cons: Constante (Convección interna, conducción, factor de ensuciamiento)

Rsi: Facto de ensuciamiento interno

Rso: Factor de ensuciamiento externo

Kcon: Coeficiente de conducción del material

1.7. COMPROBACIÓN ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El área calculada y el área asumida deben coincidir para garantizar que el cálculo este bien hecho.

$$Q_{cal} = Q_1$$

$$Q_{cal} = U_{cal} \cdot A_n \cdot LMTD_{ic1}$$

2. SEGUNDA ETAPA

Para la segunda etapa se deben repetir todos los cálculos de la etapa, simplemente cambia las ecuaciones de transferencia de calor y la temperatura del cálculo de las propiedades.

2.1. Cálculos de transferencia de calor

Para los cálculos de transferencia de calor se asume un área de transferencia de calor con la cual se calcula un coeficiente de transferencia de calor, estos dos valores se deben corroborar posteriormente con las correlaciones de evaporación y condensación.

Balance de energía

$$Q_2 + m_{ic2} \cdot H_{preic2} - m_{vic2} \cdot H_{evaic2} - m_{ic2} \cdot H_{conic2} = 0$$

$$Q_2 = m_{vic1} \cdot (H_{sob2} - H_{conic2})$$

$$Q_2 = U_2 \cdot A_{ic2} \cdot LMTD_{ic2}$$

Donde:

Q2: Calor transferido por el compresor

U₂: Coeficiente de transferencia de calor

A_{ic2}: Área de transferencia de calor asumida

LMTD_{ic2}: Diferencia media logarítmica

Lo que resta del proceso de cálculo es igual a la primera etapa.

Apéndice B Listado de piezas

1. SUBSISTEMAS DEL EQUIPO.

El equipo está dividido en 7 subsistemas, tapa frontal, silletas, evaporador, condensador, tapa posterior. Se realizó el diseño CAD de cada uno de los componentes obteniendo el siguiente resultado.

1.1. Tapa frontal

La tapa frontal está constituida por 2 bridas, para la entrada de vapor al condensador y la salida de condensados, construida en su mayoría en acero inoxidable y con un diámetro de 1536 mm.

Figura 1.

Tapa frontal

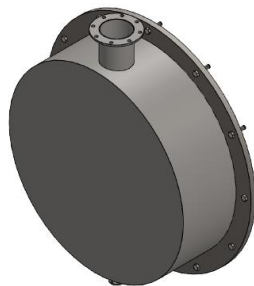


Tabla 1.*Lista de piezas tapa frontal*

Subsistema		Tapa frontal		
Cantidad	Pieza	Material	Descripcion	Figura
2	Tapa frontal 1	Acero AISI 316	Lamina de acero calibre 6	
2	Tapa frontal 2	Acero AISI 316	Lamina de acero calibre 6,	
1	Brida	Acero AISI 316	Lamina de acero 4 cm	
2	Tubo drenaje	Acero AISI 316	Tubo de acero 1/2" cedula 10	
24	Tornillo	Acero ASTM A319	Tornillo de 1"	
2	Brida desagüe	Acero AISI 316	Lamina de acero calibre 1/2	
2	Tubo entrada de vapor	Acero AISI 316	Tubo de acero 8" cedula 10	
2	Empaque	Polímero Traslucido	Polímero translucido	
2	Brida entrada de vapor	Acero AISI 316	Lamina de acero calibre 1/2	

1.2. Silletas

Las silletas están construidas en acero estructural A36, con calibre de $(\frac{1}{2})''$, y una lámina anticorrosión de acero súper dúplex del mismo calibre.

Figura 2.

Silleta

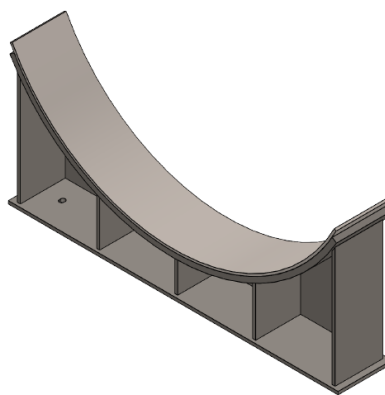
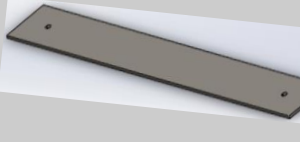

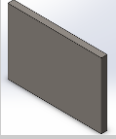






Tabla 2.

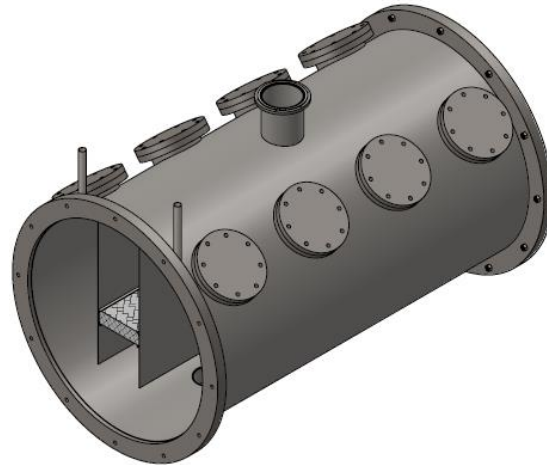
Lista de piezas silletas.


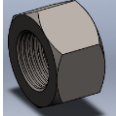
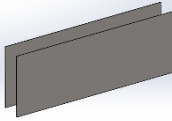
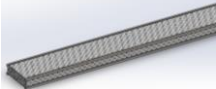

Subsistema		Silleta		
Cant.	Pieza	Material	Descripcion	Figura
	Base silleta	Acero A36	Lamina de acero estructural calibre 1/2"	
4	Espaldar silleta	Acero A36	Lamina de acero estructural calibre 1/2"	


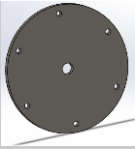

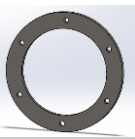


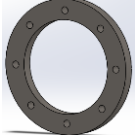

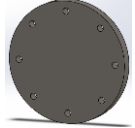
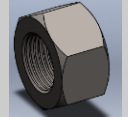
Subsistema			Silleta	
Cant.	Pieza	Material	Descripcion	Figura
4	Soporte central	Acero A36	Lamina de acero estructural calibre 1/2"	
8	Soporte medio	Acero A36	Lamina de acero estructural calibre 1/2"	
8	Soporte lateral	Acero A36	Lamina de acero estructural calibre 1/2"	
4	Ancla	Acero A36	Lamina de acero estructural calibre 1/2"	
4	Placa soporte	Acero 32750	Lamina de acero estructural calibre 1/2"	

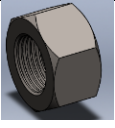
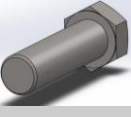
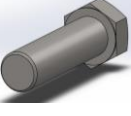


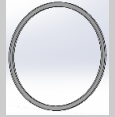
1.3. Evaporador

El evaporador está constituido por la coraza y diferentes bridas usadas para mantenimiento extracción de lodos, y entrada de salmuera. Además de las bridas de sujeción de las tapas, el material en este subsistema es mucho más variado.

Figura 3.*Evaporador***Tabla 3.***Lista de piezas evaporador*

Subsistema		Evaporador		
Cantidad	Pieza	Material	Descripción	Figura
1	Brida evaporador	Acero AISI 316	Lamina de acero calibre 5	
48	Tuerca evaporador	Acero ASTM A39	Tuerca de acero 1" rosca ordinaria	
4	Placas de separación	Acero S32750	Lamina de acero calibre 13	
2	Demister	Acero AISI 316	Malla de acero inoxidable	
2	Casco	Acero S32750	Lamina de acero calibre 6,	

Subsistema		Evaporador		
Cantidad	Pieza	Material	Descripción	Figura
4	Tubería lodos	Acero AISI 316	Tubería de acero 1", cedula 10	
4	Tapa de lodos	Acero AISI 316	Lamina de acero inoxidable calibre 5/8	
4	Empaque de lodos	Polímero traslucido	Polímero traslucido,	
4	Brida lodos	Acero AISI 316	Lamina de acero inoxidable calibre 5/8	
4	Tubería de lodos gruesa	Acero AISI 316	Tubería de acero 1/2", cedula 10	
16	Tubería mantenimiento	Acero AISI 316	Tubería de acero 1", cedula 10	
6	Brida de mantenimiento	Acero AISI 316	Lamina de acero inoxidable calibre 5/8	
16	Empaque mantenimiento	Acero AISI 316	Polímero traslucido,	
16	Tapa mantenimiento	Acero AISI 316	Lamina de acero inoxidable calibre 5/8	
128	Tuerca mantenimiento	Acero ASTM A39	Tuerca de acero 1" rosca ordinaria	

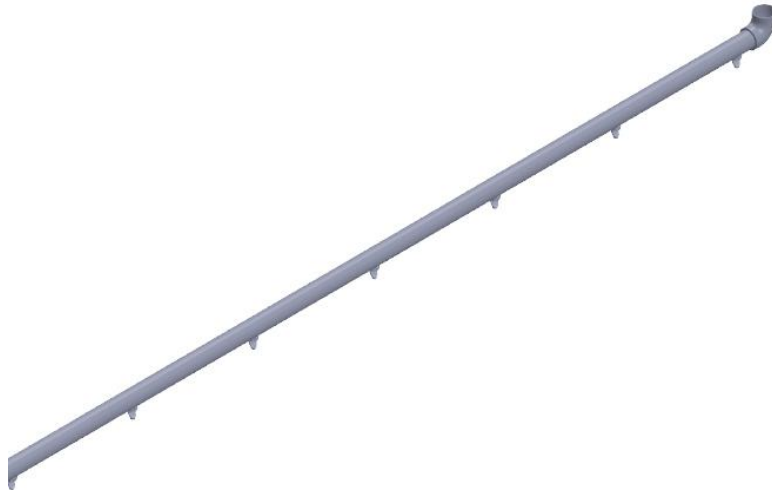
Subsistema		Evaporador		
Cantidad	Pieza	Material	Descripción	Figura
24	Tuerca lodos	Acero ASTM A39	Tuerca de acero 1/2" rosca ordinaria	
128	Tornillo	Acero ASTM A319	Tornillo de 1" rosca ordinaria	
24	Tornillo	Acero ASTM A319	Tornillo de 1/2" rosca ordinaria	
2	Tubería salida de vapor	Acero AISI 316	Tubería de 10" cedula 10	
2	Brida salida de vapor	Acero AISI 316	Lamina de acero inoxidable calibre 5/8	
2	Empaque salida de vapor	Polímero traslucido	Polímero Traslucido	

1.4. Sistema de riego

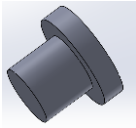

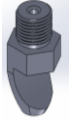

El sistema de riego de componer de 8 boquillas de aspersion de (1/4)" de entrada fabricados en acero inoxidable.

Figura 4.

Sistema de riego

**Tabla 4.**

Lista de piezas sistema de riego

Subsistema		Sistema de riego		
Cantidad	Pieza	Material	Descripción	Figura
4	Tapón	Acero inoxidable AISI 316	Tubo de acero inoxidable, rosca ordinaria	
4	Tubería	Acero inoxidable AISI 316	Tubería acero inoxidable 1/2" cedula 160	
32	Boquilla	Acero inoxidable	Boquilla de acero inoxidable tipo cuadrado	
4	Codo	Acero inoxidable	Codo 90° de 1/2" a 1/4"	

1.5. Condensador

El condensador de la etapa 1 está constituido por 610 tubos de acero súper dúplex de 2940 mm de largo, la segunda etapa cuenta con 654 tubos además de esto se diseñaron los baffles y la placa porta tubos del mismo material.

Figura 5.

Condensador

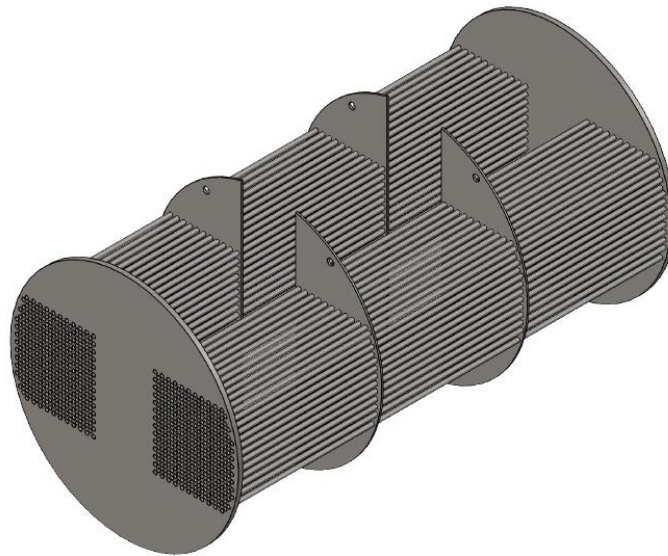
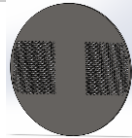




Tabla 5.

Lista de piezas condensador

Subsistema		Condensador etapa 1		
Cantidad	Pieza	Material	Descripcion	Figura
2	Placa porta tubos etapa 1	Acero S32750	Lamina de acero calibre 1(1/4)"	
632	Tubo	Acero S32750	Tubo de acero de 1", calibre 14	

4	Bafle etapa 1	Acero S32750	Lamina de acero calibre 1(1/4)"	
---	---------------	-----------------	------------------------------------	---

1.6 Tapa posterior

La tapa frontal está constituida por 2 bridas, para la salida de los gases no condensables, construida en su mayoría en acero inoxidable y con un diámetro de 1536 mm.

Figura 6

Tapa posterior

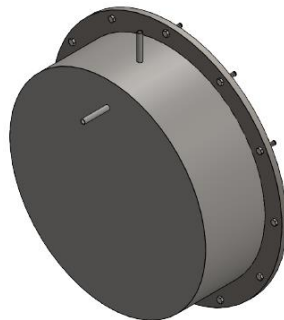




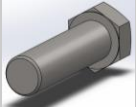
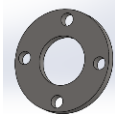




Tabla 6.

Lista de piezas tapa posterior

Subsistema		Tapa posterior		
Cantidad	Pieza	Material	Descripcion	Figura
2	Tapa posterior 1	Acero AISI 316	Lamina de acero calibre 6	

Subsistema		Tapa posterior		
Cantidad	Pieza	Material	Descripcion	Figura
2	Tapa posterior 2	Acero AISI 316	Lamina de acero calibre 6	
1	Brida	Acero AISI 316	Lamina de acero Espesor 4 cm	
2	Tubo drenaje	Acero AISI 316	Tubo de acero 1/2" cedula 10	
24	Tornillo	Acero ASTM A319	Tornillo de 1"	
2	Brida desagüe	Acero AISI 316	Lamina de acero calibre 1/2	
4	Tubería para no condensables	Acero AISI 316	Tubo de acero 1" cedula 10	
2	Empaque	Polímero Traslucido	Polímero traslucido	

1.7. Accesorios.

Para la lista de accesorios se tomó como parámetro los estados de arranque del equipo (estado transitorio, estacionario), para poder garantizar el correcto funcionamiento del equipo en todo momento.

Figura 7.

Lista de accesorios evaporador condensador

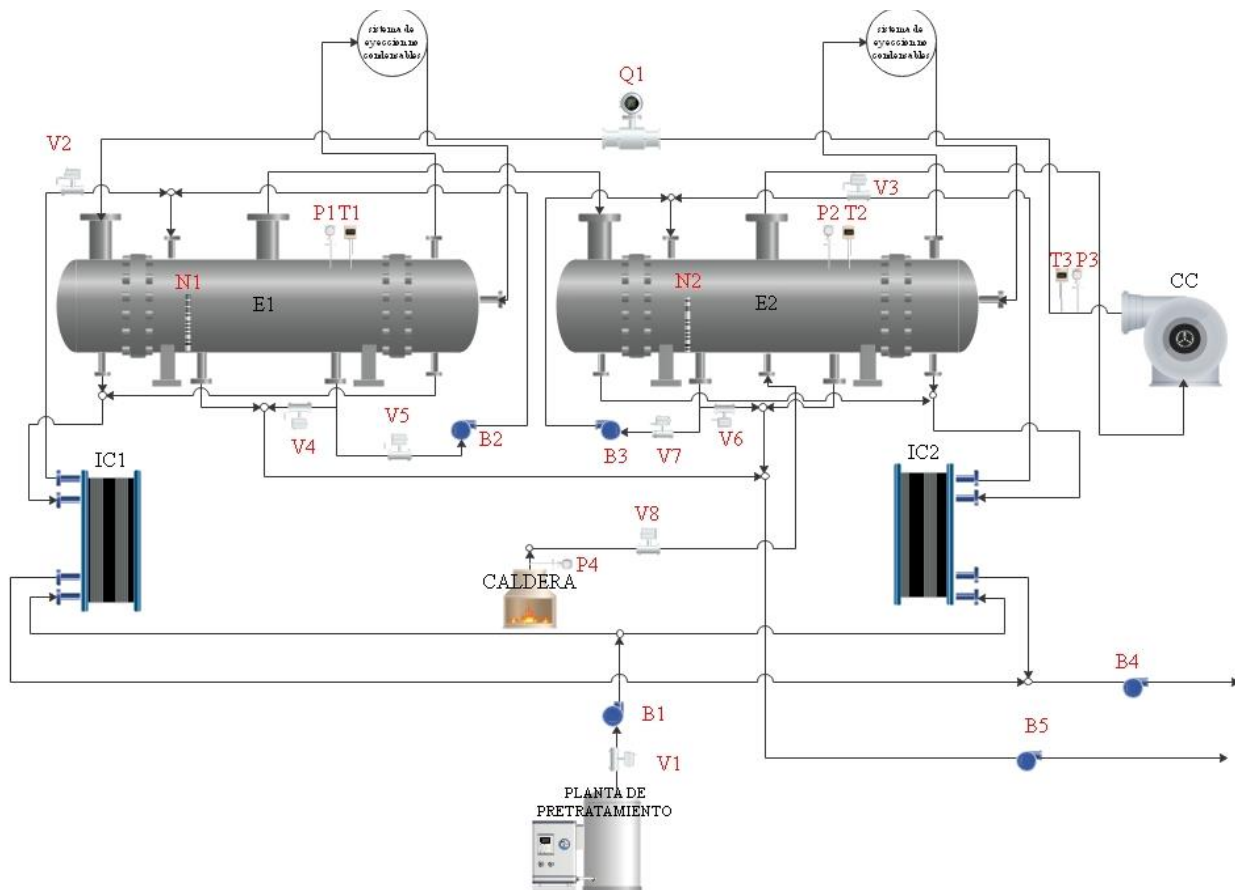


Tabla 7.

Lista de accesorios

Accesorios		
Cantidad	Pieza	Descripción
1	Válvula de paso	Válvula de compuerta
1	Bomba centrífuga (B1)	Bomba de alimentación principal
2	Válvula de control (V2,V3)	Válvula de control de caudal
2	Válvula de paso (V5 V7)	Válvula de compuerta
2	Bomba centrífuga (B2 B3)	Bomba de re circulación

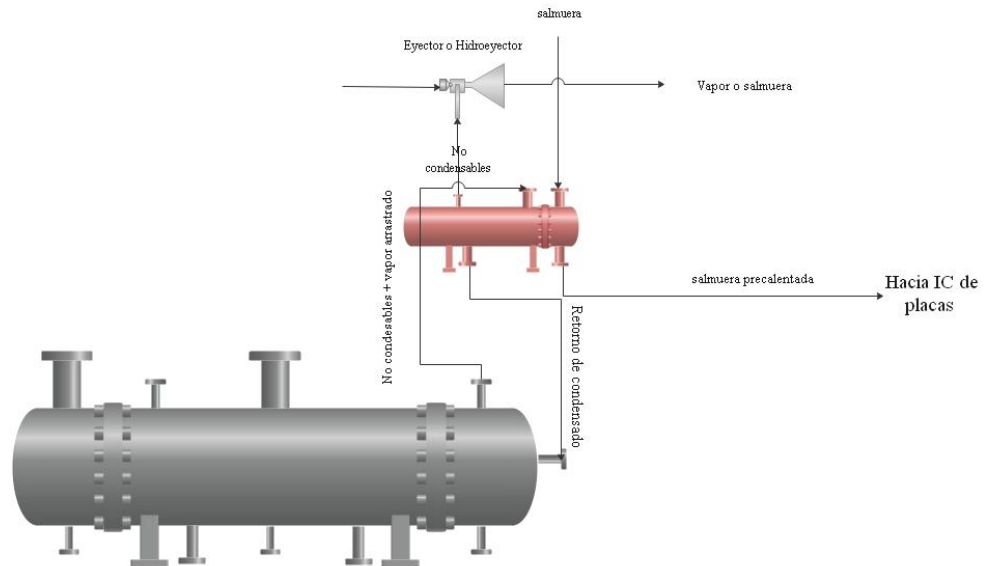
Accesorios		
Cantidad	Pieza	Descripcion
2	Válvula de paso (V4 V6)	Válvula de compuerta
1	Bomba centrifuga (B4)	Bomba de extracción de lodos
1	Válvula de paso (V8)	Válvula de compuerta
1	Intercambiador de placas (IC1)	Intercambiador de calor etapa 1
1	Intercambiador de placas (IC2)	Intercambiador de calor etapa 2
3	Sensor de temperatura	Termómetro
3	Sensor de presión	Manómetro
2	Sensor de nivel	Medidor de nivel
1	Sensor de caudal	Caudalimetro
1	Compresor centrifugo	Compresor centrifugo

2. Extracción de fluidos no condensables.

Una mezcla de vapor no condensado, condensado y gases no condensables, sale por el haz de tubos, llegando a la cámara donde el condensado sale del proceso, el vapor no condensado y los gases no condensables van al sistema de extracción. Allí el vapor restante se condensa en un condensador de venteo y regresa para unirse al destilado. Los gases no condensables y una pequeña parte de vapor son succionados por un hidro-eyector, que funciona con salmuera, los gases no condensables se descargan a la atmosfera. Una pequeña parte del flujo de salmuera a tratar es el encargado de atravesar el condensador de venteo.

Figura 74.

Sistema de venteo cotizado por la empresa



Apéndice C Diseño de estructura metálica

1. Diseño de miembros estructurales

Para el diseño de la armadura se planteó una estructura de dos plantas, en la primera la planta adecuara los laboratorios de pruebas de la PTAR y en la segunda planta se ubicara la planta de depuración CMV.

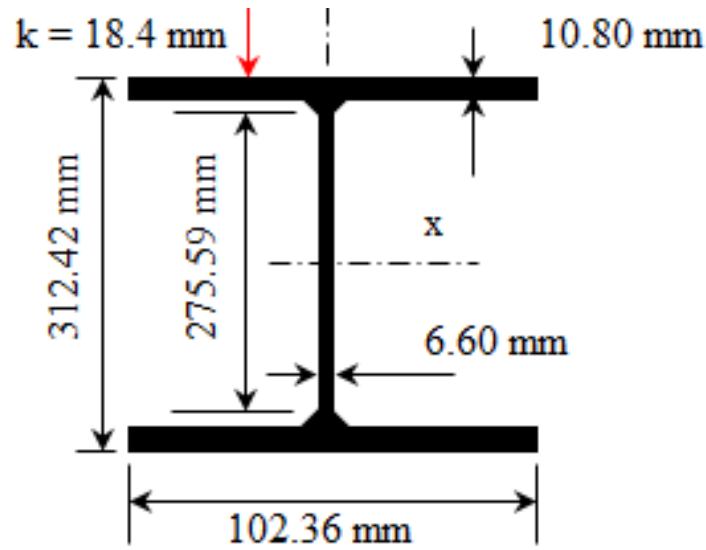
1.1. Calculo de vigas

La viga se diseñó tomando en cuenta el peso del equipo completamente lleno y el peso propio de la misma estructura. Los cálculos se realizaron basados en las recomendaciones del reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente título F.

1.1.1. Propiedades de la estructura.

Figura 75.

Dimensiones viga W 12x22

**Tabla 29.***Propiedades viga W 12x22*

$A_s = 4180.64 \text{ mm}^2$	Área bruta
$t_f = 10.795 \text{ mm}$	Espesor de la aleta
$b_f = 102.362 \text{ mm}$	Ancho de la aleta
$t_w = 6.604 \text{ mm}$	Espesor del alma
$h = 275.59 \text{ mm}$	Ancho del elemento a compresión
$d = 312.42 \text{ mm}$	Peralte del perfil
$r_x = 125 \text{ mm}$	radio de giro alrededor eje x
$r_y = 22 \text{ mm}$	radio de giro alrededor eje y
$S_x = 416231 \text{ mm}^3$	Módulo elástico alrededor eje x
$S_y = 37854 \text{ mm}^3$	Módulo elástico alrededor eje y
$Z_y = 59977 \text{ mm}^3$	Módulo plástico alrededor eje y

$A_g=4180.64 \text{ mm}^2$	Área bruta
$Z_x=80141 \text{ mm}^3$	Módulo plástico alrededor eje x
$h_o = 298 \text{ mm}$	Distancia entre centroide de aletas

Tipo de material:

Acero estructural ASTM-A572 Gr. 50

Tabla 30.

Propiedad material de la viga

$F_y = 350 \text{ Mpa}$	$E = 200000 \text{ Mpa}$
$F'_c = 21 \text{ Mpa}$	$E_c = 17872 \text{ Mpa}$

Para los datos de entrada se deben tener en cuenta las dimensiones de las vigas, viguetas, la carga muerta que se calcula teniendo en cuenta el peso del equipo, el peso propio de la viga y por último la carga viva calculada teniendo en cuenta las recomendaciones de la NSR.

Tabla 31.

Datos de la estructura

Datos entrada	
$L_g = 4000 \text{ mm}$	Longitud vigas cargueras
$L_j = 3185 \text{ mm}$	Longitud viguetas

Datos entrada	
A = 3185 mm	Ancho aferente
D_{vgt} = 0.07 KN/m²	Peso viga
D = 5.55 KN/m²	Avaluó carga muerta
L = 5.00 KN/m²	Carga viva

Para la combinación de cargas se toman en cuenta las dos recomendaciones de la NSR y se escoge el valor más alto para el diseño de la estructura

Tabla 32.

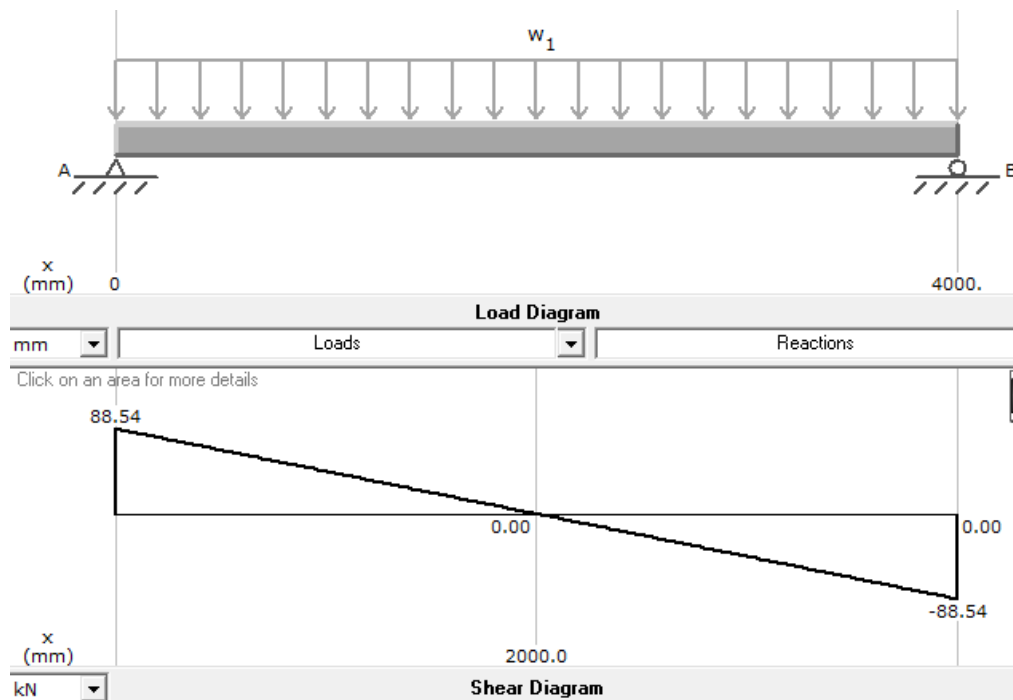
Combinaciones de carga

COMBINACIÓN DE CARGA	
1.4*D	23.65 $\frac{KN}{m}$
1.2*D + 1.6 L	44.27 $\frac{KN}{m}$

1.1.2 Cortante último.

Teniendo en cuenta la combinación más alta se procede a calcular el cortante último en la viga.

$$V_{ux} = L \cdot \left[\frac{1.2 \cdot D + 1.6 \cdot L}{2} \right]$$

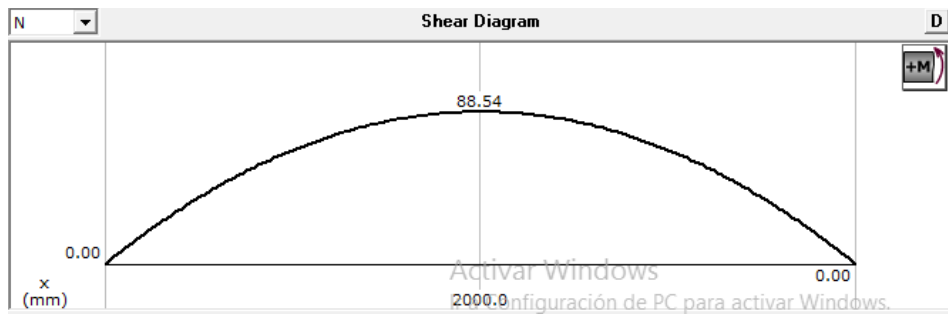
Figura 76.*Grafica a cortante viga.***1.1.3. Momento último.**

Teniendo en cuenta la combinación más alta se procede a calcular el momento último en la viga.

$$M_{ux} = L \cdot \frac{(1.2 \cdot D + 1.6 \cdot L)^2}{8}$$

Figura 77

Grafica a momento de la viga

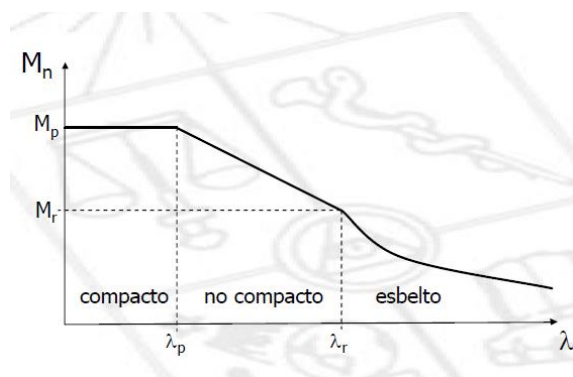


1.1.4 Verificación del perfil.

Para poder determinar el chequeo por flexión en la viga se debe determinar el tipo de sección del perfil. Según la NSR existen tres tipos de secciones.

Figura 78.

Grafica de desarrollo de esfuerzos



Nota. Editado de Fuente: Norma mínima de diseño y construcción general de acero estructural

Las secciones solicitadas a flexión se clasifican como secciones compactas, no compactas o con elementos esbeltos, para esto se debe verificar el alma del perfil y las alas para determinar a cuál de estas categorías pertenece. Una sección se clasifica como compacta si sus aletas se conectan continuamente al alma o las almas y la relación ancho a espesor no excede el límite λ_p de la tabla sección 5 en ninguno de sus elementos a compresión.

1.1.4.1. Perfil con alas compactas: Una sección se clasifica como compacta si sus aletas se conectan continuamente al alma o las almas y la relación ancho a espesor no excede el límite λ_p de la figura 5 en ninguno de sus elementos a compresión. Esta sección es capaz de desarrollar totalmente una distribución plástica de esfuerzos y posee una capacidad rotacional aproximadamente igual a 3.0 antes de que ocurra el pandeo local.

Si la relación ancho a espesor excede el límite λ_p de la figura 5 en alguno de los elementos a compresión, sin que se exceda el límite λ_r de la misma tabla en ninguno de ellos, la sección se clasifica como sección no compacta. La Sección no compacta puede alcanzar el esfuerzo de fluencia antes de que ocurra un pandeo local, sin que alcance a desarrollar una capacidad rotacional de 3.0.

Si la relación ancho a espesor de algún elemento a compresión excede el límite λ_r de la figura 5, se clasifica como una sección con elementos esbeltos. La Sección con elementos esbeltos incluye elementos en lámina de esbeltez suficientemente grande para que ocurra pandeo local en el rango elástico.

Figura 79.

Valores Límite de la Relación Ancho a Espesor para Elementos a Compresión en Miembros a Flexión.

Caso	Descripción del Elemento	Relación Ancho a Espesor	Valores límite de la relación ancho/espesor		Ejemplos
			λ_p (compacto/no compacto)	λ_r (no compacto/Esbelto)	
Elementos No Atiesados	10 Aletas de perfiles laminados en I, canales y secciones en T	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$1.0\sqrt{E/F_y}$	
	11 Aletas de perfiles armados en I, de simetría doble o simple	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$0.95\sqrt{k_c E/F_L}$ (a) (b)	
	12 Aletas de ángulos sencillos	b/t	$0.54\sqrt{E/F_y}$	$0.91\sqrt{E/F_y}$	
	13 Aletas de todo tipo de perfiles en I y canales en flexión sobre su eje menor	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$1.0\sqrt{E/F_y}$	
Elementos Atiesados	14 Almas de secciones en T	d/t	$0.84\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.03\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	15 Almas de perfiles en I de simetría doble y canales	h/t_w	$3.76\sqrt{E/F_y}$	$5.70\sqrt{E/F_y}$	
	16 Almas de perfiles en I de simetría simple ^(c)	h_c/t_w	$\frac{h_c}{h_p} \sqrt{\frac{E}{F_y}} \leq \lambda_r$ $\left(0.54 \frac{M_p}{M_y} - 0.09\right)^2$	$5.70\sqrt{E/F_y}$	

Nota. Editado de: Fuente: NSR-10 – Capítulo F.1

Calculamos si la viga cumple para ser de ala compacta basados en la figura 5.

$$\lambda_p = 0.38 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\frac{b}{t}$$

$$\lambda_p = 9.08$$

$$\frac{b}{t} = 7.53$$

El valor λ_p resulta ser menor que la relación de ancho sobre espesor por lo tanto podemos afirmar que la viga es de alas compactas.

1.1.4.2. Perfil con alma compacta

Al igual que con las alas se debe aplicar la relación de la figura 5 para el parámetro de almas de perfiles I y canales en flexión sobre su eje menor

$$\lambda_p = 3.76 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}} \qquad \frac{h}{t_w} = 49.4$$

$$\lambda_p = 98.88$$

El valor de λ_p resulta ser mayor que la relación ancho a espesor por lo que podemos afirmar que el perfil es de alma compacta.

1.1.5. Resistencia nominal a la flexión

La resistencia nominal a la flexión, M_n , se tomará como el menor entre los valores obtenidos para los estados límites de plastificación M_p de la sección (momento plástico) y pandeo lateral-torsional.

1.1.5.1. Plastificación de la sección (momento plástico)

La norma NSR-10 título F, determina la resistencia nominal a la flexión como el momento plástico:

$$M_n = M_p$$

En dicha norma se recomienda utilizar un factor de reducción de resistencia que será de

$$\phi_b = 0.9$$

Así que la ecuación para el momento plástico se determina basado en los valores de F_y y Z_y , los cuales están determinados por las propiedades del material:

$$M_p = \phi_b \cdot F_y \cdot Z_y$$

$$M_p = 103.8 \cdot \text{Kn} \cdot \text{m}$$

1.1.5.1. Pandeo lateral torsional

La NSR define 3 posibles escenarios para la determinación del pandeo lateral torsional:

- Cuando $L_b \leq L_p$ no se aplica el estado límite de pandeo lateral-torsional
- Cuando $L_p \leq L_b \leq L_r$

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0.70F_y S_x) \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right] \leq M_p$$

- Cuando $L_b > L_r$

$$M_n = F_{cr} S_x \leq M_p$$

Para nuestro diseño L_b tiene un valor equivalente a 1 metro que es equivalente a la longitud comprendida entre dos puntos que están arriostrados ya sea contra el desplazamiento lateral de la

aleta a compresión o contra la torsión de la sección transversal. El valor de L_r se determina mediante:

$$L_r = 1.95 \cdot r_{ts} \cdot \frac{E}{0.7 \cdot F_y} \cdot \left[\sqrt{\frac{J_c}{S_x \cdot h_o}} + \sqrt{\frac{J_c^2}{S_x \cdot h_o} + 6.76 \cdot \frac{(0.7 \cdot F_y)^2}{E}} \right]$$

Sabiendo que los valores de constante torsional (J_c), modulo elástico alrededor del eje x (S_x) y la distancia entre centroides de aletas (h_o), está determinado por las propiedades del material, el radio efectivo de giro r_{ts} se calcula mediante:

$$r_{ts}^2 = \frac{\sqrt{I_y \cdot C_w}}{S_x}$$

El valor L_r equivale a 2430.96 mm, el cual resulta ser mayor a L_b por lo tanto las ecuaciones para el pandeo lateral torsional está determinado por:

$$M_n = C_b \cdot \left[M_p - \left((M_p - 0.7 \cdot F_y \cdot S_x) \cdot \left[\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right] \right) \right]$$

Donde el modulo elástico alrededor del eje x (S_x), está determinado por las propiedades del material y la NSR permite suponer conservadoramente un valor de $C_b = 1.0$, cuando la carga aplicada sobre el elemento es uniforme.

Por lo tanto el valor para el momento nominal resistente por pandeo lateral torsional sería:

$$M_n = 100 \text{ [KN*m]}$$

1.1.6. Resumen e índice de sobre-esfuerzos

Para el resuena de índice de sobre esfuerzo se selecciona el valor más pequeño ente el momento de pandeo lateral torsional y el momento plástico. Para nuestro caso el momento plástico es menor así que:

$$ISE = \frac{M_{ux}}{\theta * m_{nx}} = \frac{100}{0.9 * 78.27} = 0.7$$

Nuestra viga cumple los requerimientos del sistema.

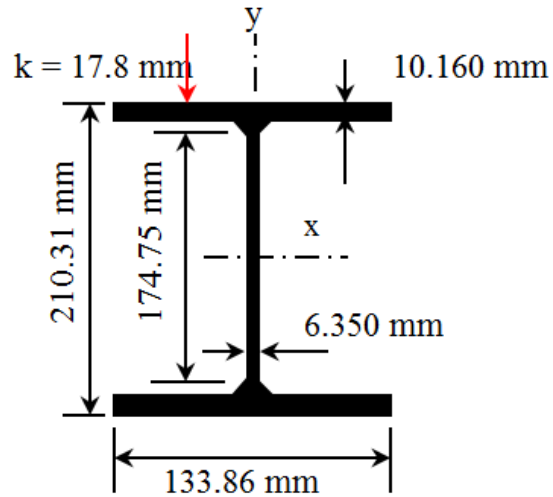
1.2. Calculo de las viguetas

La vigueta se diseñó tomando en cuenta el peso del equipo completamente lleno y el peso propio de la misma estructura. Los cálculos se realizaron basados en las recomendaciones del reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente título F.

1.2.1. Propiedades de la estructura

Figura 80.

Dimensiones vigueta W 8x21

**Tabla 33.***Propiedades de la vigueta*

$s = 3974.19 \text{ mm}^2$	Área bruta
$t_f = 10.160 \text{ mm}$	Espesor de la aleta
$b_f = 133.858 \text{ mm}$	Ancho de la aleta
$t_w = 6.350 \text{ mm}$	Espesor del alma
$h = 174.8 \text{ mm}$	Ancho del elemento a compresión
$d = 210.31 \text{ mm}$	Peralte del perfil
$r_x = 89 \text{ mm}$	radio de giro alrededor eje x
$r_y = 32.00 \text{ mm}$	radio de giro alrededor eje y
$S_x = 298245 \text{ mm}^3$	Módulo elástico alrededor eje x
$S_y = 60796 \text{ mm}^3$	Módulo elástico alrededor eje y
$Z_y = 93242 \text{ mm}^3$	Módulo plástico alrededor eje y
$Z_x = 334296 \text{ mm}^3$	Módulo plástico alrededor eje x

$h_o = 200 \text{ mm}$	Distancia entre centroide de aletas
$F_y = 350 \text{ Mpa}$	$E = 200000 \text{ Mpa}$
$F'_c = 21 \text{ Mpa}$	$E_c = 17872 \text{ Mpa}$

Tabla 6*Esfuerzos del material*

Para los datos de entrada se deben tener en cuenta las dimensiones de las vigas, viguetas, la carga muerta que se calcula teniendo en cuenta el peso del equipo, el peso propio de la viga y por último la carga viva calculada teniendo en cuenta las recomendaciones de la NSR.

Tabla 34.

Datos de la estructura

Datos entrada	
$L_g = 4000 \text{ mm}$	Longitud vigas cargueras
$L_j = 3000 \text{ mm}$	Longitud viguetas
$A = 3185 \text{ mm}$	Ancho aferente
$D_{vgt} = 0.313 \text{ KN/m}^2$	Peso viga
$D = 5.55 \text{ KN/m}^2$	Avaluó carga muerta
$L = 5.00 \text{ KN/m}^2$	Carga viva

Para la combinación de cargas se toman en cuenta las dos recomendaciones de la NSR y se escoge el valor más alto para el diseño de la estructura

Tabla 35.

Combinación de cargas

COMBINACIÓN DE CARGA	
$1.4 * D$	$8.210 \frac{KN}{m}$
$1.2 * D + 1.6 L$	$15.037 \frac{KN}{m}$

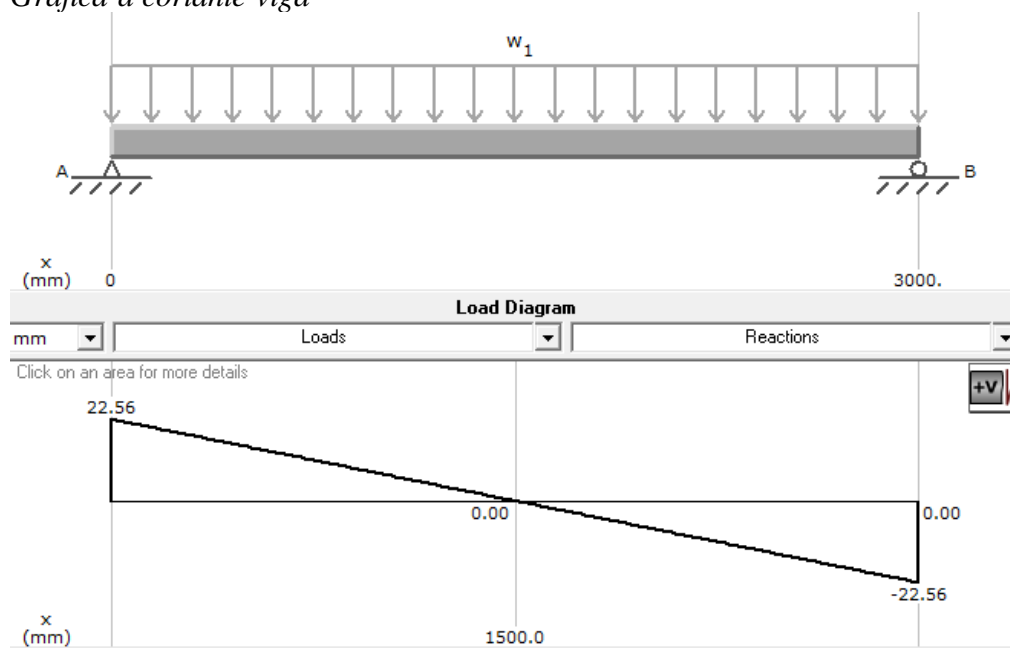
1.2.2 Cortante último.

Teniendo en cuenta la combinación más alta se procede a calcular el cortante último en la viga.

$$V_{ux} = L \cdot \left[\frac{1.2 \cdot D + 1.6 \cdot L}{2} \right]$$

Figura 81.

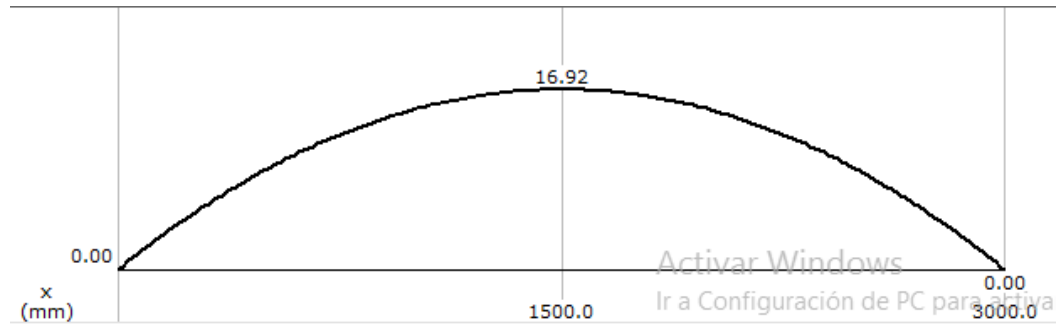
Grafica a cortante viga



1.2.3. Momento último.

Teniendo en cuenta la combinación más alta se procede a calcular el momento último en la viga.

$$M_{ux} = L \cdot \frac{(1.2 \cdot D + 1.6 \cdot L)^2}{8}$$

Figura 82.*Grafica a momento de la viga*

El cálculo de índice de sobre esfuerzos se realiza siguiendo el mismo procedimiento en vigas y en viguetas por lo tanto el índice de sobre esfuerzo es de:

$$ISE = \frac{M_{ux}}{\theta * m_{nx}} = \frac{105.4}{0.9 * 16.92} = 0.16$$

Nuestra vigueta cumple.

1.3. Calculo de las columnas

La columna se diseñó tomando en cuenta el peso del equipo completamente lleno y el peso propio de la misma estructura. Determinar las cargas que actúan sobre la estructura resulta ser algo mucho más complejo, por lo que es necesario utilizar un software de modelamiento para hallar el valor de dichas cargas.

1.3.1. Propiedades de la columna.

Figura 83.

Dimensiones columna W 12x45

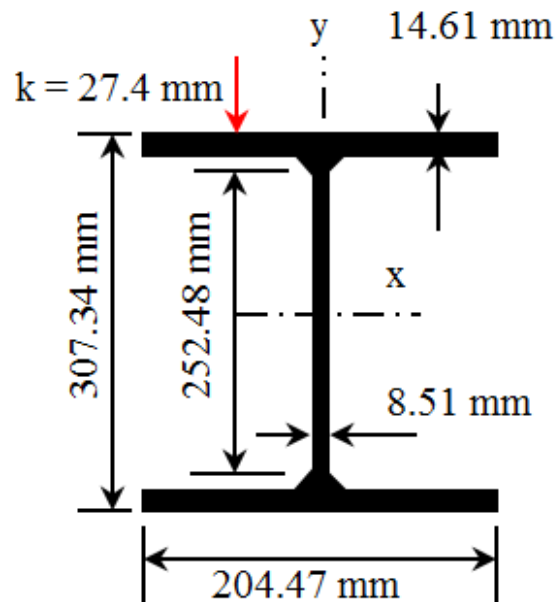


Tabla 36.

Propiedades columna W 12x45

$A_s = 3500 \text{ mm}^2$	Área bruta
$t_f = 14.160 \text{ mm}$	Espesor de la aleta
$b_f = 204.470 \text{ mm}$	Ancho de la aleta
$t_w = 8.350 \text{ mm}$	Espesor del alma
$h = 252.48 \text{ mm}$	Ancho del elemento a compresión

d = 307 mm	Peralte del perfil
r_x = 131 mm	radio de giro alrededor eje x
r_y = 50.00 mm	radio de giro alrededor eje y
S_x = 945534 mm³	Módulo elástico alrededor eje x
S_y = 203200 mm³	Módulo elástico alrededor eje y
Z_y = 311354 mm³	Módulo plástico alrededor eje y
Z_x = 1052050 mm³	Módulo plástico alrededor eje x
h_o = 293 mm	Distancia entre centroide de aletas

Tipo de material:

Acero estructural ASTM-A572 Gr. 50.

Tabla 37.

Propiedad material de la columna

F_y = 350 Mpa	E = 200000 Mpa
F'_c = 21 Mpa	E_c = 17872 Mpa

Para los datos de entrada se deben tener en cuenta las dimensiones de las vigas, viguetas, y columnas el ancho aferente.

Tabla 38.

Datos de la estructura

Datos entrada	
$L_g = 4000 \text{ mm}$	Longitud vigas cargueras
$L_j = 3000 \text{ mm}$	Longitud viguetas
$L_c = 3500 \text{ mm}$	Longitud columnas

El cálculo de las combinaciones de cargas resulta ser muy complejo, por lo que se simuló la estructura en ETABS con el fin de determinar el cortante último y los momentos en las columnas teniendo en cuenta el peso del equipo y las recomendaciones de la norma sísmica resistente colombiana para la ciudad de Bucaramanga:

Figura 84.

Interfaz Etabs

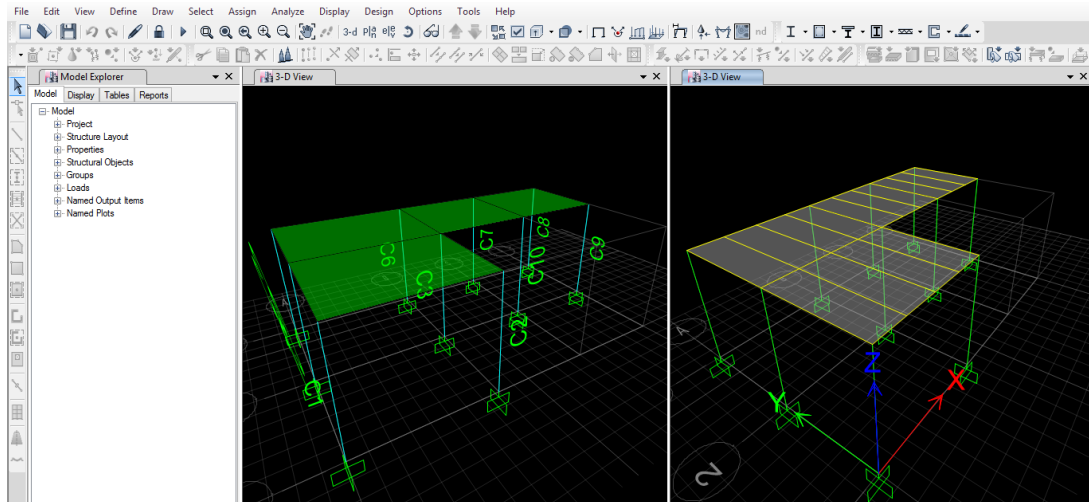


Figura 85.

Simulación aplicación de cargas en la estructura

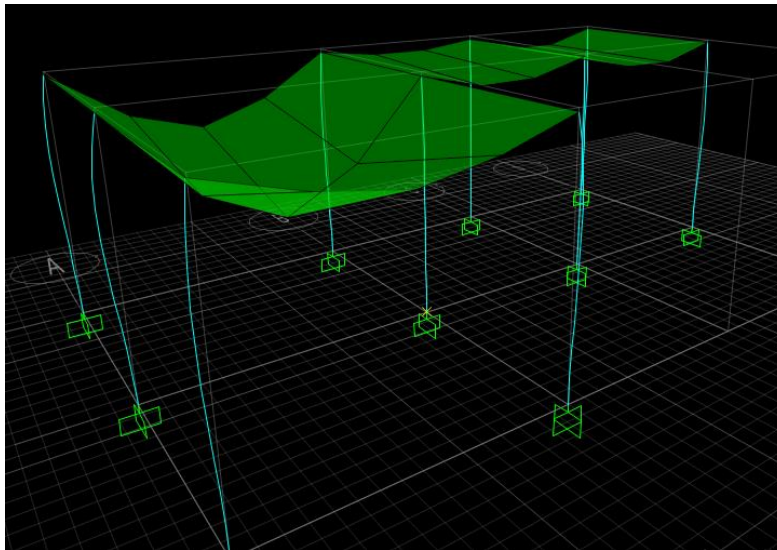


Figura 86. Resumen esfuerzo sobre columnas

Figura 87. Resumen esfuerzo sobre columnas

Figura 88.

Resumen esfuerzo sobre columnas

TABLE: Column Forces								
Story	Column	Unique Name	Load Case/Combo	Station	P	V2	M2	M3
				m	kN	kN	kN-m	kN-m
N +3.50	C1		1 UDSdS1	0	-28.8994	-5.5251	-0.3237	-6.0923
N +3.50	C1		1 UDSdS1	1.5938	-27.4285	-5.5251	0.1089	2.7135
N +3.50	C1		1 UDSdS1	3.1876	-25.9575	-5.5251	0.5415	11.5194
N +3.50	C1		1 UDSdS2	0	-48.7166	-9.9239	-0.5789	-10.9454
N +3.50	C1		1 UDSdS2	1.5938	-47.4558	-9.9239	0.1942	4.8713
N +3.50	C1		1 UDSdS2	3.1876	-46.195	-9.9239	0.9673	20.688
N +3.50	C1		1 UDSdS3 Max	0	-13.0488	36.4076	6.4255	93.1828
N +3.50	C1		1 UDSdS3 Max	1.5938	-11.788	36.4076	3.9089	35.1567
N +3.50	C1		1 UDSdS3 Max	3.1876	-10.5272	36.4076	1.3923	56.1347
N +3.50	C1		1 UDSdS3 Min	0	-66.4251	-52.3644	-7.3572	-110.781
N +3.50	C1		1 UDSdS3 Min	1.5938	-65.1643	-52.3644	-3.5961	-27.3231
N +3.50	C1		1 UDSdS3 Min	3.1876	-63.9035	-52.3644	0.1649	-22.8694
N +3.50	C1		1 UDSdS5 Max	0	8.11	40.8342	6.6832	98.0654
N +3.50	C1		1 UDSdS5 Max	1.5938	9.0556	40.8342	3.8225	32.9844
N +3.50	C1		1 UDSdS5 Max	3.1876	10.0012	40.8342	0.9618	46.9074
N +3.50	C1		1 UDSdS5 Min	0	-45.2663	-47.9379	-7.0994	-105.8984
N +3.50	C1		1 UDSdS5 Min	1.5938	-44.3207	-47.9379	-3.6825	-29.4955

Basados en la tabla de datos entregada por ETABS se seleccionan los valores más altos para el análisis del esfuerzo de las columnas:

Tabla 39.

Resumen de índice de esfuerzos.

$P_u = 45.00 \text{ KN}$	Carga axial última
$M_{ux} = 105.0 \text{ KN.m}$	Momento eje fuerte del perfil
$M_{uy} = 7.0 \text{ KN.m}$	Momento eje debil del perfil
$V_{ux} = 71.84 \text{ KN}$	Cortante ultimo

1.3.1. Verificación del perfil de la columna

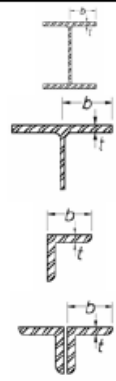
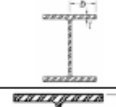
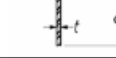
Al igual que en las vigas se debe determinar el tipo de sección para así determinar cuáles son las ecuaciones que se deben emplear para el cálculo de la columna.

1.3.1. Perfil con alas compactas.

Para el cálculo del perfil de la columna se utilizan ecuaciones diferentes a las utilizadas en la viga, según la norma NSR sería:

Figura 89.

Valores límite de la Relación Ancho-Espesor para Elementos a Compresión

Descripción de elemento	Relación ancho - espesor	Esbelteces límite		Ejemplo	
		λ_{da} Miembros de ductilidad alta	λ_{dm} Miembros de ductilidad moderada		
Elementos no atesados	Aletas de perfiles laminados en I, canales y Secciones en T.	b/t	$0.30\sqrt{E/F_y}$	$0.38\sqrt{E/F_y}$	
	Aletas de ángulos sencillos o dobles con separadores.				
	Aletas salientes de pares de ángulos en contacto continuo				
	Aletas de pilotes de acero en H (F.3.4.4)	b/t	$0.45\sqrt{E/F_y}$	NA	
Almas de secciones en T	d/t	$0.30\sqrt{E/F_y}^{[a]}$	$0.38\sqrt{E/F_y}$		

Nota. Editado de NSR-10 – Capítulo F.1

$$\lambda_p = 0.3 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_p = 7.17$$

$$\frac{b}{t} = 7$$

El valor λ_p resulta ser menor que la relación de ancho sobre espesor por lo tanto podemos afirmar que la columna es de alas compactas

1.3.1.2. Perfil con alma compacta.

Al igual que con las alas de la columna las ecuaciones para determinar el perfil del alma se utilizan las siguientes ecuaciones:

Figura 90.

Valores límite de la Relación Ancho-Espesor para Elementos a Compresión

Descripción de elemento	Relación ancho - espesor	Esbelteces límite		Ejemplo
		λ_{da} Miembros de ductilidad alta	λ_{dm} Miembros de ductilidad moderada	
Paredes de PTE rectangular	b/t	$0.55\sqrt{E/F_y}$ [b]	$0.64\sqrt{E/F_y}$ [c]	
Aletas en secciones de perfiles I encajonados o cajones armados	b/t			
Placas laterales de perfiles I encajonados y paredes de cajones armados usados como diagonales	h/t			
Elementos atiesados	Almas de perfiles laminados o armados en I usados como vigas y columnas [d]	Para $C_a \leq 0.125$ $2.45\sqrt{E/F_y} (1 - 0.93C_a)$	Para $C_a \leq 0.125$ $3.76\sqrt{E/F_y} (1 - 2.75C_a)$	
	Placas laterales en perfiles I encajonados usados como vigas y columnas	Para $C_a > 0.125$ $0.77\sqrt{E/F_y} (2.93 - C_a)$ $\geq 1.49\sqrt{E/F_y}$	Para $C_a > 0.125$ $1.12\sqrt{E/F_y} (2.33 - C_a)$ $\geq 1.49\sqrt{E/F_y}$	
	Almas de secciones en cajón armadas usadas para vigas y columnas	h/t	donde: $C_a = \frac{P_u}{\phi_b P_y}$	donde: $C_a = \frac{P_u}{\phi_b P_y}$

Nota. Tomado de: NSR-10 – Capítulo F.1

Para el cálculo de (C_a) se tiene en cuenta los valores de la carga axial última (P_u), esta se determinó mediante ETABS y la resistencia de un miembro a la fluencia bajo carga axial (P_y) que se determina como:

$$P_y = \phi_b \cdot A_g \cdot F_y \qquad P_y = 2662.3 \text{ [KN]}$$

$$C_a = \frac{P_u}{\phi_b \cdot P_y} \qquad C_a = 0.0169$$

$$\lambda_{da} = 2.45 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}} \cdot (1 - 0.93 \cdot C_a) \qquad \frac{h}{tw} = 57.65$$

$$\lambda_{da} = 29.7$$

El valor λ_{da} resulta ser menor que la relación de ancho sobre espesor por lo tanto podemos afirmar que la columna es de alma compacta.

1.3.2. Resistencia nominal a la flexión eje fuerte

La resistencia nominal a la flexión, M_n , se tomará como el menor entre los valores obtenidos para los estados límites de plastificación M_p de la sección (momento plástico) y pandeo lateral-torsional.

1.3.2.1. Plastificación de la sección (momento plástico)

La NSR-10 título F, determina la resistencia nominal a la flexión como el momento plástico:

$$M_n = M_p$$

En dicha norma se recomienda utilizar un factor de reducción de resistencia que será de

$$\phi_b = 0.9$$

Así que la ecuación para el momento plástico se determina basado en los valores de F_y y Z_y , los cuales están determinados por las propiedades del material:

$$M_p = \phi_b \cdot F_y \cdot Z_y$$

$$M_p = 368 \text{ [KN*m]}$$

1.3.2.2. Pandeo lateral torsional

La NSR define 3 posibles escenarios para la determinación del pandeo lateral torsional:

- Cuando $L_b \leq L_p$ no se aplica el estado límite de pandeo lateral-torsional
- Cuando $L_p \leq L_b \leq L_r$

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0.70F_y S_x) \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right] \leq M_p$$

- Cuando $L_b > L_r$

$$M_n = F_{cr} S_x \leq M_p$$

Para nuestro diseño L_b tiene un valor equivalente a 3.5 metro que es equivalente a la longitud de la columna.

El valor de L_r se determina mediante:

$$L_r = 1.95 \cdot r_{ts} \cdot \frac{E}{0.7 \cdot F_y} \cdot \left[\sqrt{\frac{J_c}{S_x \cdot h_o}} + \sqrt{\frac{J_c^2}{S_x \cdot h_o} + 6.76 \cdot \frac{(0.7 \cdot F_y)^2}{E}} \right]$$

Sabiendo que los valores de constante torsional (J_c), modulo elástico alrededor del eje x (S_x) y la distancia entre centroide de aletas (h_o), está determinado por las propiedades del material, el radio efectivo de giro r_{ts} se calcula mediante:

$$r_{ts}^2 = \frac{\sqrt{I_y \cdot C_w}}{S_x}$$

El valor L_r equivale a 6751.2 mm, el cual resulta ser mayor a L_b por lo tanto las ecuaciones para el pandeo lateral torsional está determinado por:

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0.70 F_y S_x) \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right] \leq M_p$$

Donde el factor de modificación para pandeo lateral-torsional (C_b), aplicable cuando sobre el segmento de una columna comprendido entre dos puntos arriostrados se tiene un diagrama de momentos no uniforme se determina como:

$$C_b = \frac{12.5M_{\max}}{2.5M_{\max} + 3M_A + 4M_B + 3M_C} R_m \leq 3.00$$

$$M_{\max} = \frac{1 WL^2}{8} \quad M_A = \frac{3 WL^2}{32} \quad M_B = \frac{1 WL^2}{8} \quad M_C = \frac{3 WL^2}{32}$$

$$C_b = 1.136$$

Por lo tanto el valor para el momento nominal será de:

$$M_n = 371.4 \text{ [KN*m]}$$

Y para el momento nominal resistente por pandeo lateral torsional se debe tener en cuenta el factor de reducción de resistencia por lo tanto el valor sería de:

$$M_{nx} = 334.2 \text{ [KN*m]}$$

1.3.3. Resistencia nominal a la flexión eje débil.

Para la resistencia en el eje débil solo se tiene en cuenta el efecto de los estados límites de plastificación M_p , ya que el pandeo lateral torsional no tiene ningún efecto.

$$M_p = \theta_b \cdot Z_y \cdot F_y$$

$$M_p = 98.1 \text{ [KN-m]}$$

1.3.4. Resistencia nominal a compresión

La resistencia de diseño a compresión se tomará como:

$$P_n = \phi_c \cdot P_n$$

Donde la resistencia nominal a compresión (P_n), será el menor entre los valores obtenidos para los estados límites de pandeo por flexión, pandeo por torsión y pandeo por flexo-torsión y ϕ_c equivale a 0.9 según la recomendación de la NSR.

1.3.4.1 Pandeo por flexión de miembros sin elementos esbeltos.

La resistencia nominal a compresión, P_n , para el estado límite de pandeo por flexión, se tomará igual a:

$$P_n = F_{cr} \cdot A_g$$

El esfuerzo de pandeo por flexión F_{cr} se calcula teniendo en cuenta el factor de esbeltez de la columna:

- Cuando $\frac{K*L}{r} \leq 4.71 * \sqrt{\frac{E}{F_y}}$, se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_{cr} = 0.658 \left[\frac{F_y}{F_e} \right] \cdot F_y$$

- Cuando $\frac{K*L}{r} \geq 4.71 * \sqrt{\frac{E}{F_y}}$, se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_{cr} = 0.877 \cdot F_e$$

El esfuerzo crítico de pandeo elástico (F_e) se calcula como:

$$F_e = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left[\frac{K \cdot L}{r} \right]^2}$$

En nuestro caso el factor de esbeltez sería de:

$$\frac{K \cdot L}{r} = 70.66$$

$$4.71 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 112.59$$

Entonces el esfuerzo de pandeo por flexión se calcularía como:

$$F_{cr} = 0.658 \left[\frac{F_y}{F_e} \right] \cdot F_y$$

$$F_{cr} = 241.62 \text{ [MPa]}$$

La resistencia nominal a compresión, P_n , para el estado límite de pandeo por flexión, sería:

$$P_n = 1837.84 \text{ [kN]}$$

1.3.4.2. Pandeo por torsión y pandeo por flexo-torsión de miembros sin elementos esbeltos

La resistencia nominal a compresión, P_n , para el estado límite de pandeo por flexo-torsión y pandeo por torsión, se tomará igual a:

$$P_n = F_{cr} \cdot A_g$$

El valor de F_{cr} se calcula igual que en el pandeo por flexión, pero el esfuerzo crítico de pandeo elástico se calcula para miembros con simetría doble como:

$$F_e = \left[\frac{\pi^2 \cdot E \cdot C_w}{(K_z \cdot L)^2} + G \cdot J \right] \cdot \frac{1}{I_x \cdot I_y}$$

En nuestro caso el factor de esbeltez sería el mismo:

$$\frac{K \cdot L}{r} = 70.66$$

$$4.71 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 112.59$$

Por esta razón el pandeo flexo torsional se calcula con la misma ecuación que el capítulo anterior:

$$F_{cr} = 0.658 \left[\frac{F_y}{F_e} \right] \cdot F_y$$

$$F_{cr} = 249.14 \text{ [MPa]}$$

La resistencia nominal a compresión, P_n , para el estado límite de pandeo por flexo-torsión y pandeo por torsión, será:

$$P_n = 1895.1 \text{ [KN]}$$

1.3.4.3. Resumen e índice de sobre-esfuerzos

Los valores para el pandeo serán:

- Pandeo por flexión= 1837.88 KN
- Pandeo por flexo-torsión= 1895.10 KN

El valor de pandeo a tener en cuenta es el menor, que en nuestro caso sería el pandeo por flexión.

Los valores de momento serán:

- Momento por flexión eje fuerte: 331.40 KN*m
- Momento generado por el pandeo lateral torsional eje fuerte: 334.21 KN*m
- Momento por flexión eje débil: 98.08 KN*m
- Momento generado por el pandeo lateral torsional eje débil= No aplica

El valor del momento generado en el eje fuerte y débil será el menor, que en nuestro caso sería el pandeo por flexión en el eje fuerte y débil. Para el cálculo del índice de sobre esfuerzo se utiliza la siguiente ecuación:

$$I \cdot S \cdot E = \frac{P_u}{2 \cdot \theta_c \cdot P_n} + 1 / 1 \cdot \left[\frac{M_{ux}}{\theta_b \cdot M_{nx}} + \frac{M_{uy}}{\theta_b \cdot M_{ny}} \right]$$

$$ISE = 0.4$$

El índice de sobre esfuerzo es menor a 1 por lo tanto nuestra columna cumple.

2. CONEXIONES

La estructura cuenta con tipos de conexiones, las conexiones a momento y las conexiones a cortante esto debido a que se debe garantizar que el diseño sea sismo resistente, así que para determinar la ubicación de las conexiones se simuló la estructura en ETABS.

2.1. Conexiones a cortante

En este capítulo veremos la serie de pasos para realizar el diseño de una conexión a cortante para una estructura metálica, según los cálculos realizados en los capítulos anteriores donde se determinó la fuerza cortante que tendrá un valor de $V_u=22,56$ kN, para la unión de una vigueta y una viga. El valor de la fuerza cortante no podrá superar la demanda o la capacidad de resistencia para sus diferentes condiciones críticas. En la siguiente tabla podemos observar los elementos que harán parte del diseño con su respectiva propiedad mecánica.

Tabla 40.

Propiedades elementos de construcción en placa base.

Miembro	Material	Propiedades
Vigueta w8x21	ASTM – A572 Gr50	Fy=350 MPa Fu=448 MPa
Viga w12x22	ASTM – A572 Gr50	E=200 GPa
Placa	A36	Fy=248 MPa Fu=400MPa
Pernos	A325N	Fp=372 MPa
Soldadura	E70xx	F _{exx} =480 MPa

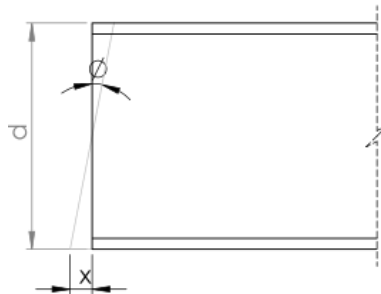
Para el diseño de una conexión a cortante entre una viga W12x22 y una vigueta W8x21, Primero se debe determinar si los perfiles resisten las cargas impuestas, determinado esto, los pasos para el diseño de la conexión son los siguientes:

2.1.1. Revisión de rotación

Según la AISC, una conexión simple es cuando al revisar el momento en rotación igual a 0.02 rad, dicho momento no supera el 20% del momento plástico de la viga. Para efectos de Diseño, una conexión simple debe llegar al orden de $\theta_s = 0.03$ rad.

Figura 91.

Rotación de vigueta y tolerancia.



X_{min} será la tolerancia con respecto al miembro apoyado, lo hallamos de la siguiente manera:

$$x_{min} = \frac{d}{2} \cdot 0,03$$

$$x_{min} = 3,15 \text{ [mm]}$$

Para efectos de practica se deja el valor de $X=10$ mm.

2.1.2. Altura de destijere y longitud de destijere. (dc y c)

Se debe evitar la zona K de la viga W12x22, que es el espesor de la aleta (tf) más la curva del perfil (r), el valor de dc estará por encima de este valor.

$$K = t_f + r$$

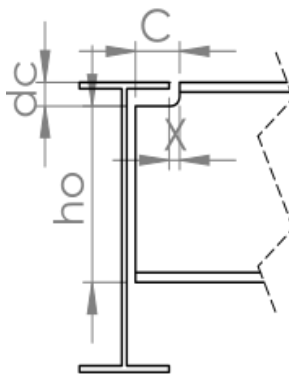
$$k = 18,8 \text{ [mm]}$$

Entonces el valor de la altura de destijere será:

$$dc = 20 \text{ [mm]}$$

Figura 92.

Dimensiones del corte.



C_{min} será la distancia disponible entre el alma y el borde de la aleta de la viga w12x22.

Se debe tener en cuenta el valor de las tolerancias para la rotacion que sera $\alpha=x$.

$$C_{min} = \frac{bf - tw}{2} - x - \alpha$$

$$C_{\min} = 47,88 \text{ [mm]}$$

Aproximando $C=50$ mm. h_o sera la altura de la vigueta W8x21 menos la altura de destijere. $h_o=d-dc=190.31$ mm. Como vemos en las imágenes que estan a escala, no es necesario realizar un corte inferior en la vigueta, procedemos a determinar la catidad de pernos en nuestro espacio disponible.

2.1.3. Numero de pernos.

El espacio disponible sera la altura del perfil de la vigueta (h_o) menos la zona K de la vigueta W8x21, este sera el espacio disponible para la placa.

$$k = 18,16 \text{ [mm]}$$

$$hd = h_o - K$$

$$hd = 172,15 \text{ [mm]}$$

Como un valor tentativo la altura de la placa (h_p) se puede determinar de la siguiente manera:

$$h_p = n_p \cdot N \cdot 10$$

Donde n_p es la cantidad de pernos y N es el numero del perno en octavos, seleccionamos un perno con diametro (d_p) igual a 5/8", para este perno el valor de N sera 5. Entonces la cantidad de pernos sera.

$$n_p \leq \frac{172,15}{50}$$

$$n_p = 3$$

Hallamos el valor de n_p , asegurando que el valor de la altura de la placa (h_p) debe ser menor o igual al valor de la altura disponible (h_d), entonces el número de pernos de 5/8" que tendrá la placa serán 3.

2.1.4. Ductilidad rotacional

Para poder garantizar la rigidez rotacional de $\theta_s = 0.03$ rad. Se debe cumplir un concepto de ductilidad rotacional en la conexión.

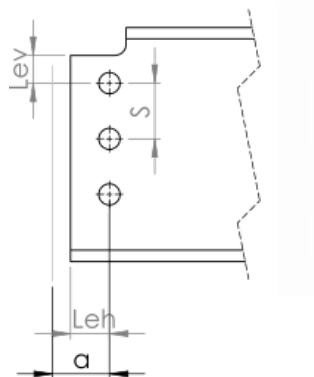
$$t_p \leq \frac{d_p}{2} + \frac{1}{16}$$

$$t_w \leq \frac{d_p}{2} + \frac{1}{16}$$

2.1.5. Separaciones y distancias al borde.

Figura 93.

Separación y distancia al borde



Según el manual de construcción AISC, las separaciones serán.

$$\begin{aligned} L_{ew} &= 5 \cdot N & L_{eh} &= [N + 2] \cdot 5 & S &= 10 \cdot N \\ L_{ew} &= 25 \text{ [mm]} & L_{eh} &= 35 \text{ [mm]} & S &= 50 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

El valor de a será el valor de la tolerancia con respecto al miembro apoyado más L_{eh} .

$$a = 45 \text{ [mm]}$$

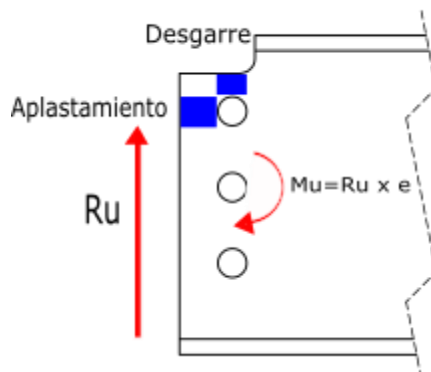
2.1.6. Criterios de diseño vigueta desaleteada.

2.1.6.1. Resistencia de los conectores.

Tenemos una reacción excéntrica al grupo de pernos, lo que produce un momento equivalente a la reacción por la excentricidad. Tenemos dos componentes en el perno más alejado, donde se pueden producir dos tipos de falla, desgarre y aplastamiento, a esto debemos sumarle el valor del corte en el perno más alejado.

Figura 94.

Perfil desaleteado y fallas comunes.



- **Desgarramiento en el alma.**

Para calcular la resistencia que tiene la viga por desgarramiento lo hacemos de la siguiente forma.

$$\phi \cdot r_n = \frac{0,75 \cdot 1,2 \cdot L_c \cdot t_w \cdot F_u}{1000}$$

$$\phi \cdot r_n = 41,65 \text{ [kN]}$$

Donde L_c , será el menor valor entre L_e menos el radio del agujero. F_u es la resistencia última del acero ASTM-A572-Gr50.

$$F_u = 448 \text{ [MPa]}$$

$$L_c = 16,46 \text{ [mm]}$$

- **Aplastamiento.**

La siguiente relación nos ayudara a calcular la resistencia por aplastamiento.

$$\phi \cdot r_n = \frac{0,75 \cdot 2,4 \cdot d_p \cdot t_w \cdot F_u}{1000}$$

$$\phi \cdot r_n = 81,31 \text{ [kN]}$$

- **Cortante en el perno.**

$$\phi \cdot r_n = \frac{0,75 \cdot A_b \cdot F_{nv}}{1000}$$

$$\phi \cdot r_n = 55,25 \text{ [kN]}$$

Donde A_b es el área del perno, y F_{nv} es el esfuerzo nominal por cortante del material del perno (A325N).

$$A_b = \frac{\pi}{4} \cdot d_p^2$$

$$F_{rw} = 372 \text{ [MPa]}$$

El menor de los 3 ϕr_n será el que corresponda a la resistencia del conector, para nuestro caso gobierna el desgarre en el alma. $\phi r_n = 41.65 \text{ kN}$, con este valor calcularemos el valor de la cortante excéntrica en el grupo de pernos (ϕR_n).

2.1.6.2. Cortante excéntrico en el grupo de pernos

Según la AISC si el número de pernos es mayor a 6, entonces la excentricidad será igual al valor de (a), que es la distancia entre el alma de la viga y los pernos, si el número de pernos es menor a 5 entonces el valor de la excentricidad será (a/2). Entonces $e = 22.5 \text{ mm}$.

$$\phi \cdot R_n = \left[\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{6 \cdot e}{n_p \cdot (n_p + 1) \cdot s} \right)^2 + \left(\frac{1}{n_p} \right)^2}} \right] \cdot \phi \cdot r_n$$

La ecuación anterior será la resistencia de todos los pernos, válido solo para una fila de pernos, en el método elástico los pernos toman cargas en proporción al centro de gravedad.

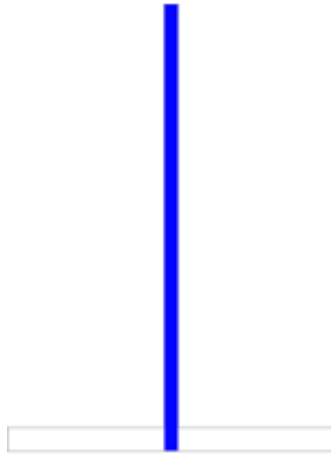
$$\phi \cdot R_n = 2,99 \cdot 41,65$$

$$\phi \cdot R_n = 124,94 \text{ [kN]}$$

2.1.6.3. Fluencia por cortante en la zona desaleada del perfil

Figura 95.

Área bruta por cortante.



$$\begin{aligned}Ago &= h_o \cdot t_w \\Ago &= 1208,5 \text{ [mm}^2\text{]}\end{aligned}$$

El área en azul se denomina área que soporta la cortante (Ago), con esta área y el esfuerzo nominal por cortante se halla la resistencia por cortante.

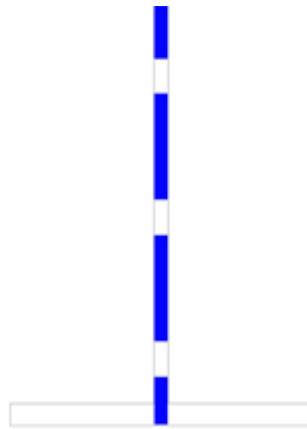
$$\begin{aligned}\phi \cdot R_n &= \frac{1 \cdot 0,6 \cdot F_g \cdot Ago}{1000} \\ \phi \cdot R_n &= \frac{0,6 \cdot 345 \cdot 1208,5}{1000} \\ \phi \cdot R_n &= 250 \text{ [kN]}\end{aligned}$$

2.1.6.4. Fractura por cortante

Al área (Ago), se le quita el área transversal de los agujeros, esta será el área neta por fractura por cortante.

Figura 96.

Área neta por cortante.



$$A_{nv} = A_{go} - t_w \cdot d_p \cdot 3$$

$$A_{nv} = 875,88 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Con el área neta ya podemos calcular la resistencia por fractura por cortante.

$$\phi \cdot R_n = \frac{0,75 \cdot 0,6 \cdot F_u \cdot A_{nv}}{1000}$$

$$\phi \cdot R_n = 176,57 \text{ [kN]}$$

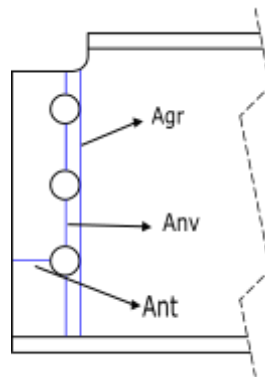
2.1.6.5. Bloque de cortante

Para el cálculo de las áreas transversales, se dispondrá de un valor del agujero para el perno un poco más elevado, será de 1/16" más grande.

$$dh = 17,46 \text{ [mm]}$$

Figura 97.

Áreas transversales por cortante.



$$Ant = \left[Le_h - \frac{dh}{2} \right] \cdot tw$$

$$Ant = 166,81 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$Agr = [(np - 1) \cdot S + Lev] \cdot tw$$

$$Agr = 793,75 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$Anv = Agr - [np - 0,5] \cdot dh \cdot tw$$

$$Anv = 564,2 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Para la capacidad por bloque de cortante, debemos seleccionar el mínimo entre las dos fallas por cortante. (Ubs) es un factor de distribución de esfuerzos por tracción, para este caso asumimos los esfuerzos los esfuerzos en el área (Ant) como uniformes, entonces el valor de (Ubs) será 1.

$$\phi \cdot Rn = \frac{0,75 \cdot \left[\text{Min} \left(\begin{array}{l} 0,6 \cdot Anv \cdot Fu \\ 0,6 \cdot Agr \cdot fy \end{array} \right) + Ubs \cdot Ant \cdot Fu \right]}{1000}$$

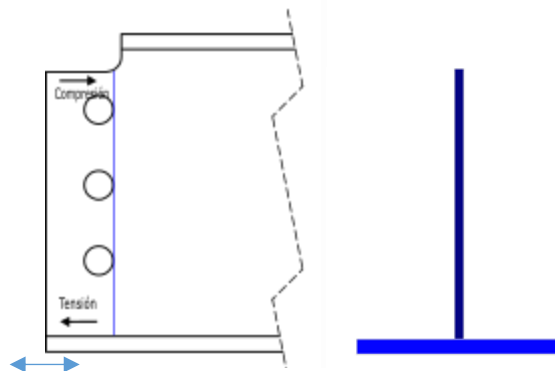
$$\phi \cdot Rn = 226,4 \text{ [kN]}$$

2.1.6.7. Fluencia por flexión sección desaleada

Se debe calcular la flexión en el área crítica, hay una excentricidad desde el alma de la viga, hasta el valor C de la vigueta, debido a esa distancia ocurre una flexión, la zona en compresión es la zona superior y la zona en tensión será la zona inferior, se debe revisar el tramo como una pequeña columna.

Figura 98.

Área transversal fluencia por flexión



Calculamos el módulo elástico para posteriormente determinar el valor de (M_y) que será el momento elástico, primero debemos calcular el centro de gravedad del área transversal, el área azul oscuro corresponderá al área 1 y el área azul claro corresponderá al área 2.

$$A1 = 1143,95 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A2 = 1360 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$AT = 2504 \text{ [mm}^2\text{]}$$

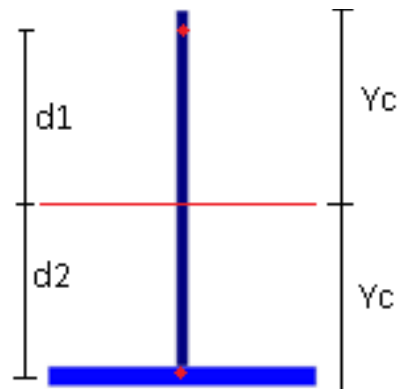
Con las áreas y el centro de gravedad de cada uno de los rectángulos hallamos el centro de gravedad del área transversal total.

$$y_c = \frac{A1 \cdot y1 + A2 \cdot y2}{AT}$$

$$Y_c = 48,45 \text{ [mm]}$$

Figura 99.

Centros de gravedad.



Procedemos hallar la inercia con respecto al eje x.

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d$$

$$I_x = 3,5 \times 10^6 \text{ [mm}^4\text{]}$$

El módulo elástico será la relación entre la inercia entre la inercia y el valor Y_c , pues es la fibra más alejada y al punto de compresión.

$$S_x = \frac{I_x}{y_c}$$

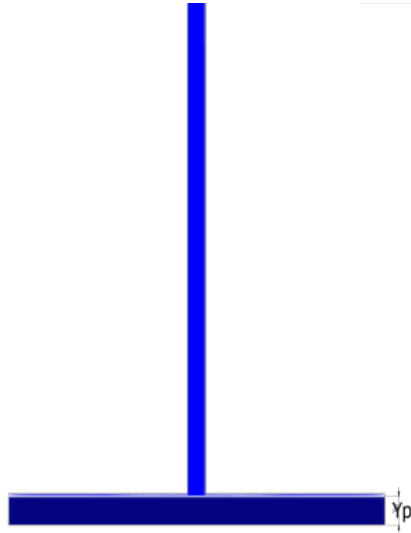
$$S_x = 24600 \text{ [mm}^3\text{]}$$

El valor de M_y será.

$$M_y = \frac{F_y \cdot S_x}{1000000}$$

$$M_y = 8,5 \text{ [kN]}$$

Ahora procedemos a calcular el momento plástico (M_p), Para esto primero se debe revisar o calcular la ubicación del eje neutro plástico, este será donde las áreas del perfil sean iguales, quiere decir que el área en azul claro es igual al área de azul oscuro para la siguiente imagen.

Figura 100.*Áreas iguales, eje neutro plástico*

El eje neutro plástico (Y_p) está ubicado a 9.35 mm de la base, a estas dos áreas iguales debemos encontrarle sus respectivos centros de gravedad, donde (a_c) es el centro de gravedad del área a compresión y (a_t) el centro del área a tensión.

$$Z_x = \frac{A_g}{2} \cdot [a_c + a_t]$$

$$a_c = 87,67 \text{ [mm]}$$

$$a_t = 4,68 \text{ [mm]}$$

$$Z_x = 115800 \text{ [mm}^3\text{]}$$

El momento pastico vendrá dado por.

$$M_p = \frac{F_y \cdot Z_x}{1000000}$$

$$M_p = 39,88 \text{ [kN-m]}$$

Con los valores de momentos, revisaremos la esbeltez. Usamos un parámetro llamado el parámetro lambda. El módulo de elasticidad del acero A-572-gr-50 es $E=200$ Gpa y el esfuerzo admisible es $FY=350$ Mpa.

$$\lambda = \frac{h_o}{t_w}$$

$$\lambda_p = 0,475 \cdot \sqrt{\frac{k_1 \cdot E}{F_y}}$$

$$k_1 = f \cdot k$$

$$f = 2 \cdot \frac{C}{d}$$

$$k = 2,2 \cdot \left[\frac{h_o}{C} \right]^{1,65}$$

Los valores correspondientes son:

$$f = 0,48 \quad K = 19,96 \quad k_1 = 9,58 \quad \lambda_p = 35,4 \quad \lambda = 29,97$$

Según la norma si $\lambda < \lambda_p$ entonces $M_n = M_p$. Entonces la fluencia puede ser determinado mediante la excentricidad y el momento nominal, que será el momento plástico.

$$e = \alpha + C$$

$$e = 10 + 50$$

$$\phi \cdot R_n \cdot e = \phi \cdot M_n$$

$$\phi \cdot R_n = 598,2 \quad [\text{KN}]$$

2.1.6.8. Resumen de diseño de vigueta desaleteada.

Los siguientes valores son de resistencia del perfil seleccionado, la fuerza ejercida no debe sobrepasar ninguno de estos valores. La fuerza cortante máxima en las viguetas es de $V_u=22.56$ kN, quiere decir que el perfil desaleteado cumple perfectamente.

1. Cortante en conectores.

$$\phi \cdot R_n = 124,94 \text{ [kN]}$$

2. Fluencia por cortante.

$$\phi \cdot R_n = 243,6 \text{ [kN]}$$

3. Fractura por cortante.

$$\phi \cdot R_n = 170,17 \text{ [kN]}$$

4. Bloque de cortante.

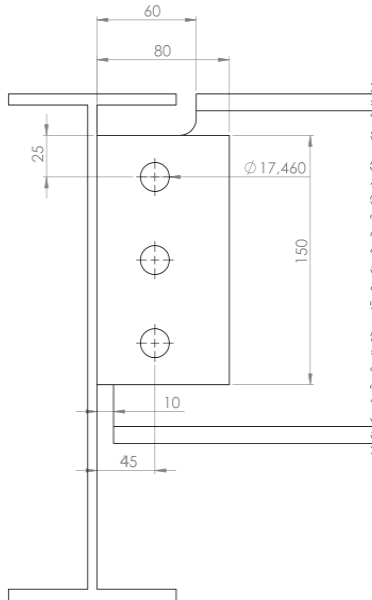
$$\phi \cdot R_n = 226,4 \text{ [kN]}$$

5. Fluencia por flexión.

$$\phi \cdot R_n = 538,65 \text{ [kN]}$$

2.1.7. CRITERIOS DE DISEÑO PARA PLACA

Las dimensiones de la placa ya están definidas, debido a que ya se definió las distancias al borde de la vigueta y el diámetro del perno y la separación entre ellos. La placa será en acero A3, $F_y=248$ MPa, $F_u=400$ MPa.

Figura 101.*Dimensiones conexión a cortante.*

Como un valor tentativo, daremos el valor del espesor de la placa como $t_p=3/8''$, este es el valor límite máximo para cumplir con la ductilidad rotacional.

2.1.7.1. Resistencia de los conectores.

- Desgarramiento

$$\phi \cdot m = \frac{0,75 \cdot 1,2 \cdot L_c \cdot t_p \cdot F_u}{1000}$$

$$d_h = 17,46 \text{ [mm]}$$

$$L_c = 25 - \frac{17,46}{2}$$

$$L_c = 16,27 \text{ [mm]}$$

$$\phi \cdot m = 55,82 \text{ [kN]}$$

- Aplastamiento

$$\phi \cdot m = \frac{0,75 \cdot 2,4 \cdot d_p \cdot t_p \cdot F_u}{1000}$$

$$\phi \cdot m = 108,9 \text{ [kN]}$$

- Cortante en perno

La cortante en el perno ya se había calculado con anterioridad en el paso “Resistencia de los conectores”

$$\phi \cdot m = 55,25 \text{ [kN]}$$

Esta vez, para la placa quien gobierna será el cortante en el perno.

$$\phi \cdot R_n = \left[\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{6 \cdot e}{n_p \cdot (n_p + 1) \cdot s} \right)^2 + \left(\frac{1}{n_p} \right)^2}} \right] \cdot \phi \cdot m$$

$$\phi \cdot R_n = 2,99 \cdot 55,25$$

$$\phi \cdot R_n = 165,7 \text{ [kN]}$$

2.1.7.2. Fluencia por cortante en la placa.

$$\phi \cdot R_n = \frac{0,6 \cdot F_y \cdot A_{gy}}{1000}$$

$$A_{gp} = h_p \cdot t_p$$

$$A_{gp} = 150 \cdot 9,53 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\phi \cdot R_n = 212,7 \text{ [kN]}$$

2.1.7.3. Fractura por cortante en la placa.

$$\phi \cdot R_n = \frac{0,75 \cdot 0,6 \cdot F_u \cdot A_{np}}{1000}$$

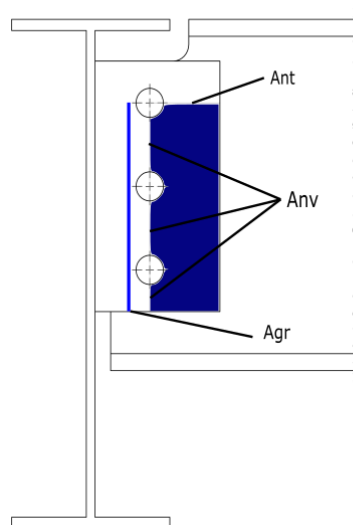
$$A_{np} = A_{gp} - 3 \cdot 17,46 \cdot t_p$$

$$\phi \cdot R_n = 159,3 \text{ [kN]}$$

2.1.7.4. Bloque de cortante en la placa.

Figura 102.

Áreas por corte en placa.



$$\text{Ant} = 242,77 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\text{Agr} = 1191,25 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\text{Anv} = 737,4 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\phi \cdot \text{RN} = \frac{0,75 \cdot \text{Min} \left[\begin{array}{l} 0,6 \cdot \text{Fu} \cdot \text{Anv} \\ 0,6 \cdot \text{Fy} \cdot \text{Agr} \end{array} \right] + 1 \cdot \text{Ant} \cdot \text{Fu}}{1000}$$

$$\phi \cdot \text{RN} = \frac{0,75 \cdot 0,6 \cdot 400 \cdot 737,4 + 1 \cdot 242,77 \cdot 400}{1000}$$

$$\phi \cdot \text{RN} = 205,6 \text{ [kN]}$$

2.1.7.5. Resumen de diseño placa

Igual que para el diseño de la resistencia en el perfil des aleteado, ninguno de los valores de posible falla, debe ser superior al valor de cortante que se obtuvo por la estática. El valor del cortante en las viguetas es de $V_u=22.56 \text{ kN}$, lo cual nos dice que la placa cumple la condición de operación.

1. Cortante en los conectores.

$$\phi \cdot R_n = 165,7 \text{ [kN]}$$

2. Fluencia por cortante.

$$\phi \cdot R_n = 212,7 \text{ [kN]}$$

3. Fractura por cortante.

$$\phi \cdot R_n = 159,3 \text{ [kN]}$$

4. Bloque de cortante.

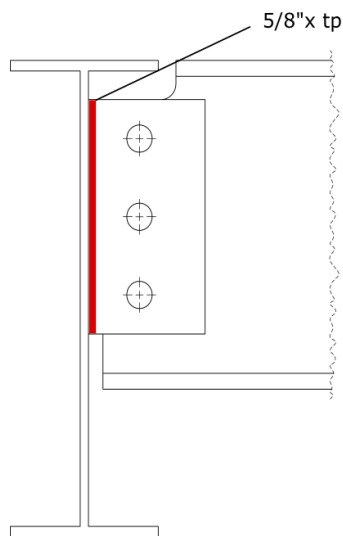
$$\phi \cdot \text{RN} = 205,6 \text{ [kN]}$$

2.1.8. Soldadura.

La soldadura será E70xx esto nos dice que la resistencia al cortante de la soldadura será 480 Mpa. Por recomendación del manual de construcción AISC, la soldadura debe ser de doble filete y tener un espesor de $w=5/8'' \cdot tp$.

Figura 103.

Soldadura en placa.



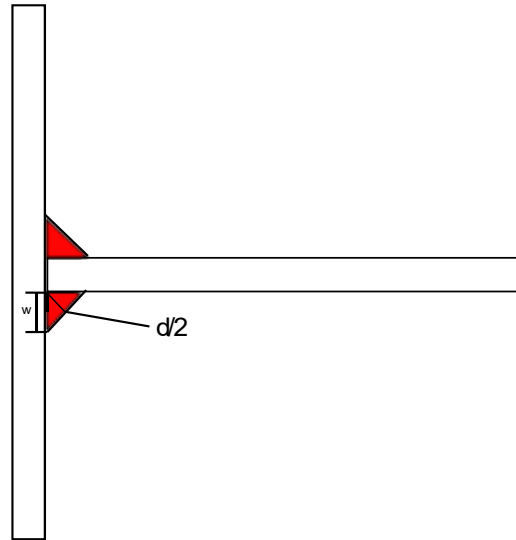
$$\phi \cdot RN = \frac{0,75 \cdot 0,6 \cdot F_{exx} \cdot A_w}{1000}$$

La resistencia de al cortante está dado por la ecuación anterior donde (A_w) es el área de la soldadura y se calcula de la siguiente manera.

Figura 104. Unión placa y alma de viga por soldadura.

Figura 105.

Unión placa y alma de viga por soldadura.



$$\frac{d}{2} = w \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}$$

$$\phi \cdot R_n = \frac{0,75 \cdot 0,6 \cdot 480 \cdot \frac{d}{2} \cdot 150 \cdot 2}{1000}$$

$$\phi \cdot R_n = 274,9 \text{ [kN]}$$

2.1.9. Simulación conexión en RAM Connection

Figura 106.

Isométrico 1 de conexión a cortante

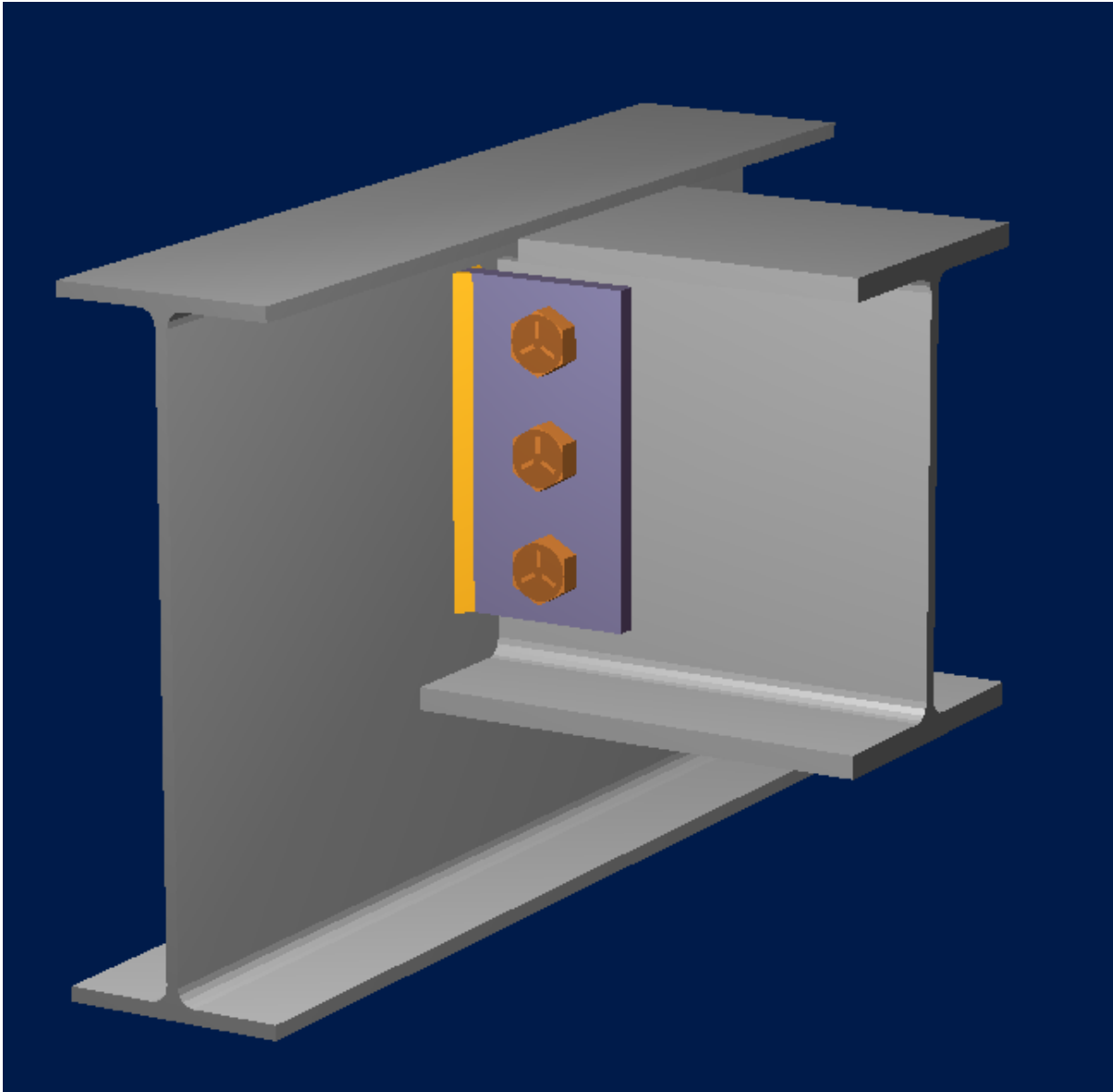
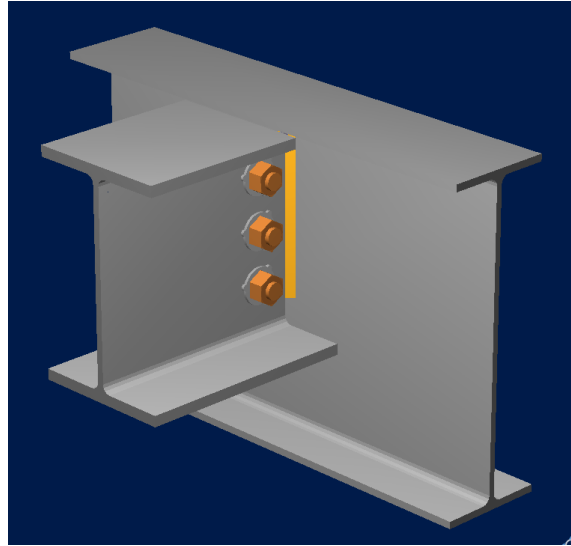


Figura 107.

Isométrico 2 de conexión a cortante

**Figura 108.**

Plano vista superior conexión a cortante

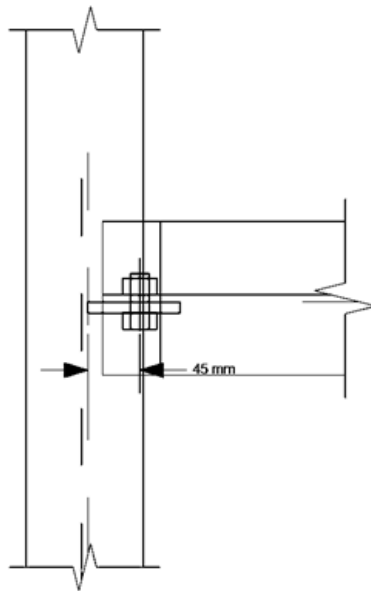


Figura 109.

Planos vista lateral conexión a cortante.

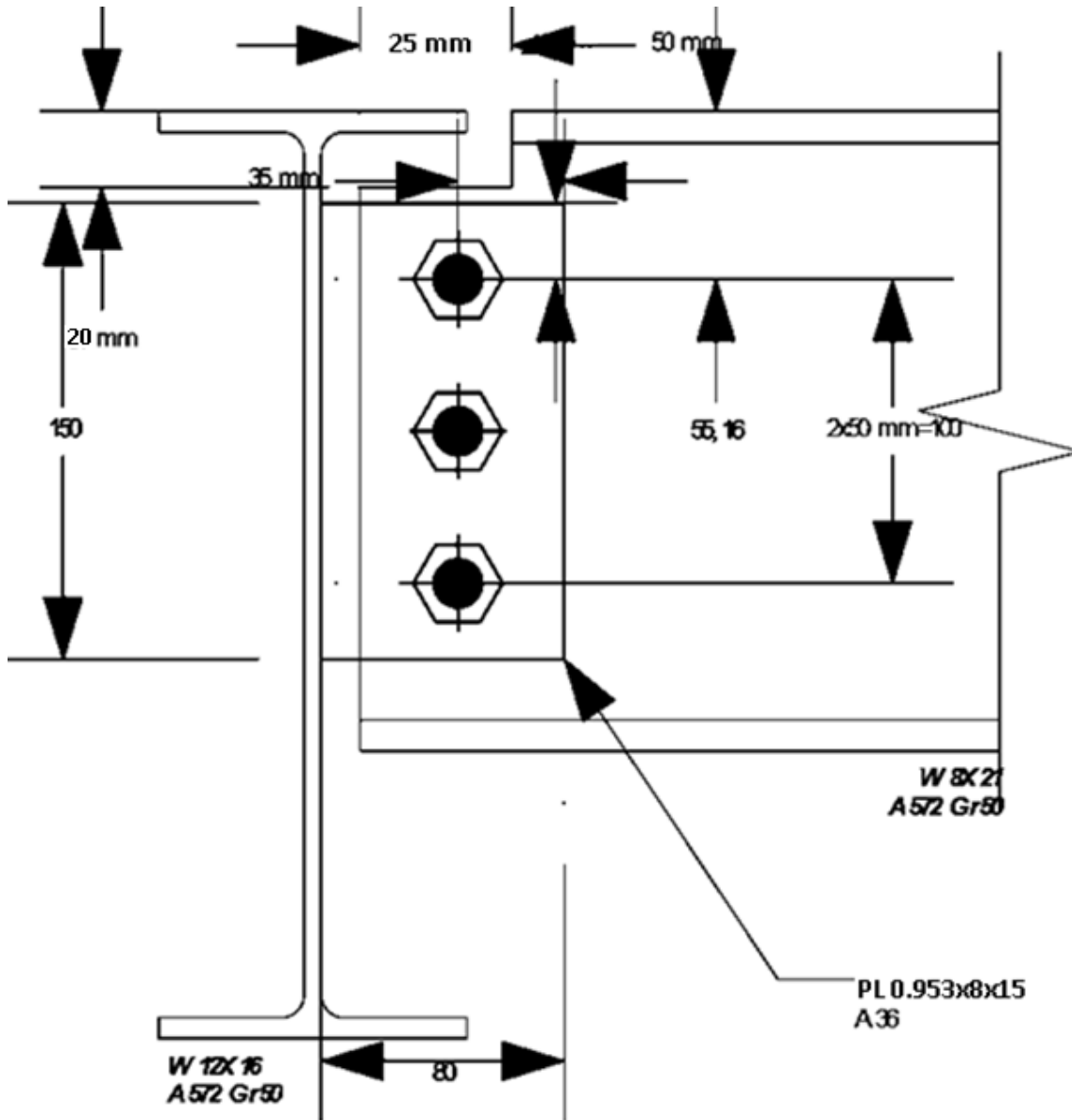
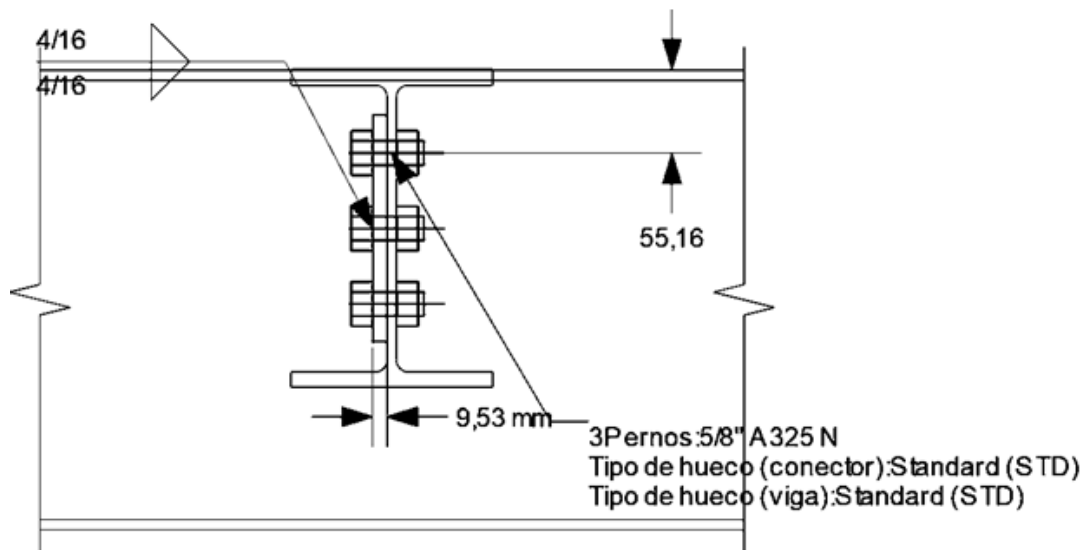


Figura 110.

Plano vista frontal conexión a cortante

**Figura 111.**

Resultados

VERIFICACIÓN DE DISEÑO						
Verification	Unit	Capacity	Demand	Ctrl EQ	Ratio	References
<u>Placa de corte</u>						
Corte en los pernos	[KN]	185.92	22.56	DL	0.14	Tables (7-1..14)
Aplastamiento de pernos por corte	[KN]	187.40	0.00	DL	0.00	Eq. J3-6, p. 7-18
Corte a fluencia	[KN]	212.89	0.00	DL	0.00	Eq. J4-3
Corte a rotura	[KN]	159.23	0.00	DL	0.00	Eq. J4-4
Bloque de corte	[KN]	205.51	0.00	DL	0.00	Eq. J4-5
<u>Placa (lado del soporte)</u>						
Resistencia de la soldadura	[KN]	438.83	22.56	DL	0.05	Tables 8-4 .. 8-11
<u>Viga</u>						
Aplastamiento de pernos por corte	[KN]	203.04	0.00	DL	0.00	Eq. J3-6, p. 7-18
Corte a fluencia	[KN]	249.96	0.00	DL	0.00	Eq. J4-3
Corte a rotura	[KN]	170.53	0.00	DL	0.00	Eq. J4-4
Flexión en fluencia	[KN]	305.54	0.00	DL	0.00	p. 9-6
Pandeo local del alma	[KN]	305.54	0.00	DL	0.00	p. 9-7
Bloque de corte	[KN]	160.70	0.00	DL	0.00	Eq. J4-5
Flexión a rotura	[KN]	331.00	0.00	DL	0.00	p. 9-6
Aplastamiento de pernos por axial	[KN]	181.09	0.00	DL	0.00	Eq. J3-6
<u>Soporte</u>						
Rotura en las soldaduras	[KN/m]	1775.78	86.84	DL	0.04	p. 9-5
Relación de resistencia crítica global		0.14				

Viga maestra	
<u>General</u>	
Sección viga maestra	: W 12X22
Material viga maestra	: A572 Gr50
<hr/>	
PLACA SIMPLE	
<u>Conector</u>	
Sección	: PL 0,953x8x15
b: Ancho	: 80 mm
L: Longitud	: 150 mm
Tipo de placa	: Estándar
tp: Espesor de placa	: 9,53 mm
Material	: A36
Ubicación de la placa respecto a la viga	: Centro
Pernos	: 5/8" A325 N
nr: Filas de pernos	: 3
nc: Columnas de pernos	: 1
s: Separación longitudinal entre pernos	: 50 mm
Lev: Distancia vertical al borde	: 25 mm
Leh: Distancia horizontal al borde	: 35 mm
a: Distancia entre soldadura y pernos	: 45 mm
Tipo de hueco en la placa	: Standard (STD)
Tipo de hueco en viga	: Standard (STD)
Soldadura	: E70XX
D: Tamaño de soldadura (1/16 in)	: 4
W _o : Tamaño de soldadura ángulo obtuso (AWS) ...	: 4
W _a : Tamaño de soldadura ángulo agudo (AWS) (...)	: 4
W _o : Tamaño de soldadura ángulo obtuso (AISC) ...	: 4
W _a : Tamaño de soldadura ángulo agudo (AISC) (...)	: 4

2.2. Cálculo de placa base.

Para el diseño de la placa base se sabe que el sistema está sometido a las siguientes cargas.

- $F_a=129,2$ kN
- $V_2=9,92$ kN
- $V_3=2,95$ kN
- $M_2=3,46$ kN-m
- $M_3=10,94$ kN-m

Fuente: Autor

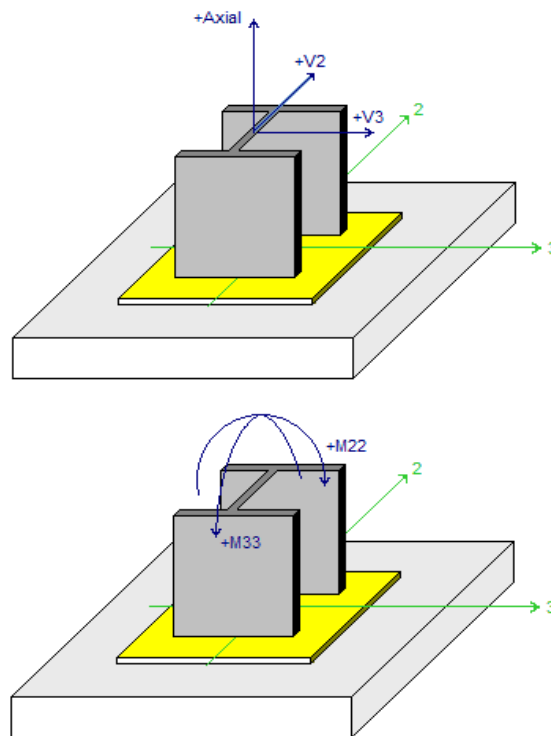


Figura 112. Cargas en la base de la estructura.

Fuente: Autor

Miembro	Material	Propiedades
---------	----------	-------------

Columna - W12x45	A572 Gr50	Fy=350 MPa Fu=448 MPa
Placa base	A36	Fy=248 MPa Fu=400 MPa
Soporte o dado	C3-60	Fc'=20,68 MPa
Ancla	F1554 Gr 105	Fya=724 MPa
Soldadura	E70xx	Fexx=480 MPa

Tabla 41. Propiedades elementos de construcción en placa base.

Se pre-dimensionaran ciertos valores geométricos de la placa, valores que serán necesario para determinar los esfuerzos en cada una de las situaciones críticas de la placa base. La ubicación de los agujeros para las anclas estará a 50 mm en cada uno de los ejes a columna.

Fuente: APOLINAR ANDRÉS (2017).

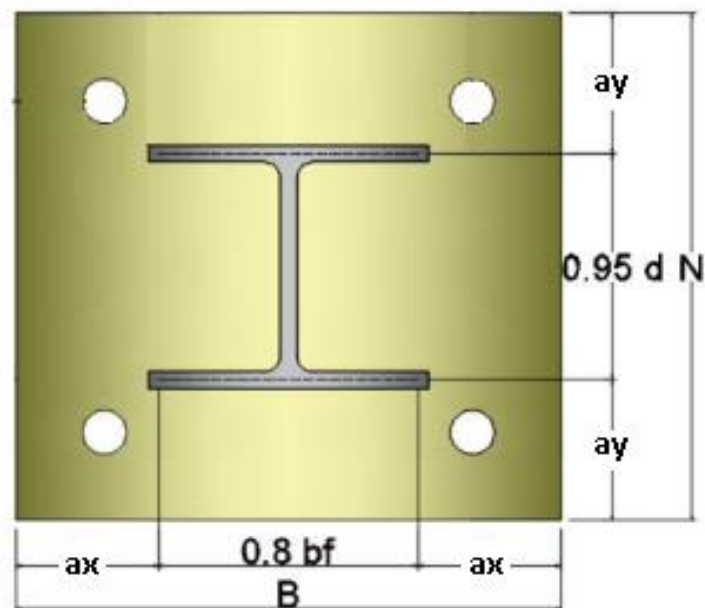


Figura 113. Distribución de la placa de enchape.

$$N = 0,5 \text{ [m]}$$

$$B = 0,4 \text{ [m]}$$

$$a_x = \frac{B - 0,8 \cdot 0,20447}{2}$$

$$a_y = \frac{N - 0,95 \cdot 0,30734}{2}$$

$$a_x = 0,1182 \text{ [m]}$$

$$a_y = 0,104 \text{ [m]}$$

Fuente: Autores.

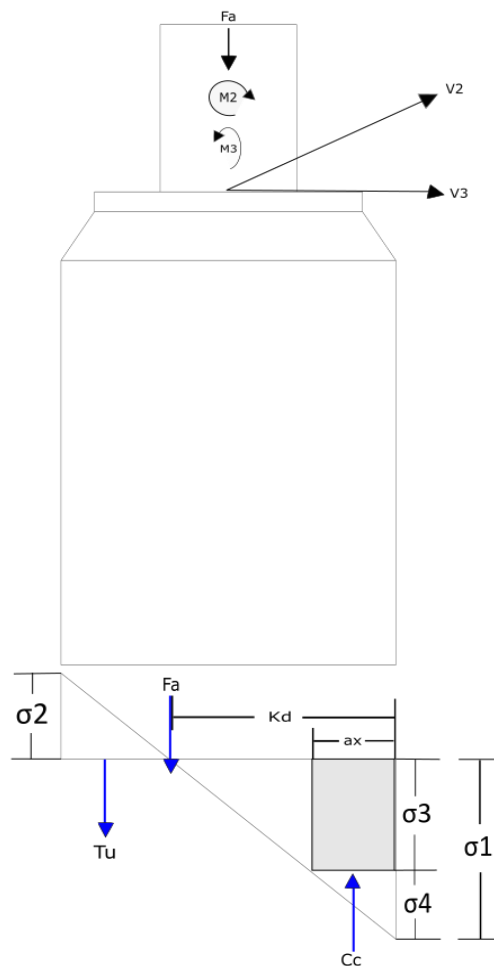


Figura 114. Esquema y diagrama de esfuerzos.

Los esfuerzos en compresión y en tensión que son el 1 y 2 respectivamente, serán definidos por la ecuación de la escuadría.

$$\sigma_1 = \frac{Fa}{Ap} + \frac{M2}{SX} + \frac{M3}{SY}$$

$$\sigma_2 = \frac{Fa}{Ap} - \frac{M2}{SX} - \frac{M3}{SY}$$

Donde (Ap), será el área de la placa.

$$Ap = N \cdot B$$

$$SX = B \cdot \frac{N^2}{6}$$

$$SY = B^2 \cdot \frac{N}{6}$$

De la semejanza de triángulos podemos obtener Kd y σ_4 , también teniendo σ_4 y σ_1 obtenemos fácilmente σ_3 , donde σ_4 es el esfuerzo a compresión para el acero y σ_3 es el esfuerzo a compresión para el concreto.

$$Kd = \frac{\sigma_1 \cdot B}{|\sigma_1| + |\sigma_2|}$$

$$\sigma_4 = \sigma_1 \cdot \frac{ax}{Kd}$$

$$\sigma_3 = \sigma_1 - \sigma_4$$

Los valores de los esfuerzos serán.

$$\sigma_1 = 1674 \text{ [kN/m}^2\text{]}$$

$$\sigma_2 = -382 \text{ [kN/m}^2\text{]}$$

$$\sigma_3 = 1066 \text{ [kN/m}^2\text{]}$$

$$\sigma_4 = 607,7 \text{ [kN/m}^2\text{]}$$

Para Hallar los valores de la tensión y compresión realizamos sumatoria de fuerzas.

$$Cc = Fa + Tu$$

El valor de la compresión viene dado por el volumen del triángulo en la imagen de esfuerzos.

$$T_u = \sigma_1 \cdot K_d \cdot \frac{B}{2} - F_a$$

Entonces el valor de la compresión y la tensión son:

$$T_u = 20,2 \text{ [kN]}$$

$$C_c = 109 \text{ [kN]}$$

2.2.1. Chequeo por aplastamiento del hormigón

Como primer elemento de análisis para el diseño de la base, debemos comprobar que el concreto confinado cumpla con la resistencia, para esto el valor de (σ_3) no debe ser mayor a (f_p), que es la resistencia del concreto para aplastamiento por axial. Para hallar este valor son necesario tener la relación de las áreas donde se genera la compresión estas son (A_p) y (A_d), que serán el área de la placa y el área del dado. Según la norma AISC, la relación para hallar la resistencia de aplastamiento por axial es.

$$f_p = \phi \cdot 0,85 \cdot F_{cp} \cdot \left[\frac{A_d}{A_p} \right]^{(1 / 2)}$$

$$\phi = 0,65$$

$$A_d = N_p \cdot B_p$$

$$N_p = 0,5$$

$$B_p = 0,6$$

$$f_p = 13,99 \text{ [MPa]}$$

2.1.2. Placa base flexión en fluencia

Entre la placa base y el concreto hay una presión que causara una flexión en las longitudes (a_x) y (a_y), en este caso la presión se calculara como.

$$F_p = \frac{F_a}{B \cdot K_d}$$

La resistencia en flexión requerida para la placa se compara con el momento flector por unidad de ancho de placa, que se calcula de la siguiente manera.

$$M_{pl_{ax}} = F_p \cdot \frac{ax^2}{2}$$

$$M_{pl_{ay}} = F_p \cdot \frac{ay^2}{2}$$

$$M_{pl_{ax}} = 6,93 \text{ [kN*m/m]}$$

$$M_{pl_{ay}} = 5,38 \text{ [kN*m/m]}$$

Con un espesor de placa de $t_p=19$ mm, la capacidad o resistencia de la placa por flexión en la interfaz de aplastamiento se halla de la siguiente forma.

$$\phi = 0,9$$

$$\phi \cdot Mn = \phi \cdot F_y \cdot \frac{t_p^2}{4}$$

$$\phi \cdot Mn = 20,16 \text{ [kN*m/m]}$$

Para realizar el chequeo seleccionamos el momento flector por unidad de área que de mayor valor. La placa cumple este requerimiento.

$$\phi \cdot Mn > M_{pl_{ax}}$$

2.1.3. Columna (soldaduras)

Como tenemos cargas de axial y cortante, se debe revisar la soldadura para estas dos cargas.

2.1.3.1. Resistencia de la soldadura para cargas axiales.

Para hallar la tensión nominal del metal de la soldadura (F_w), se utiliza la siguiente formula, donde θ será el ángulo de carga medido desde el eje longitudinal de la soldadura en grados, para esfuerzos cortantes será 0° y para esfuerzos axiales será 90° .

$$F_w = 0,6 \cdot F_{exx} \cdot (1 + 0,5 \cdot \sin(\theta))$$

$$F_w = 434,37 \text{ [MPa]}$$

La resistencia de la soldadura debe ser mayor que los esfuerzos en dirección axial.

$$A_w = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 6,4 \cdot L$$

$$\phi \cdot R_w = \frac{\phi \cdot F_w \cdot A_w}{1000}$$

$$\phi \cdot R_w = 1460 \text{ [kN]}$$

$$\phi \cdot R_w > C_c$$

2.1.3.2. RESISTENCIA DE LA SOLDADURA A CORTE

Revisaremos la demanda de la operación con el valor mas alto de cortante, este será $V_2=9,92$ kN. La revisión será por unidad de longitud de la soldadura sobre el alma, que es la que resistirá esta cortante (F_v).

$$f_v = \frac{V_2}{0,50495}$$

$$f_v = 19,65 \text{ [kN/m]}$$

La resistencia de la soldadura al cortante según la AISC se determina de la siguiente manera. La soldadura tendrá un espesor de $W=6,4$ mm. La longitud aproximada de la soldadura es de 1 m.

$$F_w = 0,6 \cdot F_{exx}$$

$$A_w = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 6,4 \cdot L$$

$$A_w = 4490,13 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\phi \cdot R_w = \phi \cdot F_w \cdot \frac{A_w}{L}$$

El valor de f_v debe ser menor al de ϕR_w , para que la soldadura resista las cargas a cortante que ejerce el sistema sobre la placa.

$$A_w = 4490,13 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\phi \cdot R_w = 0,75 \cdot 289,58 \cdot \frac{4490,13}{1000}$$

$$\phi \cdot R_w = 0,975 \text{ [kN/mm]} = 975 \text{ [kN/m]}$$

2.1.4. Tensión en anclas

Para determinar la resistencia en tensión de las anclas, primero se determinará el área transversal de las anclas (A_{ta}).

$$A_{ta} = \frac{\pi}{4} \cdot 15,88^2$$

$$A_{ta} = 198 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Según la norma AISC para esfuerzos a tensión, se debe elegir el mínimo entre el esfuerzo a fluencia del material por un factor de 1.9 o 125 ksi.

$$f_a = \text{Min} \left[\begin{array}{c} 860,84 \\ 1,9 \cdot 723,95 \end{array} \right]$$

$$f_a = 861 \text{ [MPa]}$$

La resistencia a tensión vendrá dada por la siguiente formula, este valor debe ser mayor a las fuerzas a tensión que se generen en la placa.

$$\phi \cdot Na = \frac{\phi \cdot n \cdot Ata \cdot fa}{1000}$$

$$\phi \cdot Na = \frac{0,75 \cdot 198 \cdot 861}{1000}$$

$$\phi \cdot Na = 127 \text{ [kN]}$$

2.3. Simulación en software de placa base.

Fuente: Autor

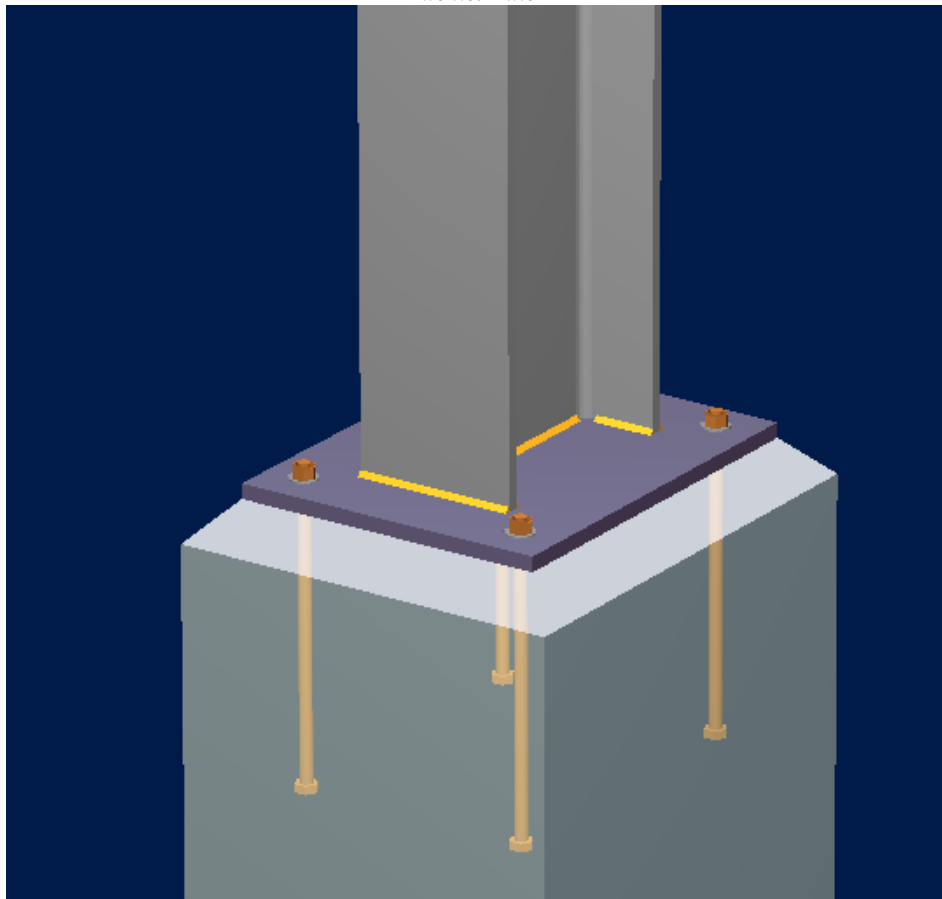


Figura 115. Isométrico de placa base.

Fuente: Autor

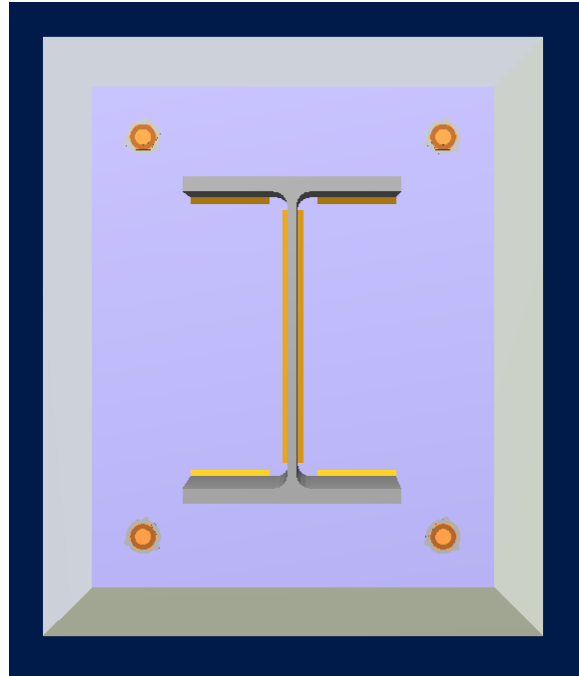


Figura 116. Placa base vista superior.

Fuente: Autor

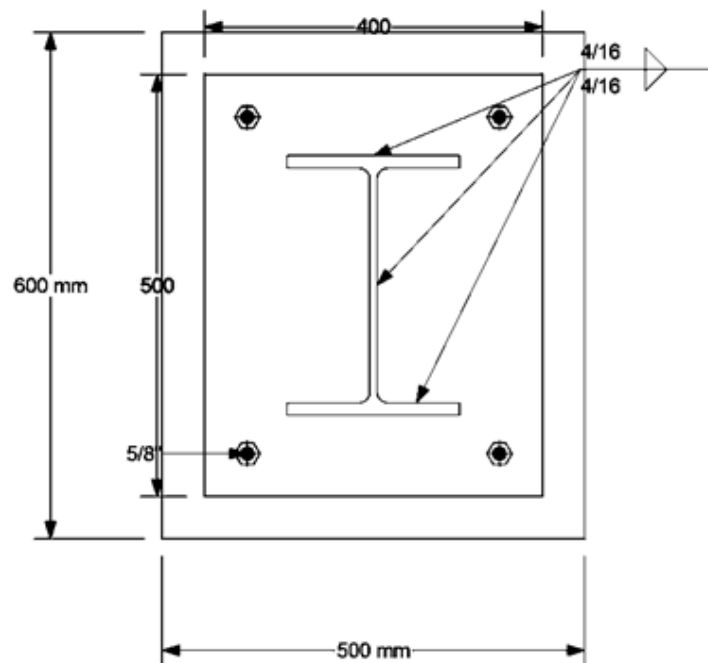


Figura 117. Plano vista superior placa base.

Fuente: Autor

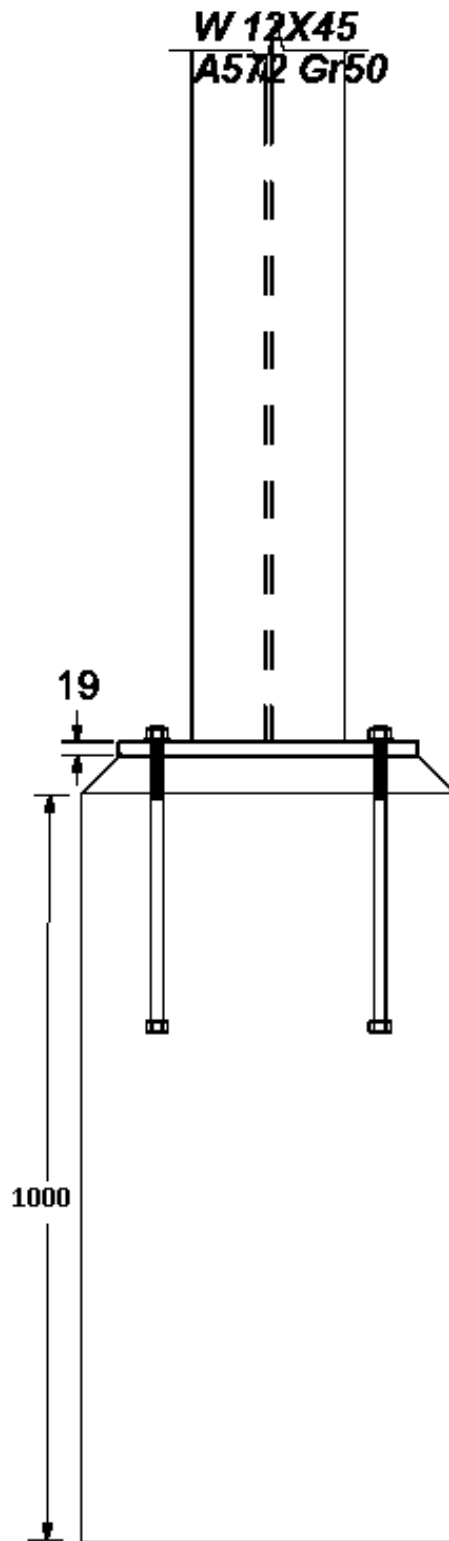


Figura 118: Plano vista lateral placa base.

Fuente: Autor

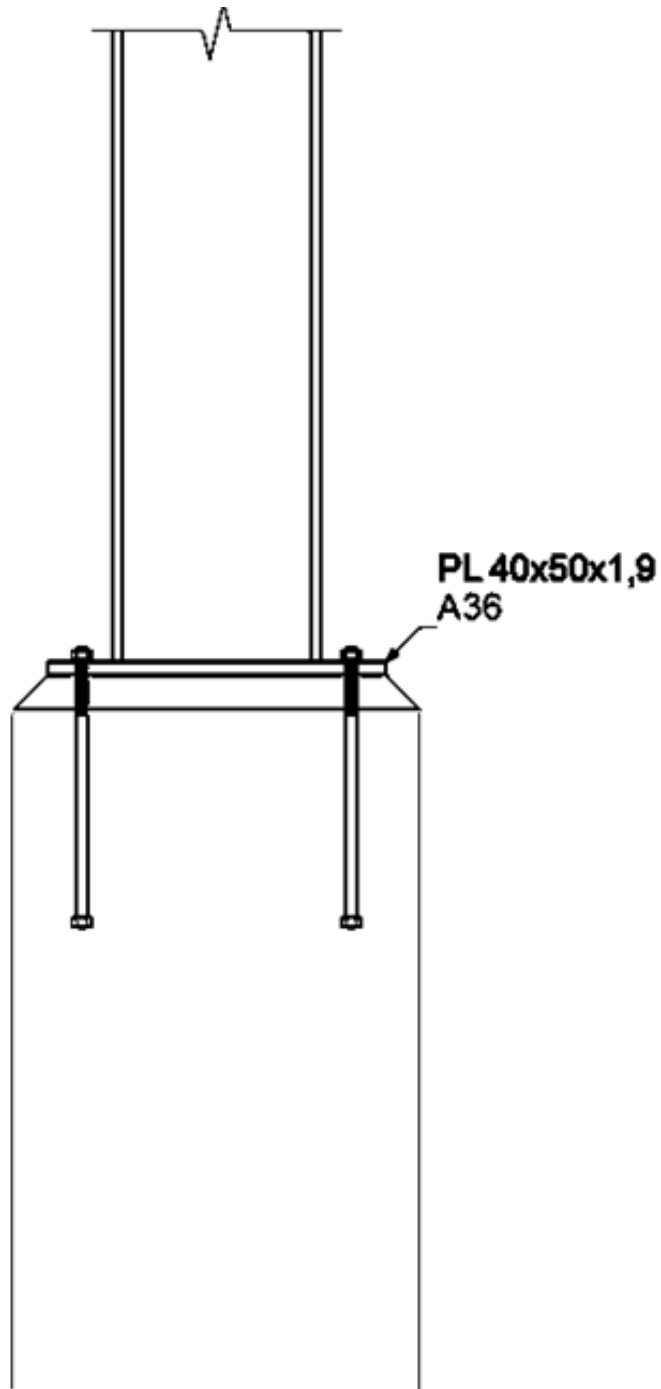


Figura 119. Plano vista frontal placa base.

Fuente: Autor

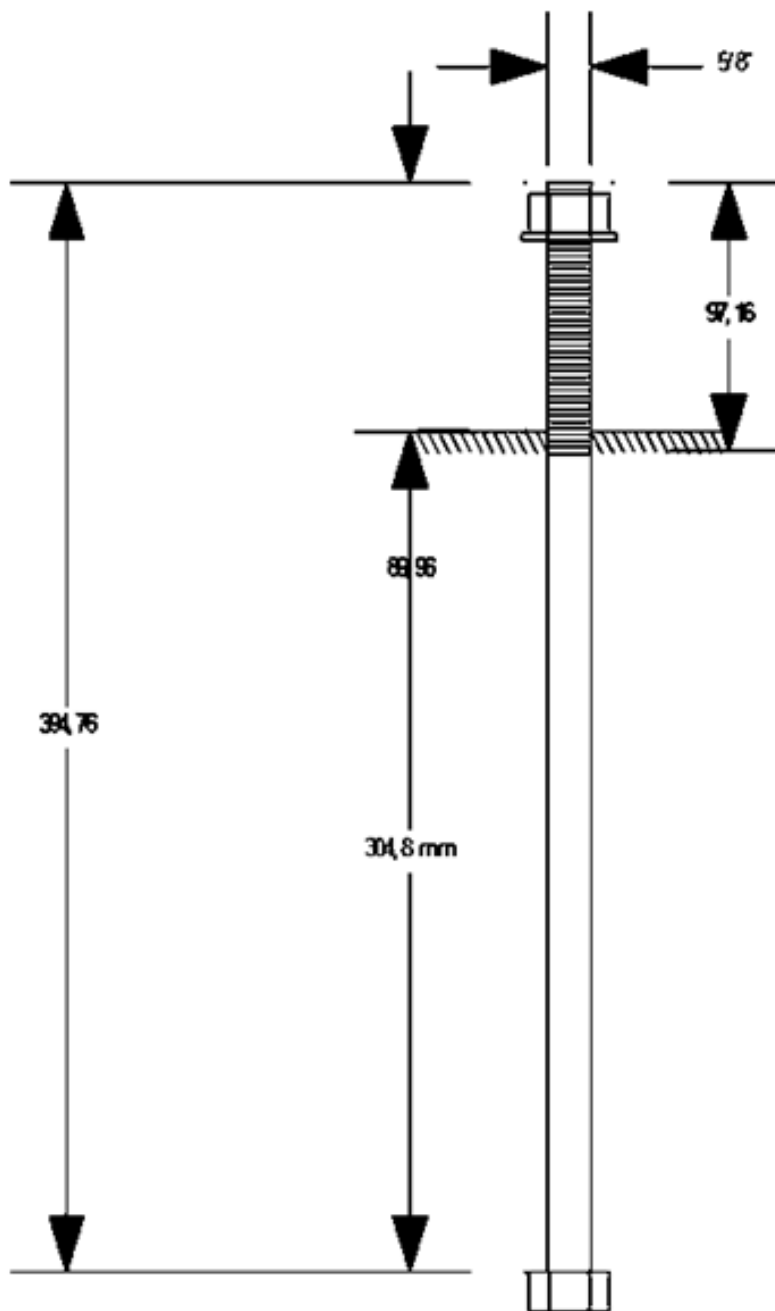


Figura 120. Plano vista en detalle ancla.

Fuente: Autor

SOLICITACIONES

Descripción	Pu [KN]	Mu22 [KN*m]	Mu33 [KN*m]	Vu2 [KN]	Vu3 [KN]	Tipo de carga
DL	-129.20	3.46	10.94	9.92	2.95	Design

Diseño en el eje mayor
Placa base (AISC 360-10 LRFD)

CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS

Dimensiones	Unit	Value	Min. value	Max. value	Sta.	References
<u>Placa base</u>						
Distancia del ancla al borde	[mm]	42.86	6.35	--	✓	
Tamaño de soldadura	[1/16in]	4	3	--	✓	table J2.4

VERIFICACIÓN DE DISEÑO

Verification	Unit	Capacity	Demand	Ctrl EQ	Ratio	References
<u>Pedestal</u>						
Aplastamiento por axial	[N/m ²]	1.37136E07	1029407.00	DL	0.08	DG1 3.1.1;
<u>Placa base</u>						
Flexión en fluencia (interfaz de aplastamiento)	[KN*m/m]	20.16	6.79	DL	0.34	DG1 Eq. 3.3.13, DG1 Sec 3.1.2
Flexión en fluencia (interfaz de tensión)	[KN*m/m]	20.16	0.00	DL	0.00	DG1 Eq. 3.3.13
<u>Columna</u>						
Resistencia de la soldadura	[KN/m]	1462.77	0.00	DL	0.00	p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4
Resistencia de la soldadura a corte método elástico	[KN/m]	975.18	19.65	DL	0.02	p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4
Resistencia de la soldadura a axial método elástico	[KN/m]	1462.77	91.34	DL	0.06	p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4

Anclas

CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS

Dimensions	Unit	Value	Min. value	Max. value	Sta.	References
<i>Anclas</i>						
Espaciamiento entre anclas	[mm]	298.40	63.50	--	✓	Sec. D.8.1
Recubrimiento de concreto	[mm]	92.86	50.80	--	✓	Sec. 7.7.1
Longitud efectiva	[mm]	315.12	--	989.68	✓	

VERIFICACIÓN DE DISEÑO

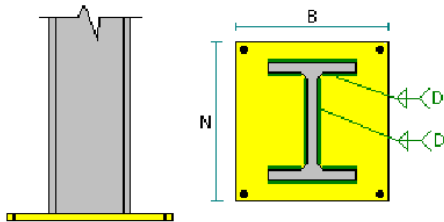
Verification	Unit	Capacity	Demand	Ctrl EQ	Ratio	References
Tensión en anclas	[kN]	94.25	0.00	DL	0.00	Eq. D-3
Arrancamiento de ancla en tensión	[kN]	52.79	0.00	DL	0.00	Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Extracción por deslizamiento de ancla en tensión	[kN]	47.51	0.00	DL	0.00	Sec. D.4.1.1
Desprendimiento lateral de ancla en tensión	[kN]	36.49	0.00	DL	0.00	Sec. D.5.4.1, Sec. D.4.1.1
Corte en el ancla	[kN]	39.21	2.59	DL	0.07	Eq. D-20, Sec. D.6.1.3
Arrancamiento de ancla a corte	[kN]	11.87	2.48	DL	0.21	Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas a corte	[kN]	43.13	9.92	DL	0.23	Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de ancla a corte	[kN]	105.59	2.48	DL	0.02	Eq. D-4, Sec. D.4.1.1

Relación **0.34**

Figura 121. Resultado

DATOS GENERALES

Conector



MIEMBROSColumna

Tipo de columna	:	Miembro prismático
Sección	:	W 12X45
Material	:	A572 Gr50
Excentricidad longitudinal	:	0 mm
Excentricidad transversal	:	0 mm

CONECTORPlaca base

Tipo de conexión	:	No rigidizada
Posición respecto al apoyo	:	Centro
N: Dimensión longitudinal	:	500 mm
B: Dimensión transversal	:	400 mm
Espesor	:	19 mm
Material	:	A36
Soldadura de la columna	:	E70XX
Solo soldadura exterior en las alas	:	No
D: Tamaño de soldadura a la columna (1/16 in)	:	4
Sobreescribir relación A2/A1	:	No
Incluir llave de corte	:	No

Soporte

Con pedestal	:	Si
Dimension longitudinal (del pedestal)	:	600 mm
Dimension transversal (del pedestal)	:	500 mm
Espesor	:	1000 mm
Material	:	C 3-60
Incluir lechada	:	Si
Espesor de lechada	:	50 mm

Ancla

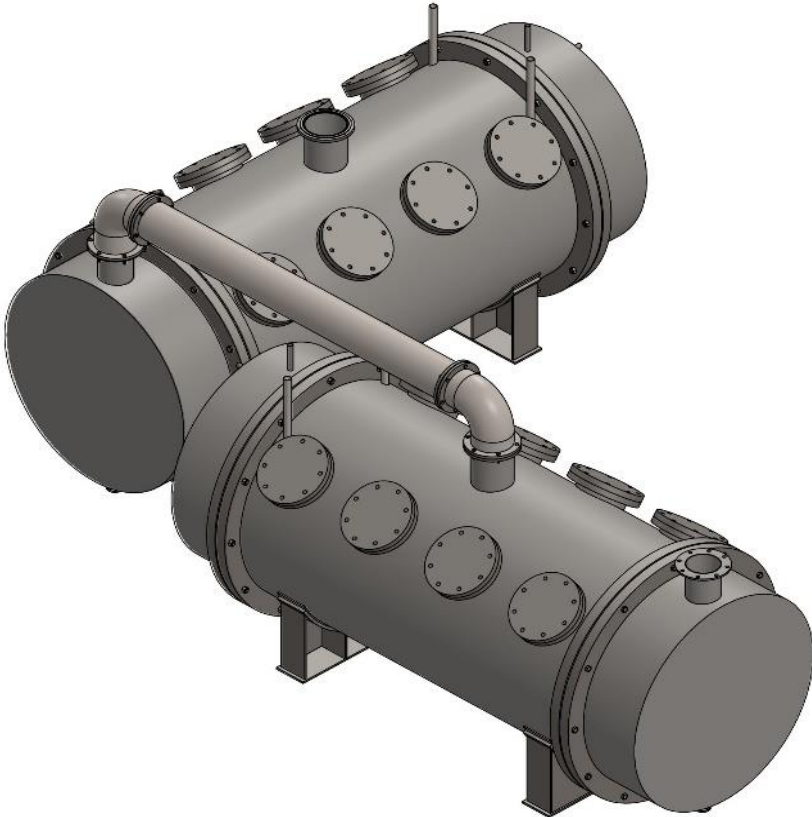
Posición de las anclas	:	Posición longitudinal
Número de filas por lado	:	1
Número anclas por fila	:	2
Distancia longitudinal al borde de la placa	:	50,8 mm
Distancia transversal al borde de la placa	:	50,8 mm
Tipo de ancla	:	Con cabeza
Tipo de cabeza	:	Hexagonal
Incluir tuerca de seguridad	:	No
Ancla	:	5/8"
Profundidad efectiva de embebido	:	304,8 mm
Longitud total	:	394,76 mm
Material	:	F1554 Gr105
Fy	:	0,724 kN/mm ²
Fu	:	0,862 kN/mm ²
Concreto agrietado	:	No
Acero frágil	:	No
Anclas soldadas a la placa	:	No



Refuerzo para ancla

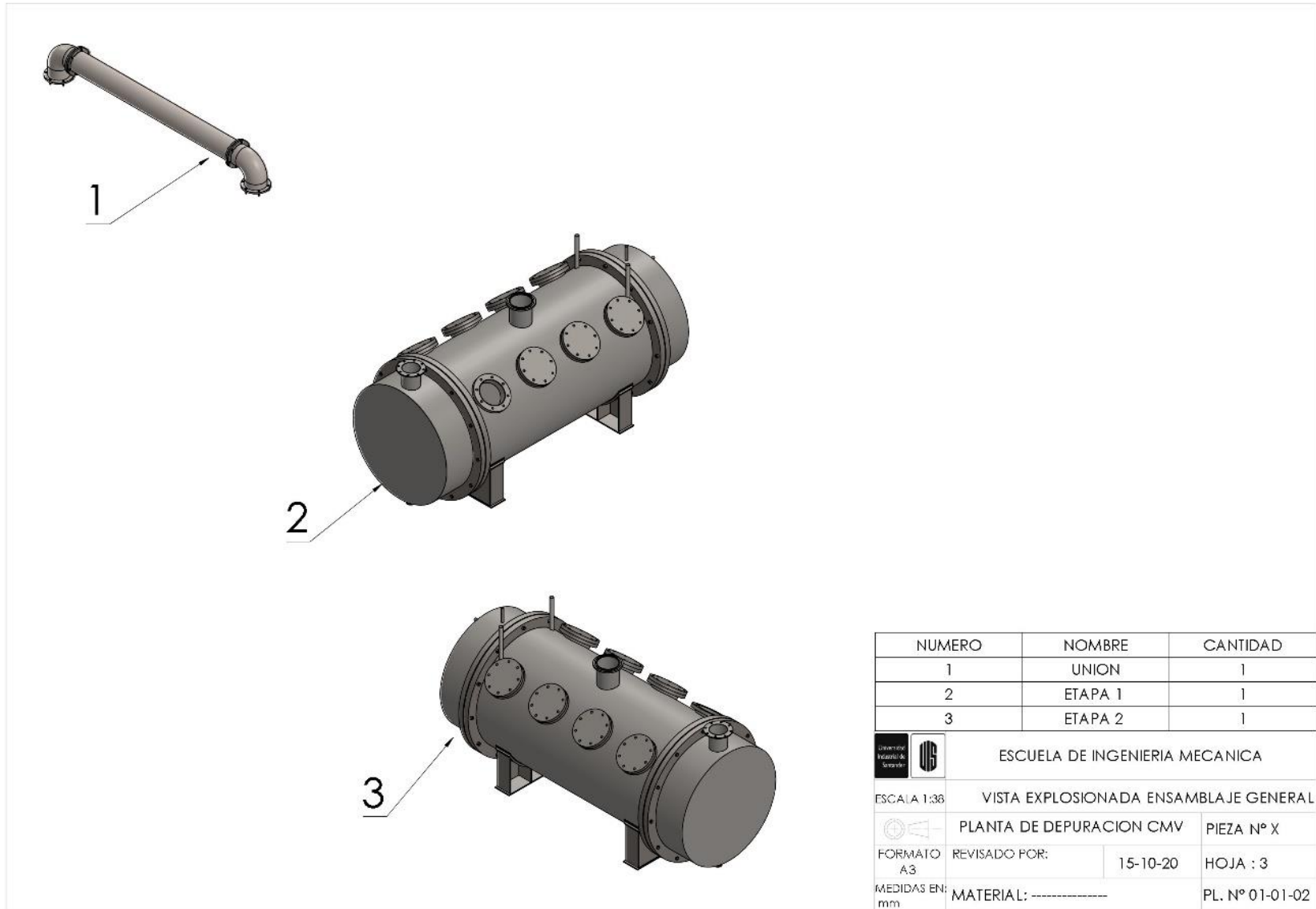
Tipo de refuerzo	:	Suplementaria
Refuerzo para tensión	:	No
Refuerzo para corte	:	No

Figura 122. Continuación de resultados.



Apendice D Planos de la planta.

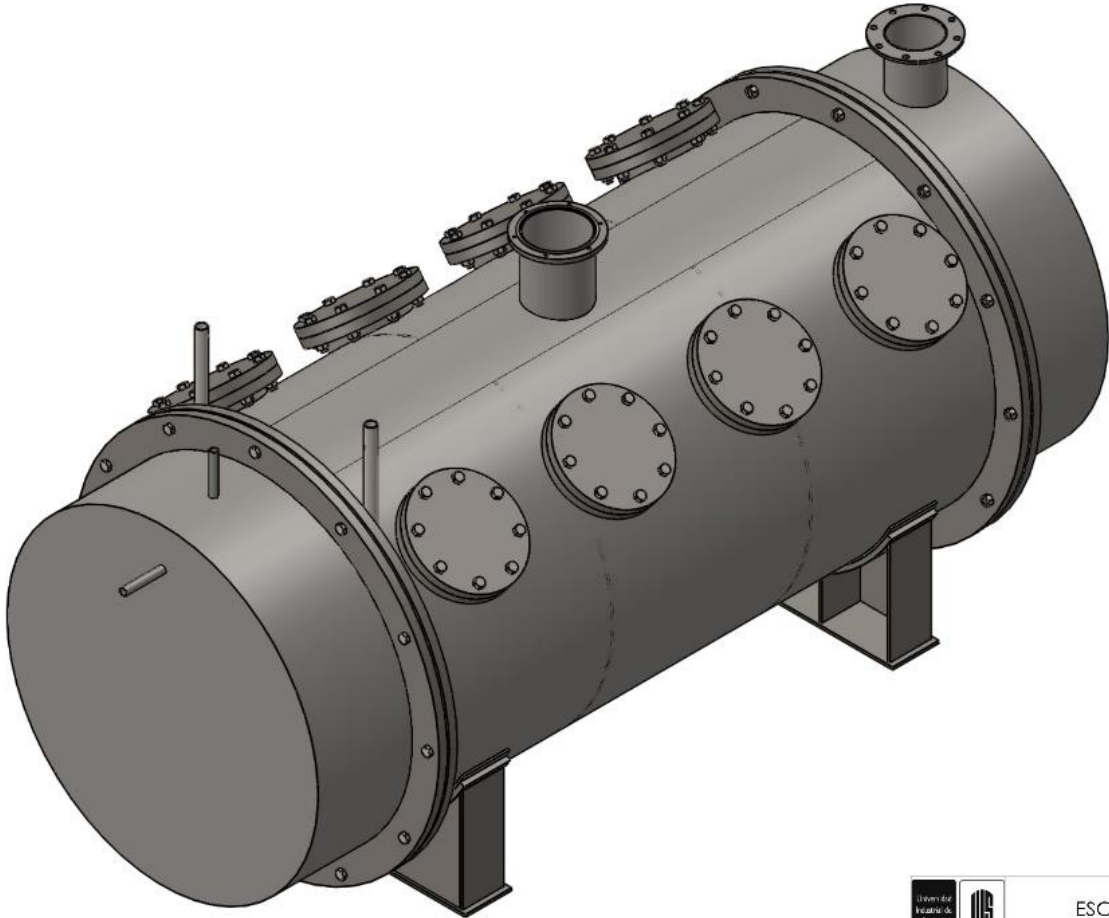





	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ESCALA 1:25	ISOMETRICO ENSAMBLAJE GENERAL		
	PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA N° X	
FORMATO A3	REVISADO POR:	15-10-20	HOJA : 1
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: -----		PL. N° 01-01-00

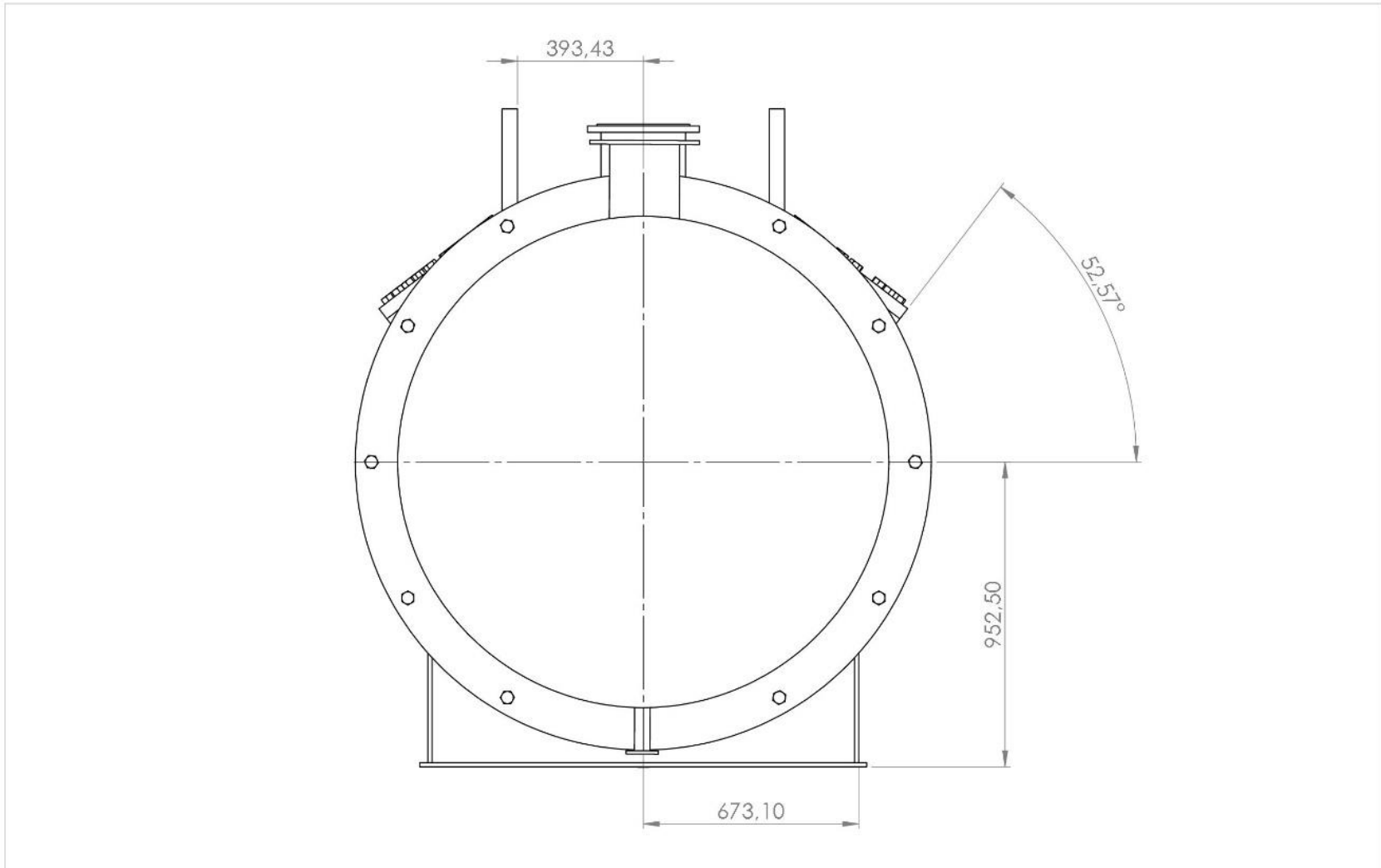


NUMERO	NOMBRE	CANTIDAD
1	UNION	1
2	ETAPA 1	1
3	ETAPA 2	1

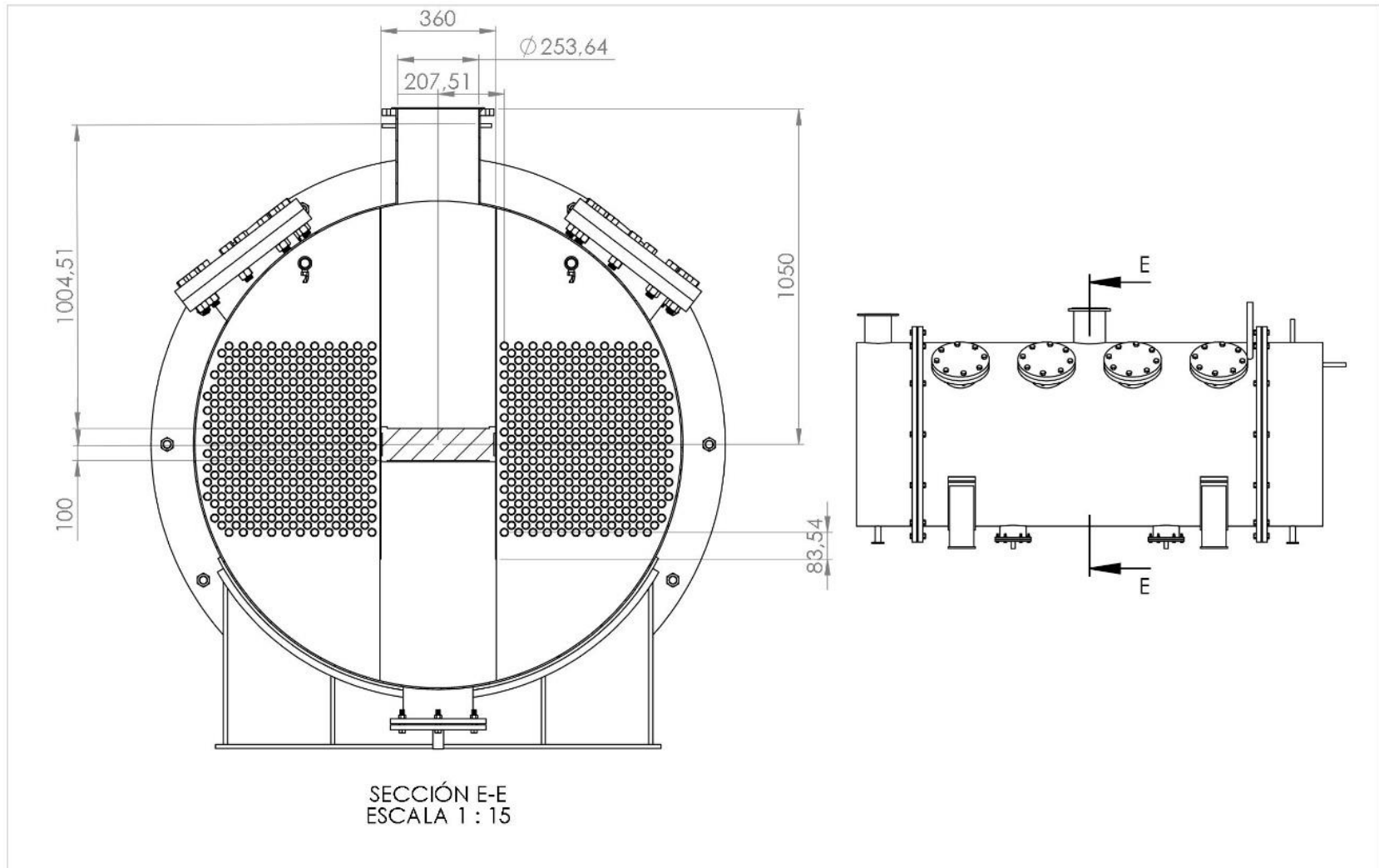
	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
	ESCALA 1:36	VISTA EXPLOSIONADA ENSAMBLAJE GENERAL	
	PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA Nº X	
FORMATO A3	REVISADO POR:	15-10-20	HOJA : 3
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: -----		PL. Nº 01-01-02



		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ESCALA 1:15	ISOMETRICA PRIMERA ETAPA		
	PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA N°	
FORMATO A3	REVISADO POR: 15-10-20	HOJA : 4	
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: -----	PL. N° 01-02-00	



 	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VISTA FRONTAL PRIMERA ETAPA	PIEZA N°	MATERIAL:
	ESCALA 1:15	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 15-10-20	PLANTA DE DEPURACION CMV	HOJA: 5



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA 1:40 MEDIDAS EN: mm FECHA: 15-10-20

VISTA CORTE FRONTAL PRIMERA ETAPA

PLANTA DE DEPURACION CMV

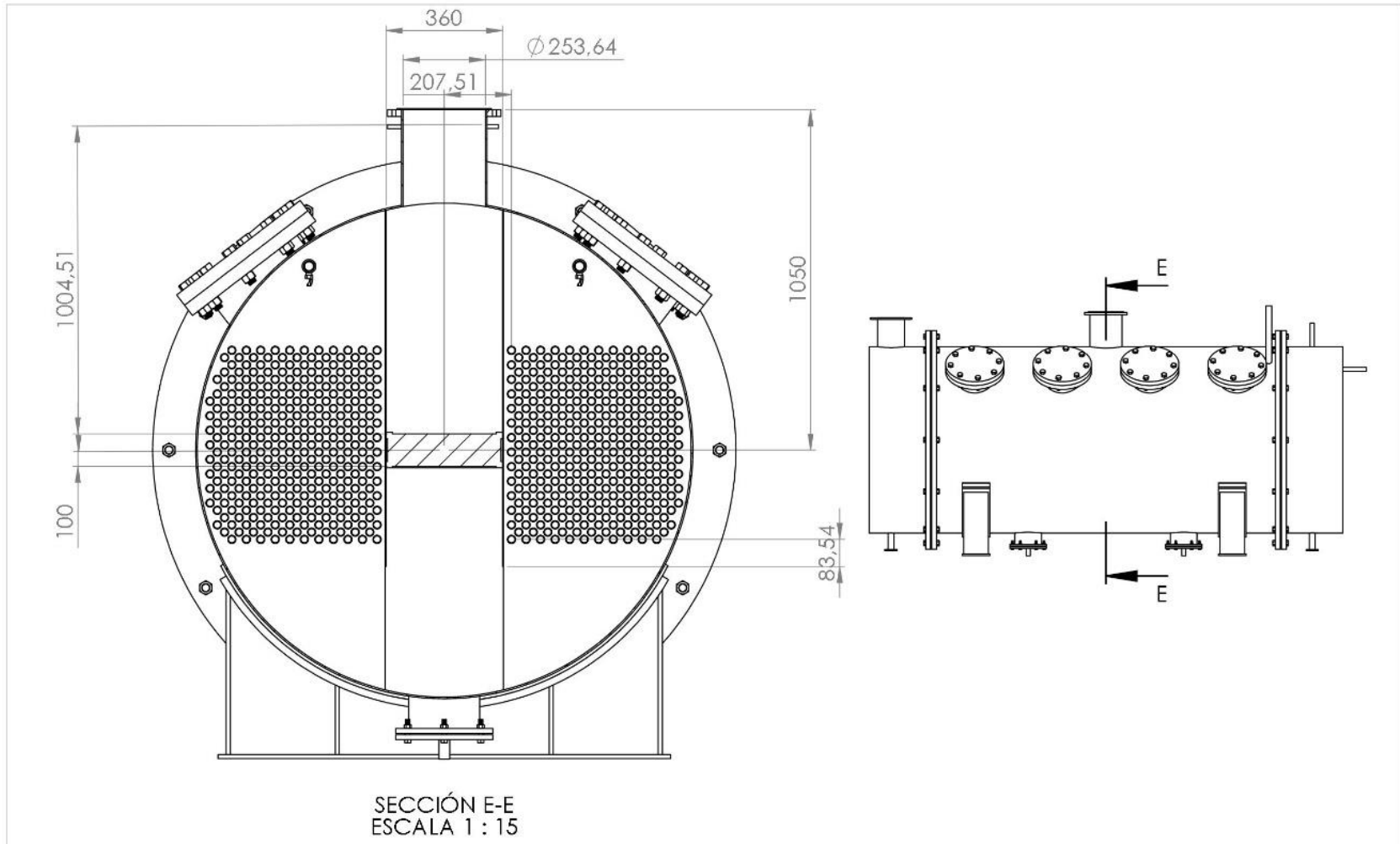


PIEZA N°

HOJA: 8

MATERIAL:

PL.01-02-04



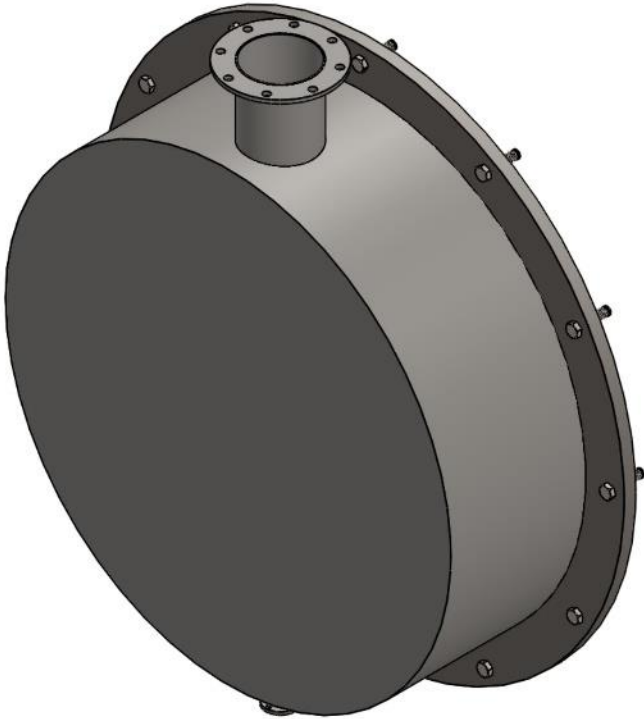
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
 ESCALA 1:40 MEDIDAS EN: mm FECHA:15-10-20

VISTA CORTE FRONTAL PRIMERA
 ETAPA
 PLANTA DE DEPURACION CMV

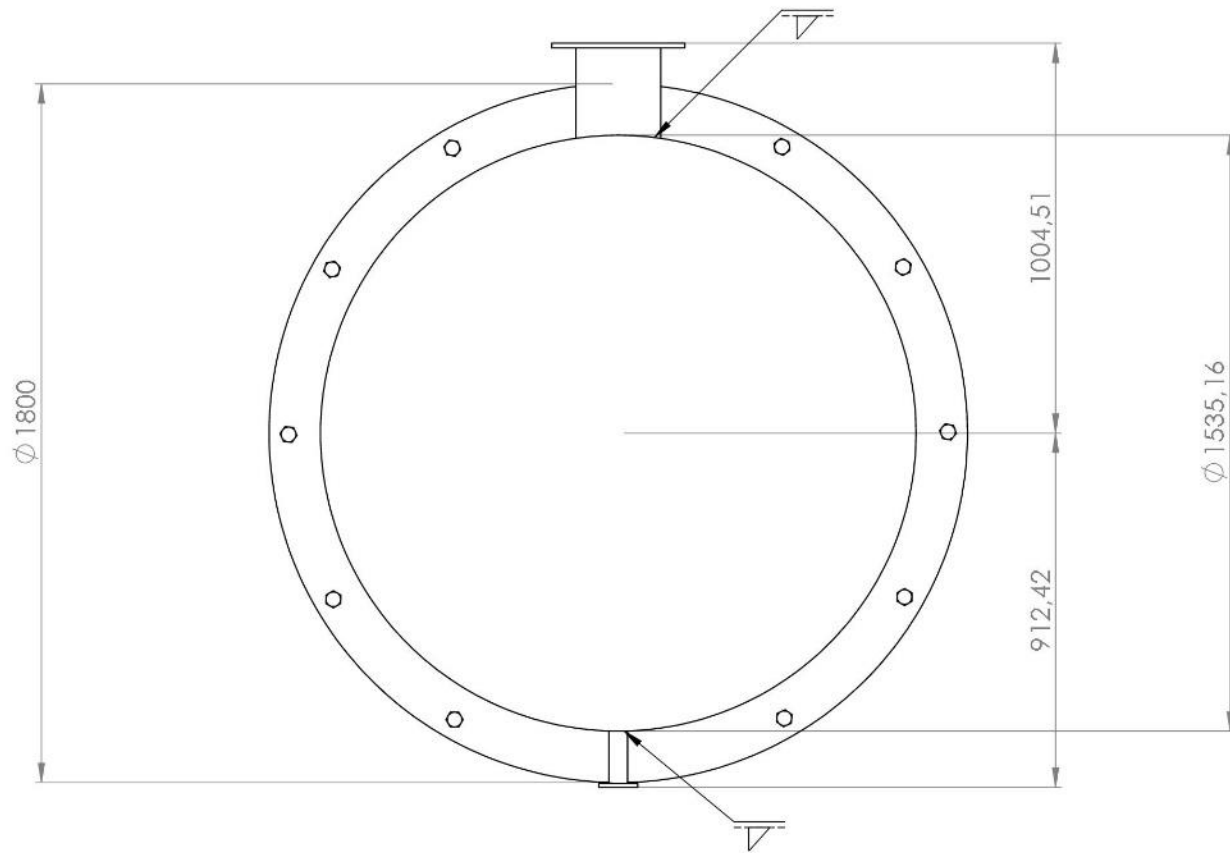


PIEZA N°
 HOJA: 8

MATERIAL:
 PL.01-02-04



	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ESCALA 1:10	VISTA ISOMETRICA TAPA FRONTAL		
	PLANTA DE DEPURACION POR CMV PIEZA N°		
FORMATO A3	REVISADO POR:	15-10-20	HOJA : 11
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL:		PL. N° 01-03-00



Universidad Industrial de Santander



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

VISTA FRONTAL TAPA FRONTAL

PIEZA N°

MATERIAL:
ACERO AISI316

ESCALA 1:15

MEDIDAS EN: mm

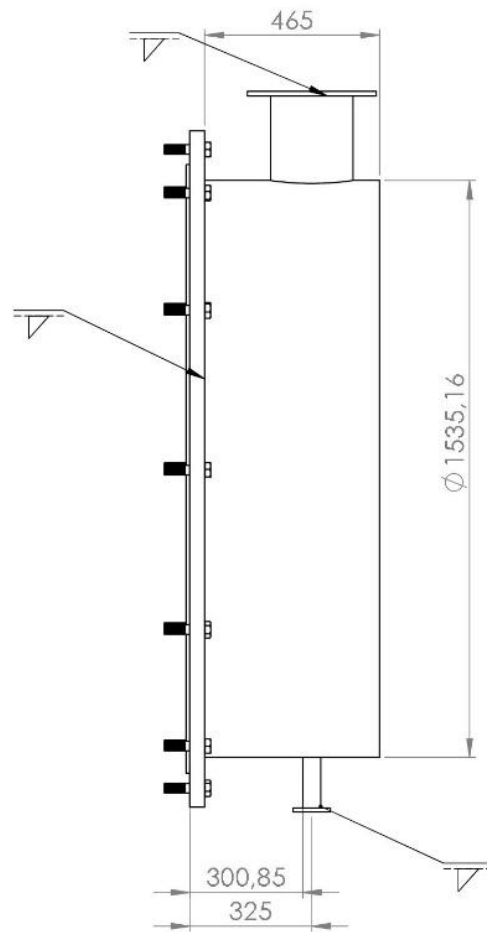
FECHA: 15-10-20

PLANTA DE
DEPURACION CMV

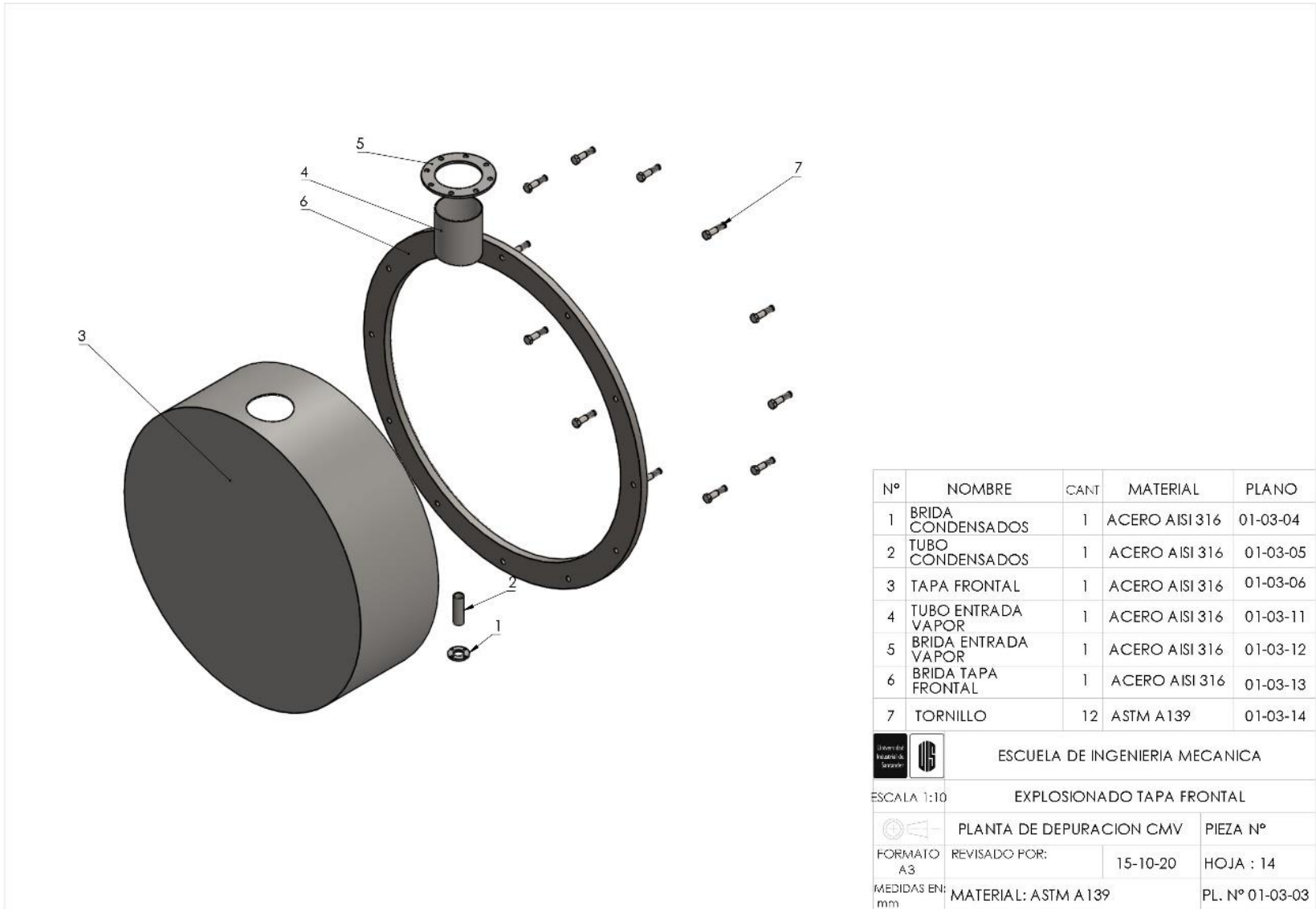


HOJA: 12

PL.01-05-03



 	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VISTA LATERAL TAPA FRONTAL	PIEZA N°	MATERIAL: ACERO AISI316
	ESCALA 1:15	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 18-03-19	PLATA DE DEPURACION CMV	HOJA: 13



Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL	PLANO
1	BRIDA CONDENSADOS	1	ACERO AISI 316	01-03-04
2	TUBO CONDENSADOS	1	ACERO AISI 316	01-03-05
3	TAPA FRONTAL	1	ACERO AISI 316	01-03-06
4	TUBO ENTRADA VAPOR	1	ACERO AISI 316	01-03-11
5	BRIDA ENTRADA VAPOR	1	ACERO AISI 316	01-03-12
6	BRIDA TAPA FRONTAL	1	ACERO AISI 316	01-03-13
7	TORNILLO	12	ASTM A139	01-03-14



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

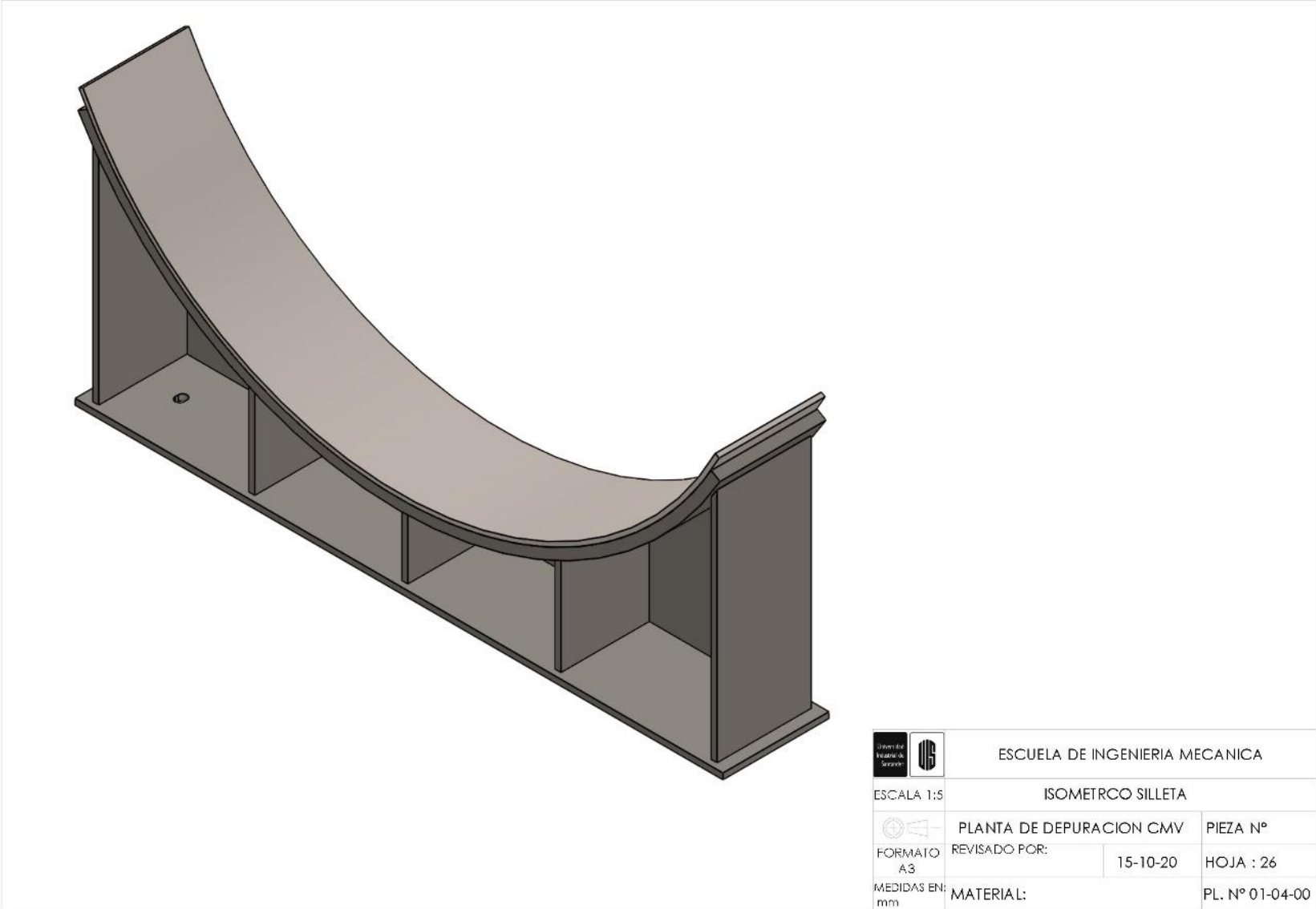
ESCALA 1:10


EXPLOSIONADO TAPA FRONTAL

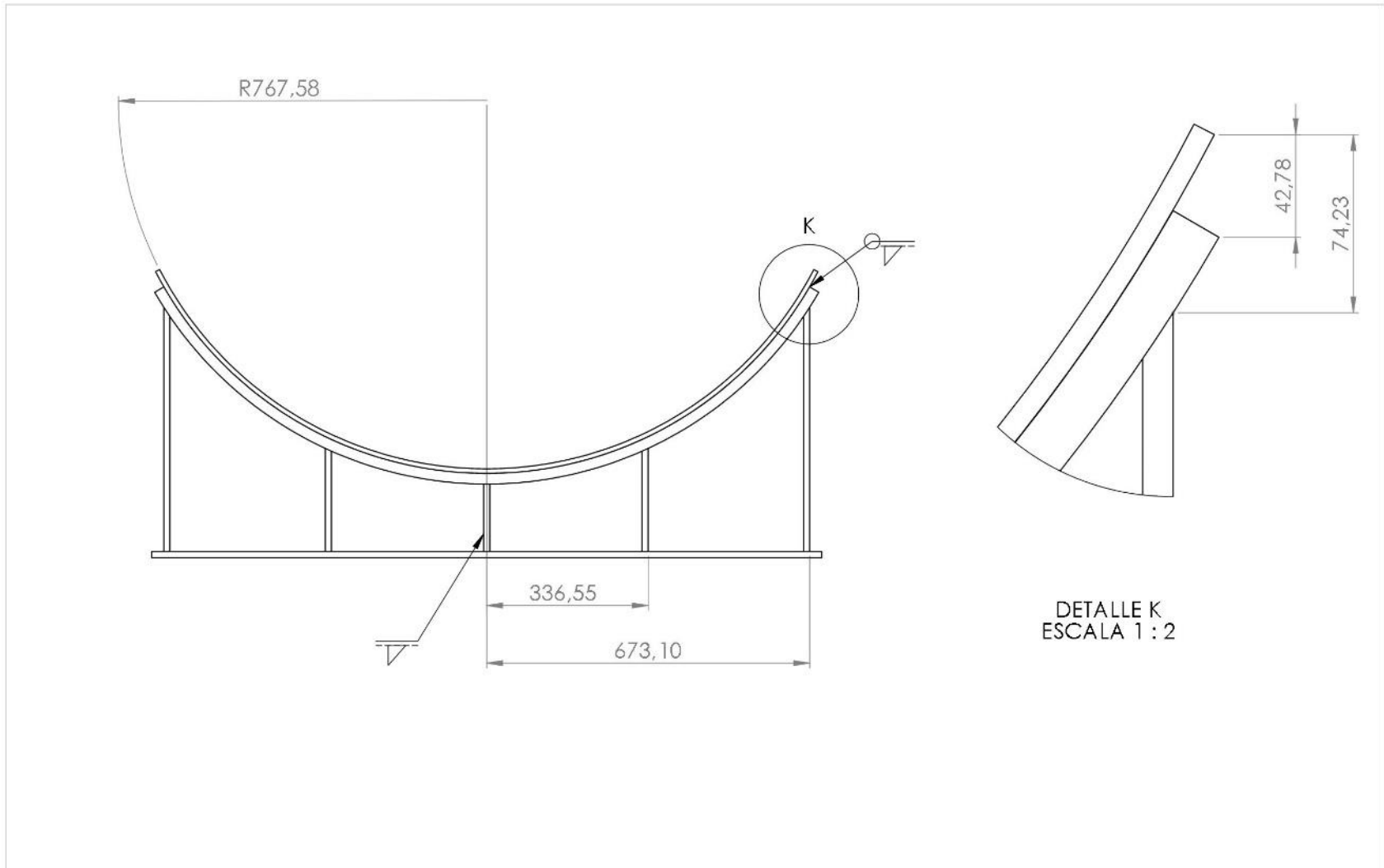
FORMATO A3
MEDIDAS EN: mm

PLANTA DE DEPURACION CMV
REVISADO POR:
MATERIAL: ASTM A139

PIEZA Nº
15-10-20
HOJA : 14
PL. Nº 01-03-03

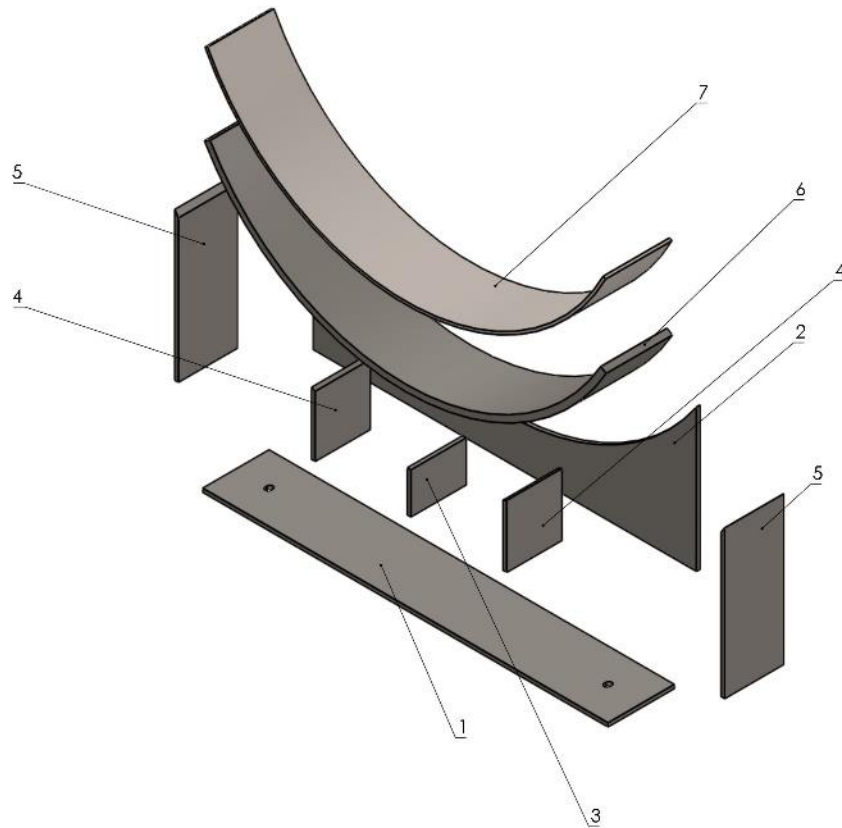


		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ESCALA 1:5	ISOMETRICO SILLETA		
	PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA N°	
FORMATO A3	REVISADO POR: 15-10-20	HOJA : 26	
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL:	PL. N° 01-04-00	



DETALLE K
ESCALA 1 : 2

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VISTA FRONTAL SILLETA	PIEZA N°	MATERIAL: ACERO A36
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 15-10-20	PLATA DE DEPURACION CMV	HOJA: 27



Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL	PLANO
1	BASE SILLETA	1	ACERO A36	01-04-04
2	ESPALDAR SILLETA	1	ACERO A36	01-04-05
3	SOPORTE CENTRAL	1	ACERO A36	01-04-06
4	SOPORTE MEDIO	2	ACERO A36	01-04-07
5	SOPORTE LATERAL	2	ACERO A36	01-04-08
6	ANCLA	1	ACERO A36	01-04-09
7	PLACA SOPORTE	1	ACERO S32750	01-04-10



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA 1:10

EXPLOSIONADO SILLETA

FORMATO
A3
MEDIDAS EN:
mm

PLANTA DE DEPURACION CMV

PIEZA Nº

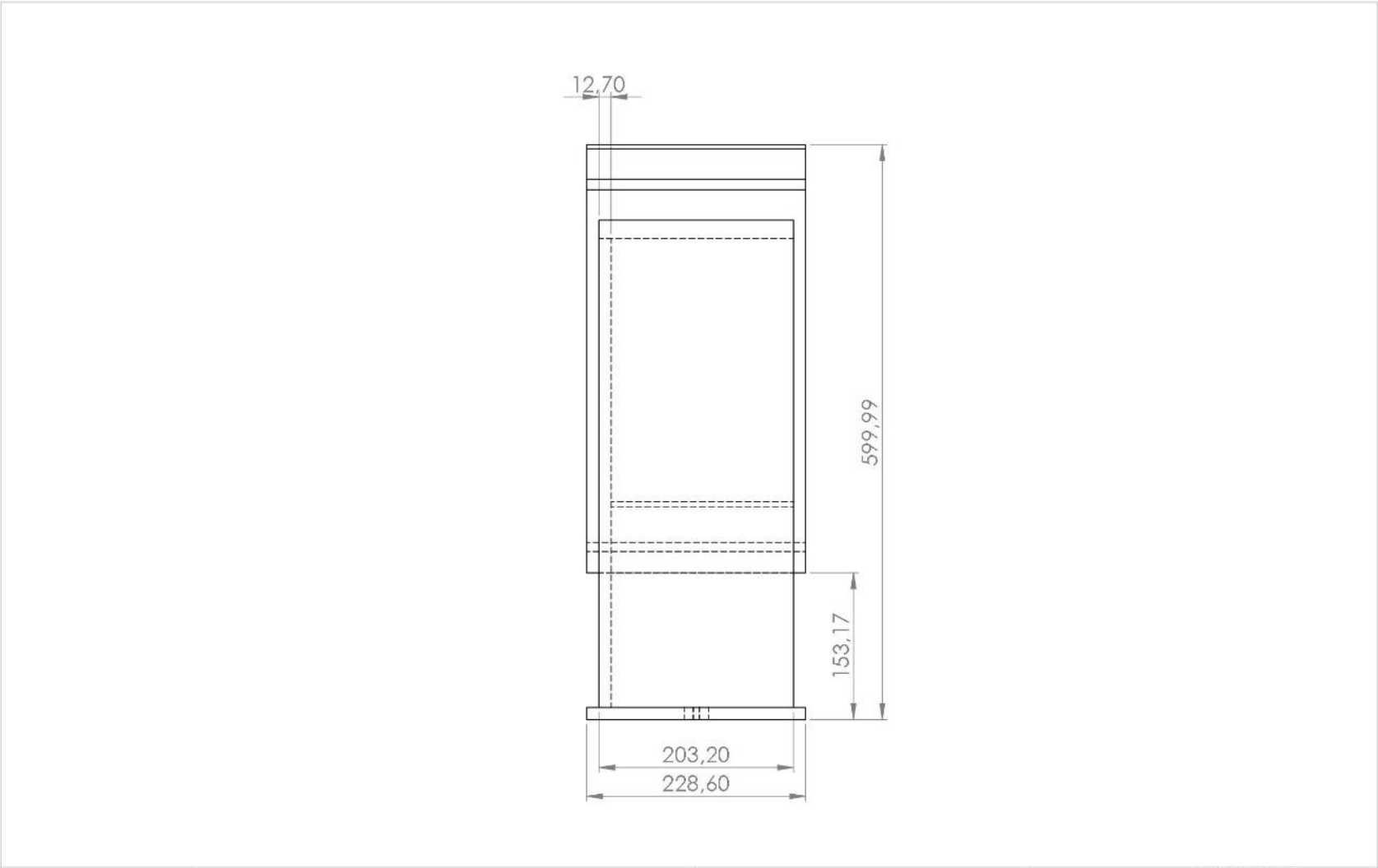
REVISADO POR:

15-10-20

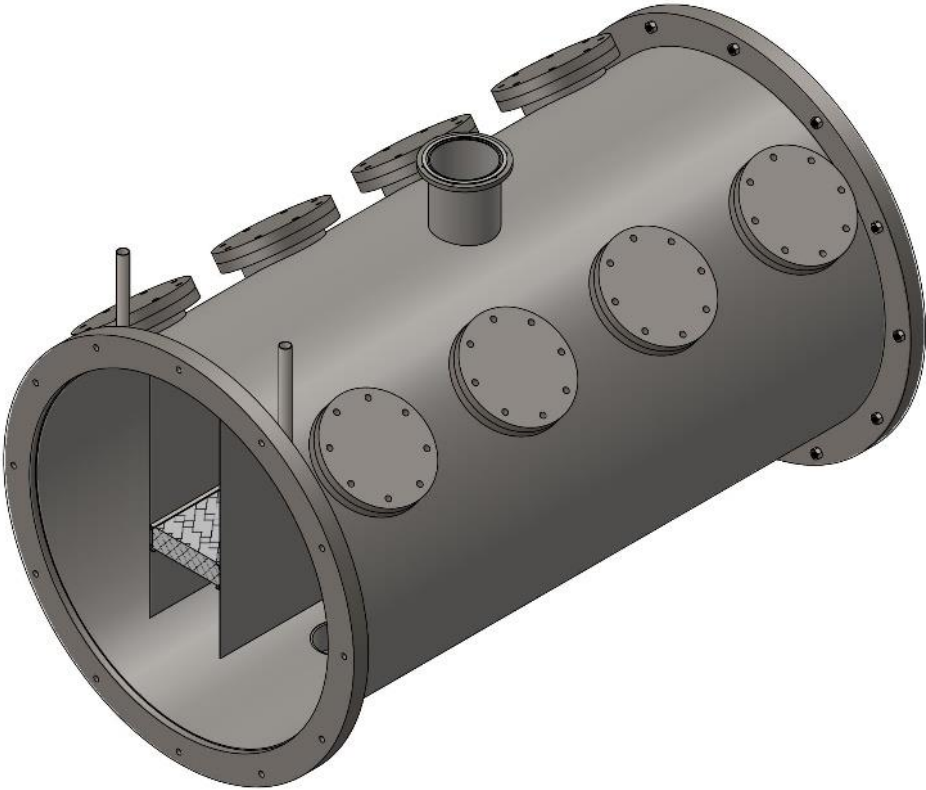
HOJA : 29



MATERIAL:

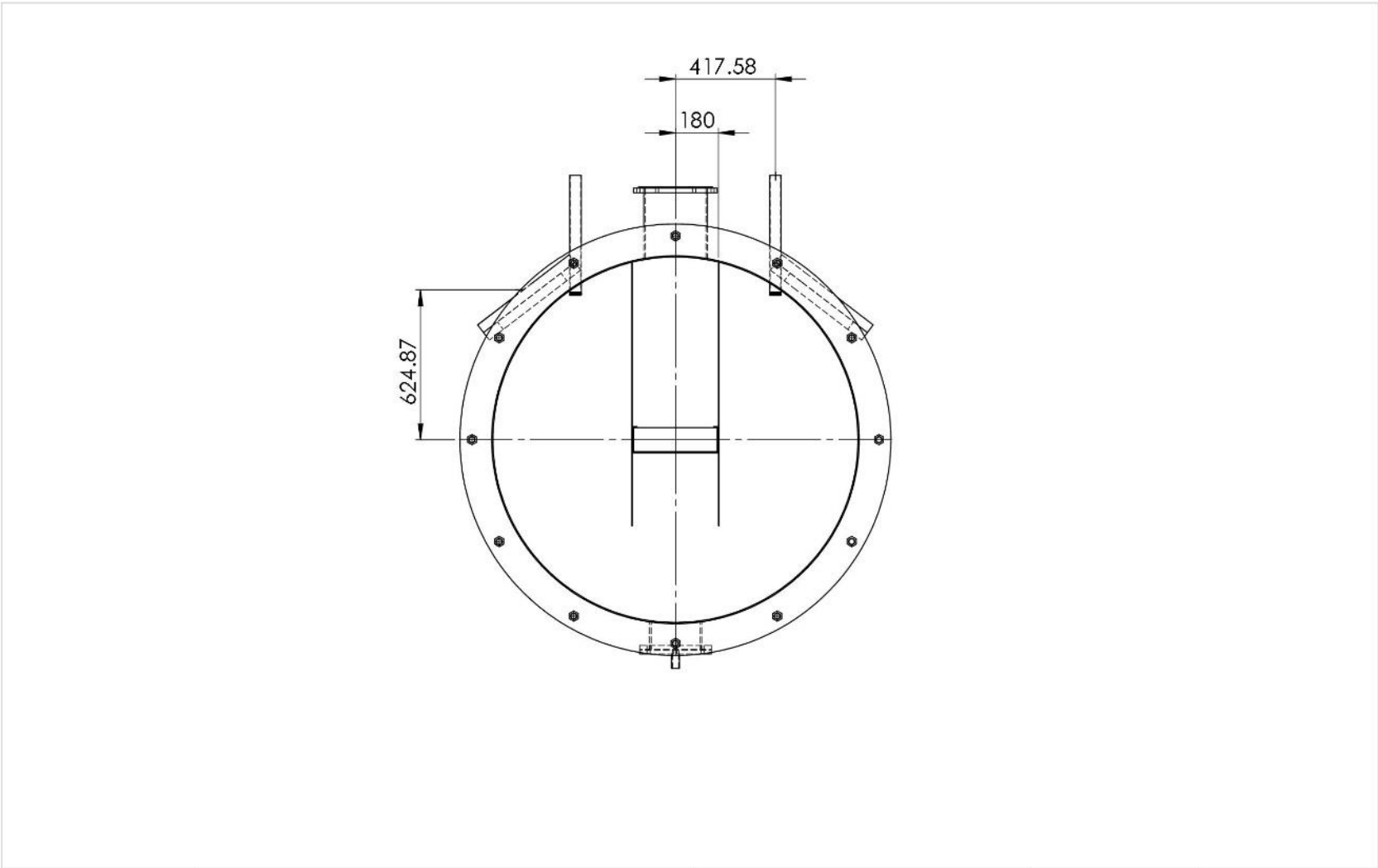
PL. Nº 01-04-03



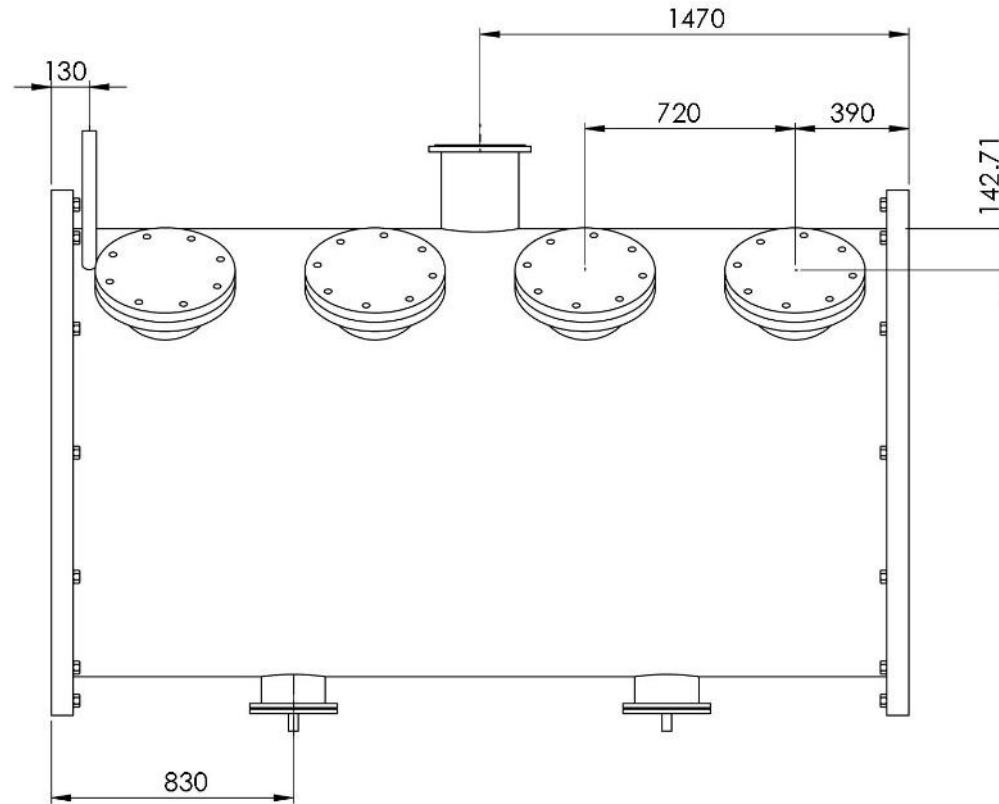
	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VISTA LATERAL SILLETA	PIEZA N°	MATERIAL: ACERO A36
	ESCALA 1:5	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 15-10-20	PLANTA DE DEPURACION CMV 	HOJA: 28



	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ESCALA 1:15	VISTA ISOMETRICA CONDENSADOR		
	PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA N° X	
FORMATO A3	REVISADO POR:	15-10-20	HOJA : 37
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL:-----		PL. N° 01-05-00



		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VISTA FRONTAL EVAPORADOR	PIEZA N° X	MATERIAL:-----
		ESCALA 1:20	MEDIDAS EN: mm	FECHA 15-10-20	PLANTA DE DEPURACION CMV 	HOJA: 38



Universidad Industrial de Santander



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

VISTA LATERAL EVAPORADOR

PIEZA N° X

MATERIAL:-----

ESCALA 1:20

MEDIDAS EN: mm

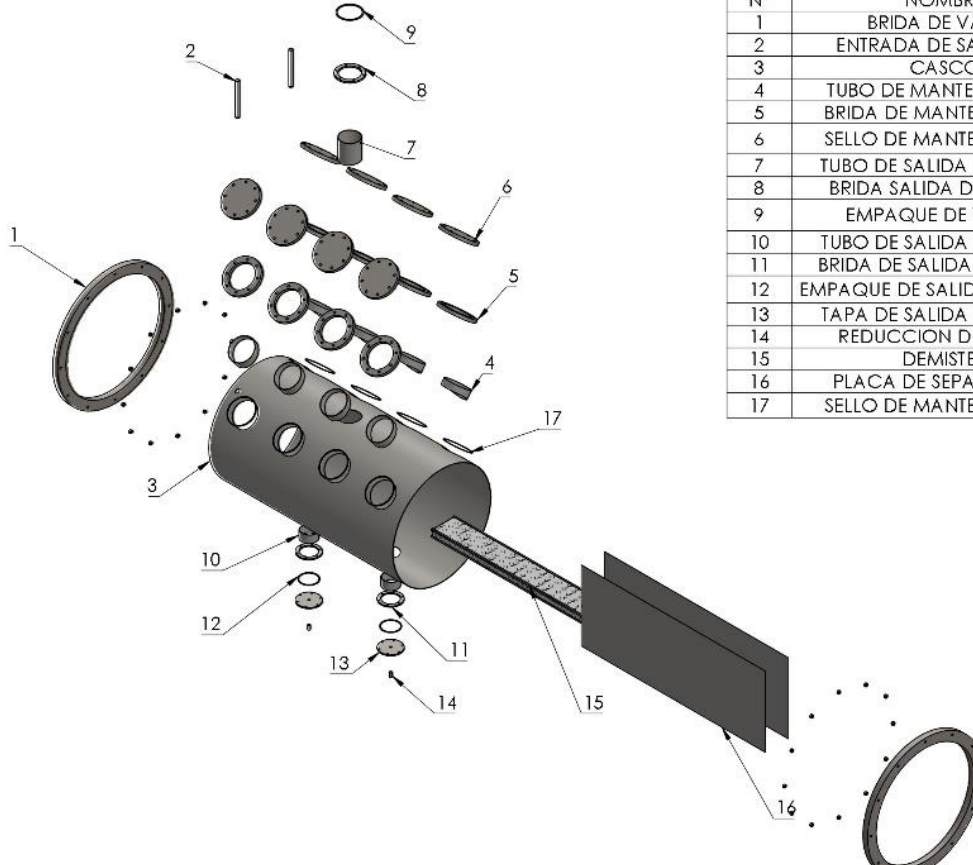
FECHA:15-10-20

PLANTA DE DEPURACION CMV





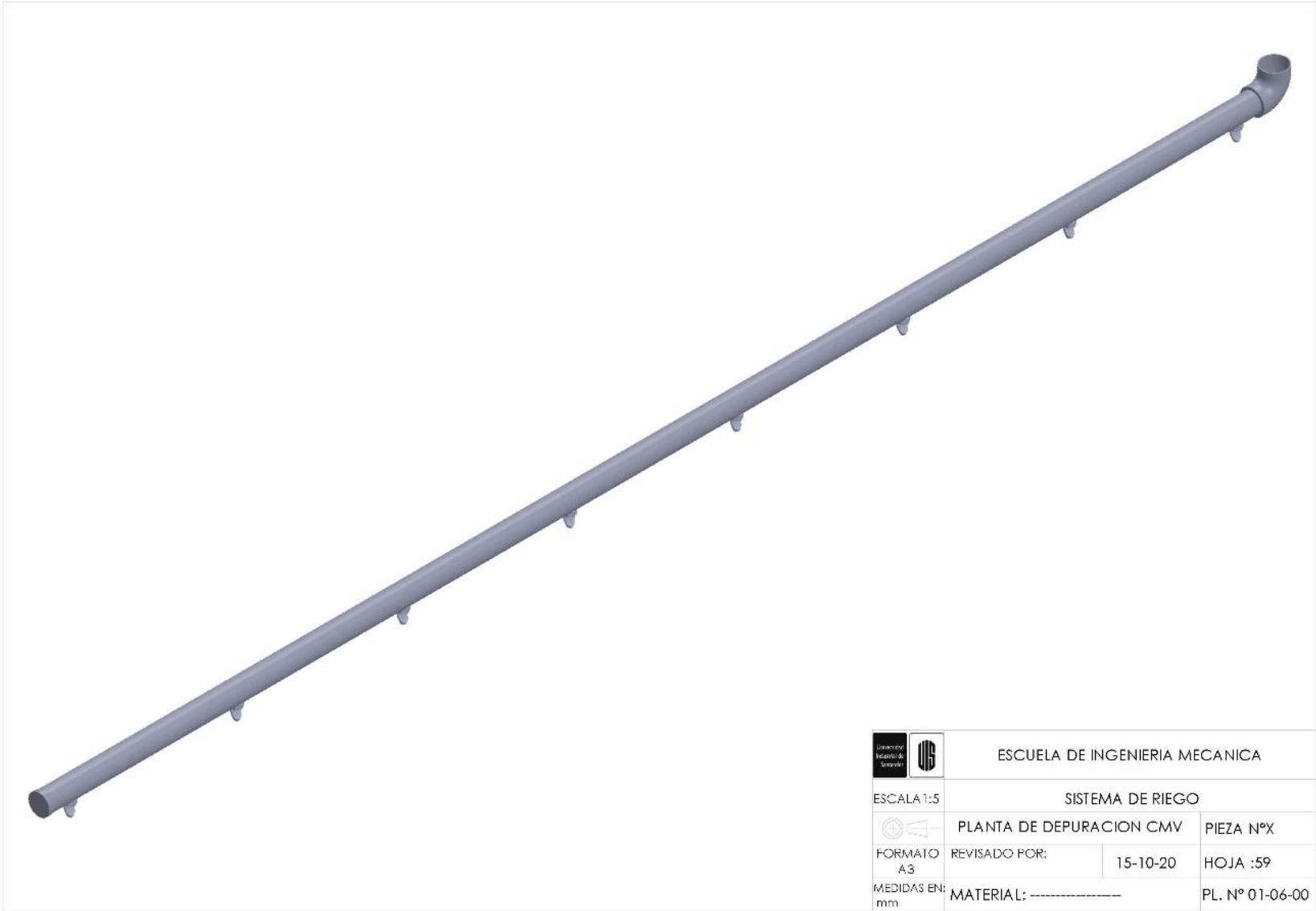
HOJA: 39

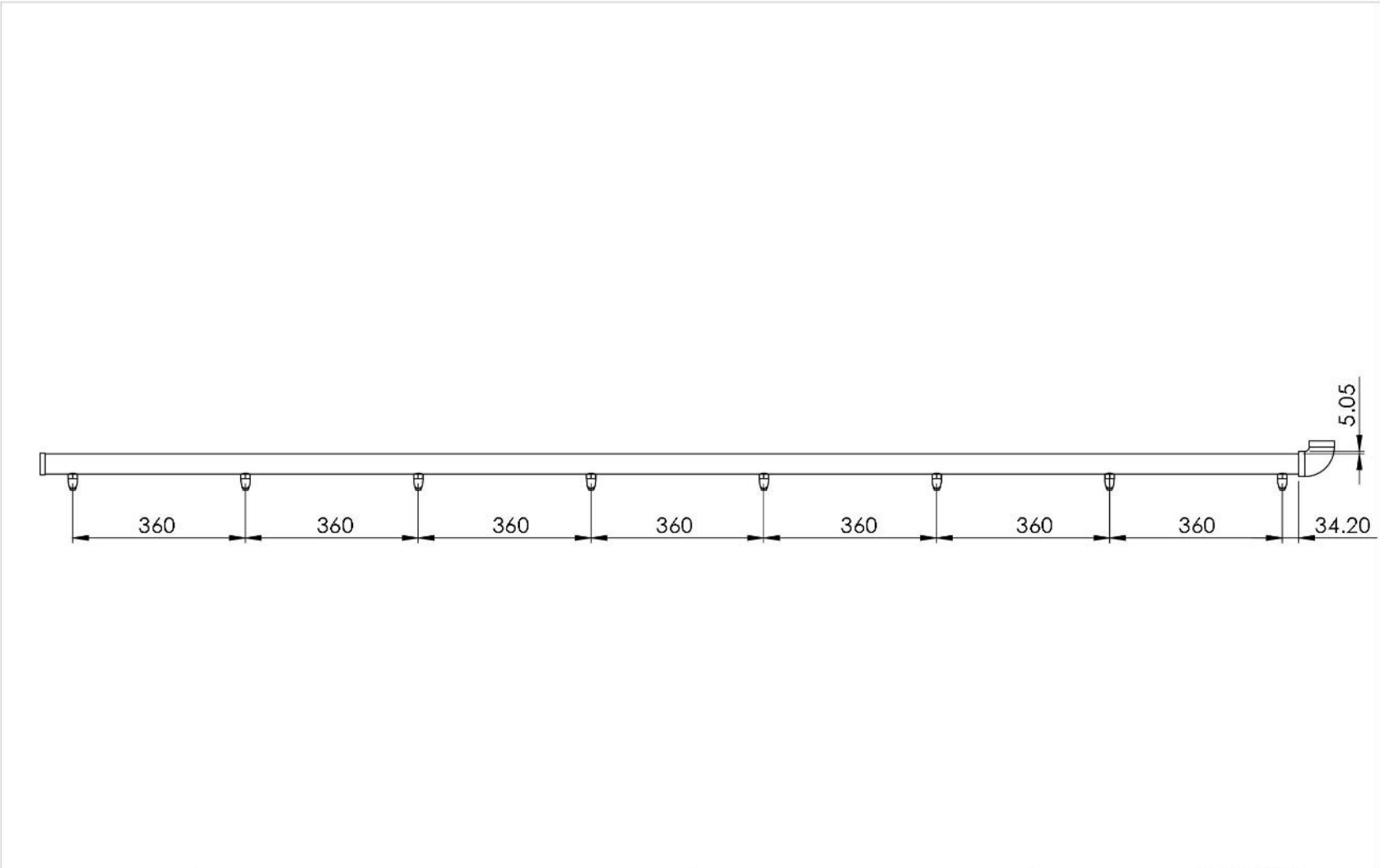
PL. 01-05-02



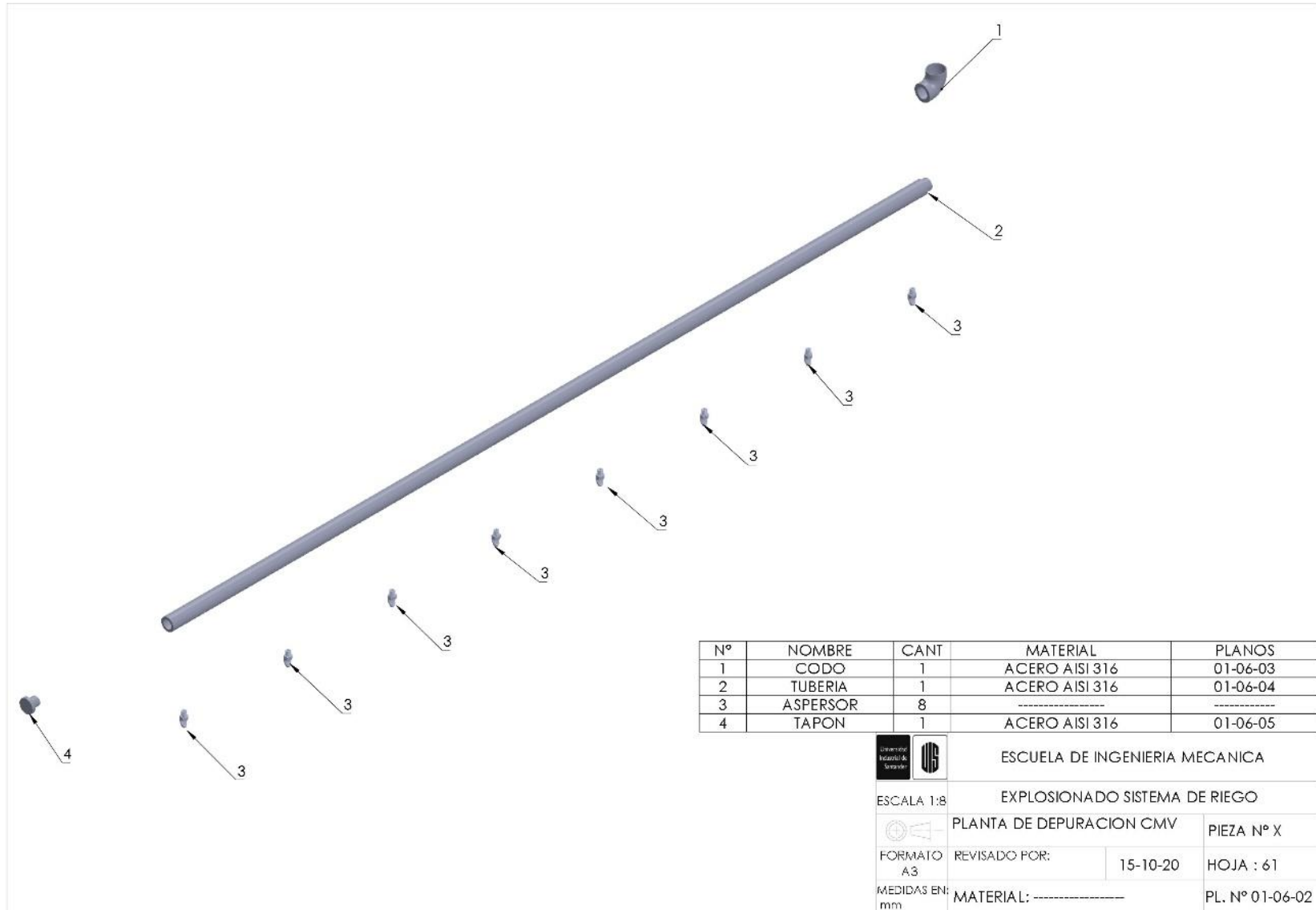
Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL	PLANO
1	BRIDA DE VAPOR	2	ACERO AISI 316	01-05-07
2	ENTRADA DE SALMUERA	2	ACERO AISI 316	01-05-08
3	CASCO	1	ACERO S32750	01-05-09
4	TUBO DE MANTENIMIENTO	8	ACERO AISI 316	01-05-10
5	BRIDA DE MANTENIMIENTO	8	ACERO AISI 316	01-05-11
6	SELLO DE MANTENIMIENTO	8	POLIMERO TRASLUCIDO	01-05-12
7	TUBO DE SALIDA DE VAPOR	1	ACERO AISI 316	01-05-13
8	BRIDA SALIDA DE VAPOR	1	ACERO AISI 316	01-05-14
9	EMPAQUE DE VAPOR	1	POLIMERO TRASLUCIDO	01-05-15
10	TUBO DE SALIDA DE LODOS	2	ACERO AISI 316	01-05-16
11	BRIDA DE SALIDA DE LODOS	2	ACERO AISI 316	01-05-17
12	EMPAQUE DE SALIDA DE LODOS	2	POLIMERO TRASLUCIDO	01-05-18
13	TAPA DE SALIDA DE LODOS	2	ACERO AISI 316	01-05-19
14	REDUCCION DE LODOS	2	ACERO AISI 316	01-05-20
15	DEMISTER	1	ACERO AISI 316	01-05-21
16	PLACA DE SEPARACION	2	ACERO AISI 316	01-05-22
17	SELLO DE MANTENIMIENTO	8	POLIMERO TRASLUCIDO	01-05-23

 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ESCALA 1:45 EXPLOSIONADO EVAPORADOR	
 PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA Nº X
FORMATO A3	REVISADO POR: 15-10-20
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL:----- PL. Nº 01-05-06




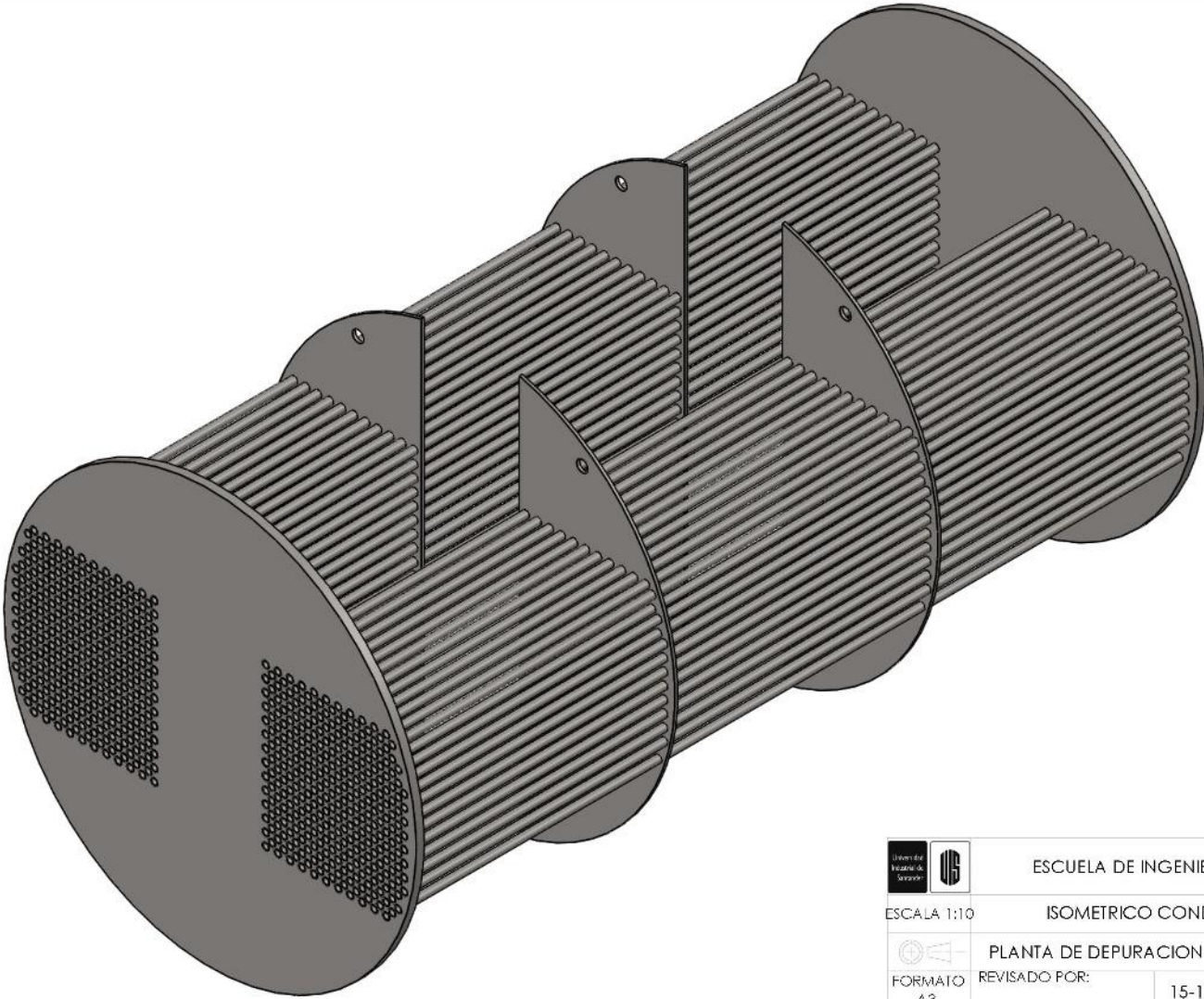




	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			VISTA LATERAL SISTEMA DE RIEGO	PIEZA N°X	MATERIAL:
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 15-10-20	PLANTA DE DEPURACION DE CMV		HOJA: 60

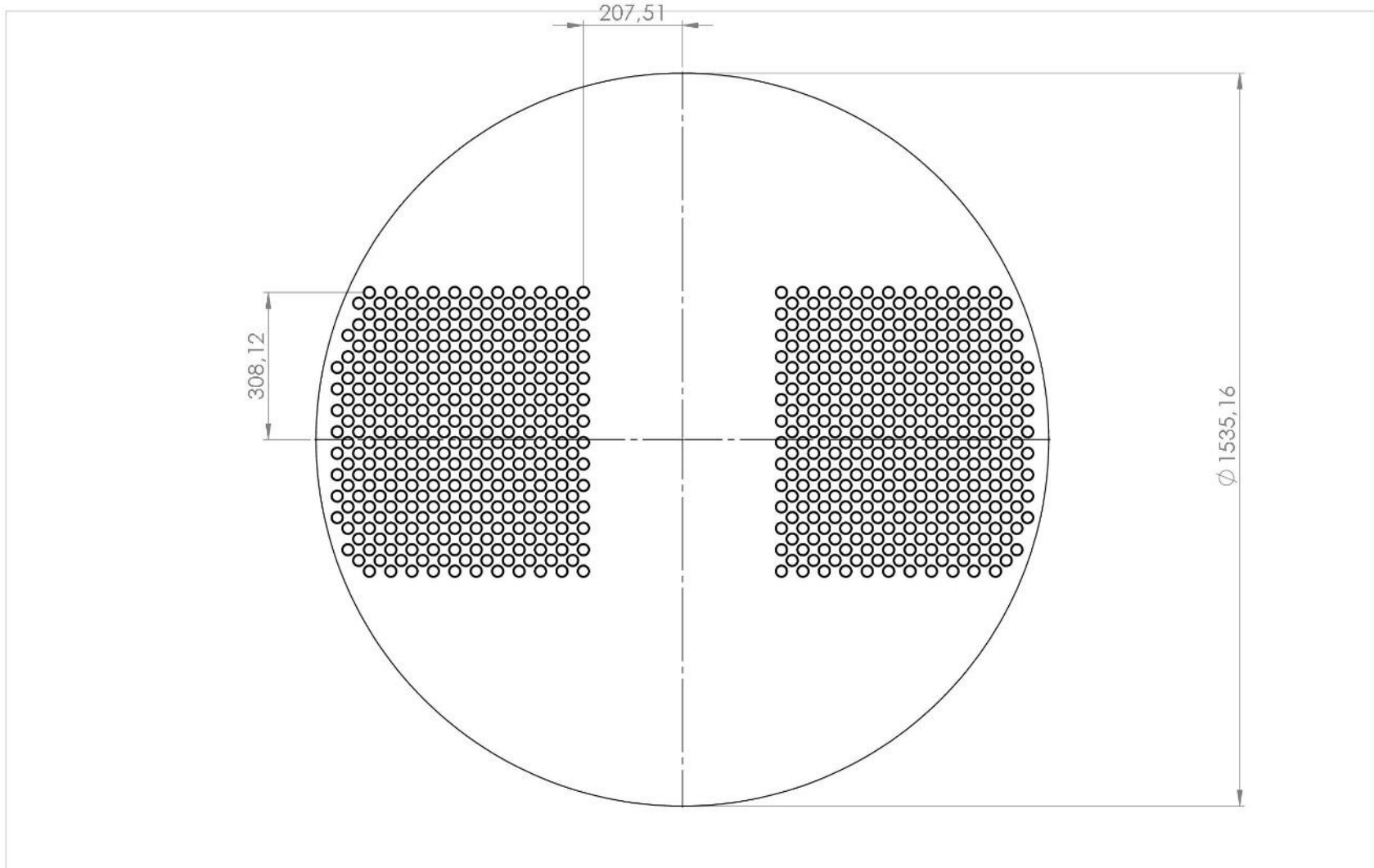


Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL	PLANOS
1	CODO	1	ACERO AISI 316	01-06-03
2	TUBERIA	1	ACERO AISI 316	01-06-04
3	ASPERSOR	8	-----	-----
4	TAPON	1	ACERO AISI 316	01-06-05

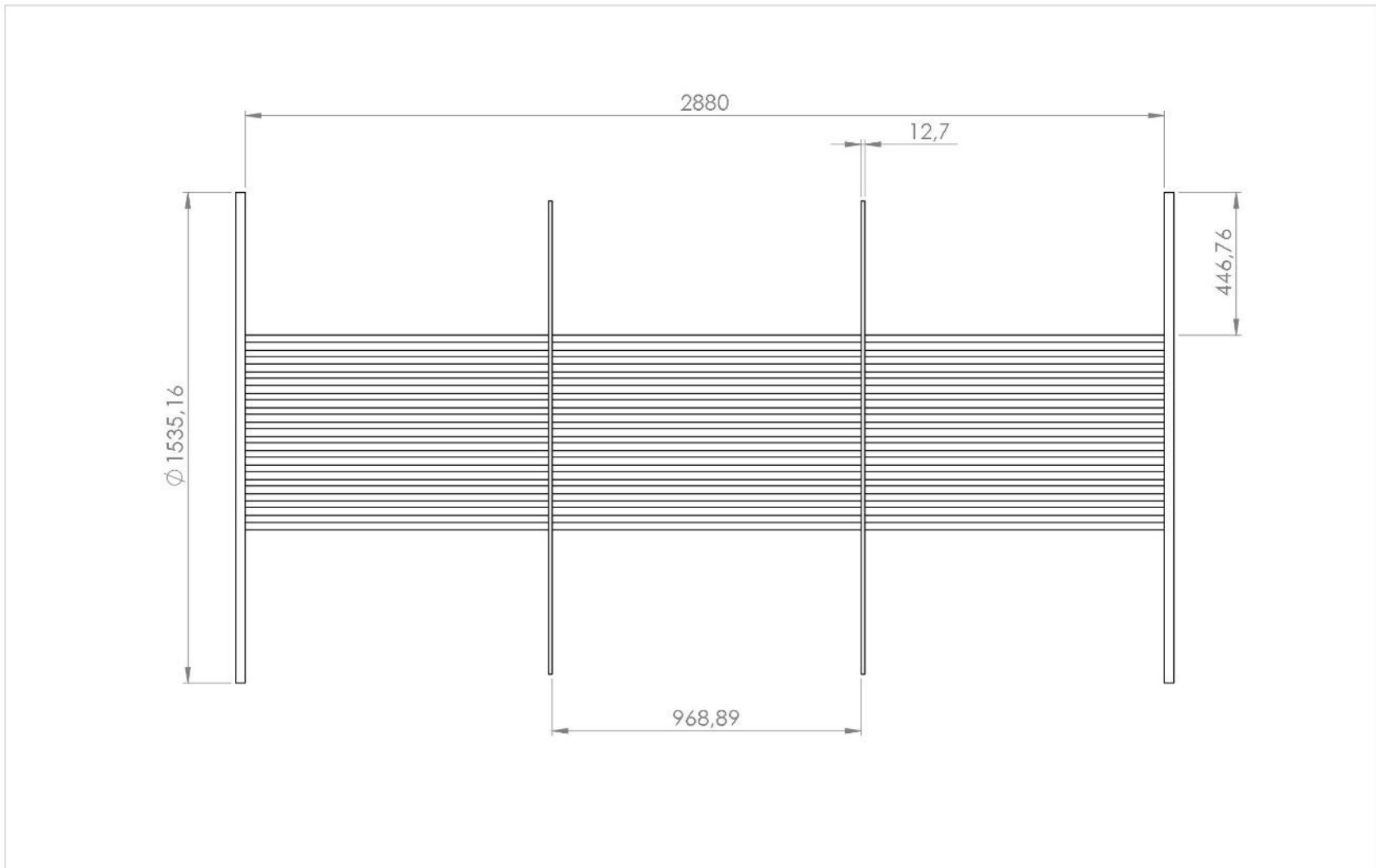
 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ESCALA 1:8 EXPLOSIONADO SISTEMA DE RIEGO	
PLANTA DE DEPURACION CMV	
PIEZA Nº X	REVISADO POR: 15-10-20
HOJA : 61	MATERIAL: -----
PL. Nº 01-06-02	MEDIDAS EN: mm



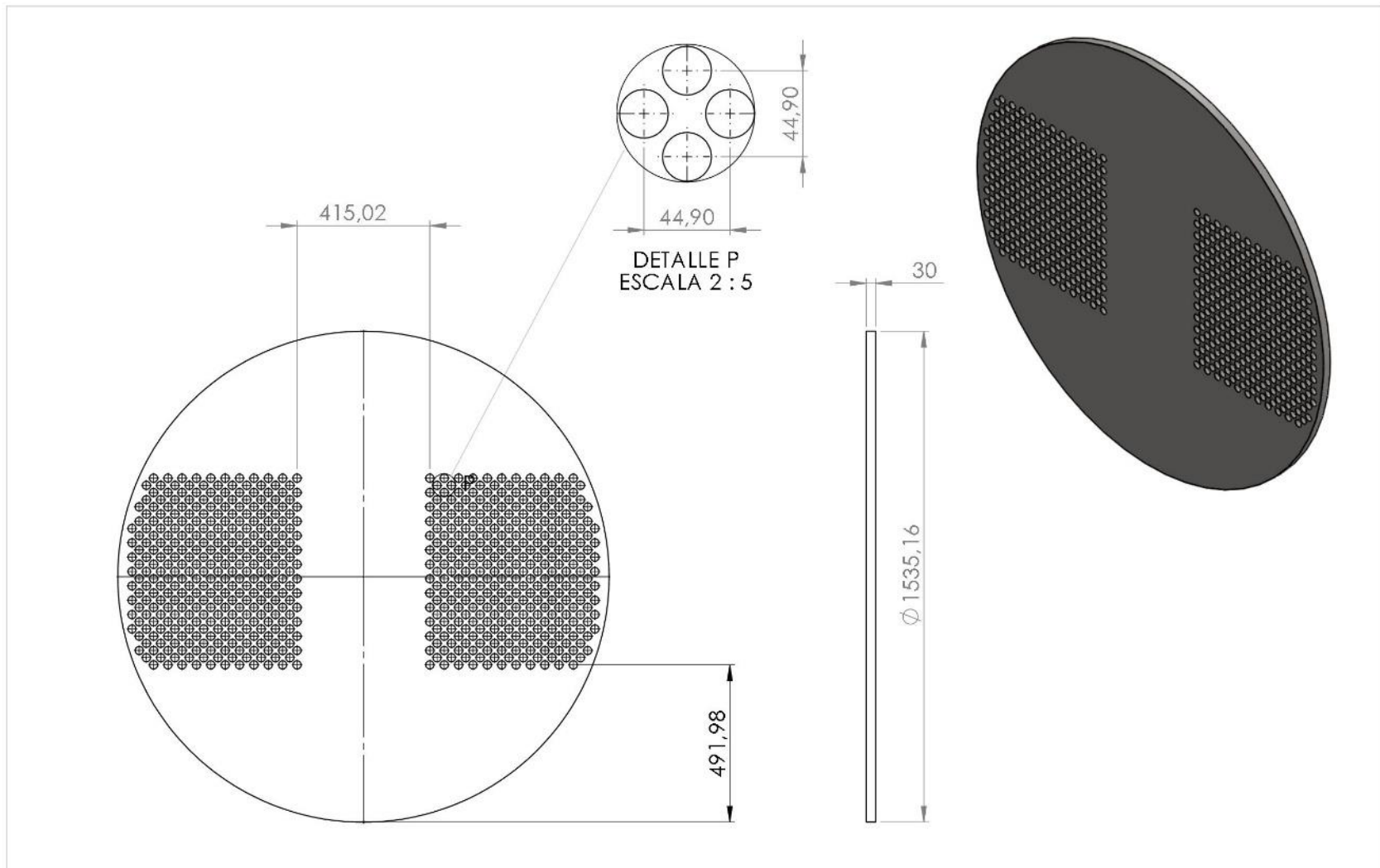
	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ESCALA 1:10	ISOMETRICO CONDENSADOR		
	PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA N°	
FORMATO A3	REVISADO POR:	15-10-20	HOJA : 65
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: S32750		PL. N° 01-07-00



 	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VISTA FRONTAL CONDENSADOR	PIEZA N°	MATERIAL: ACERO S32750
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 15-10-20	PLATA DE DEPURACION CMV	HOJA: 66



 	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VISTA LATERAL CONDENSADOR		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO S32750
	ESCALA 1:15	MEDIDAS EN: mm	FECHA:15-10-20	PLATA DE DEPURACION CMV	 	HOJA: 67



Universidad Industrial de Santander



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

PLACA PORTATUBOS

PIEZA Nº1

MATERIAL:
ACERO S32750

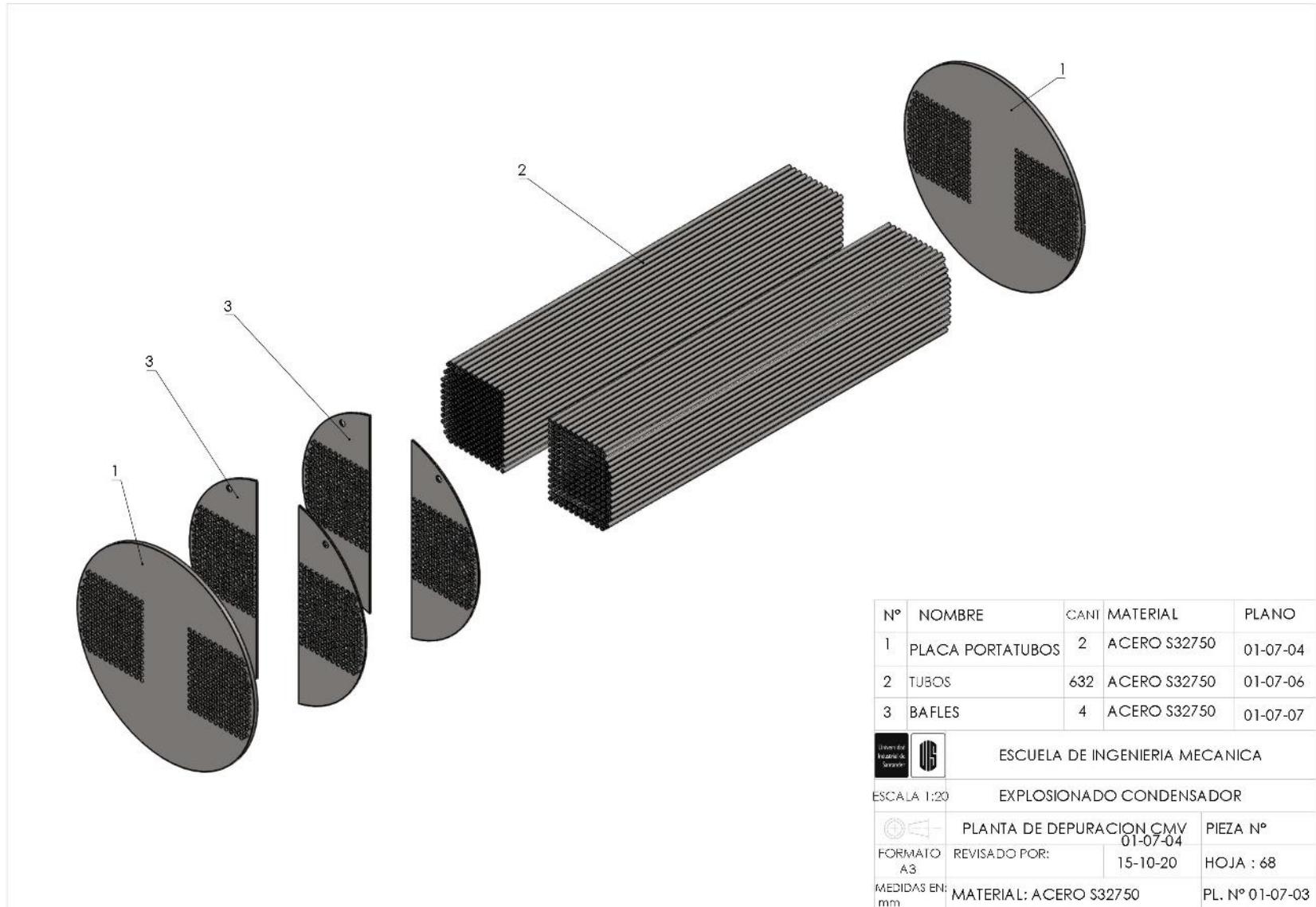
ESCALA 1:15 MEDIDAS EN: mm FECHA:15-10-20

PLATA DE
DEPURACION CMV





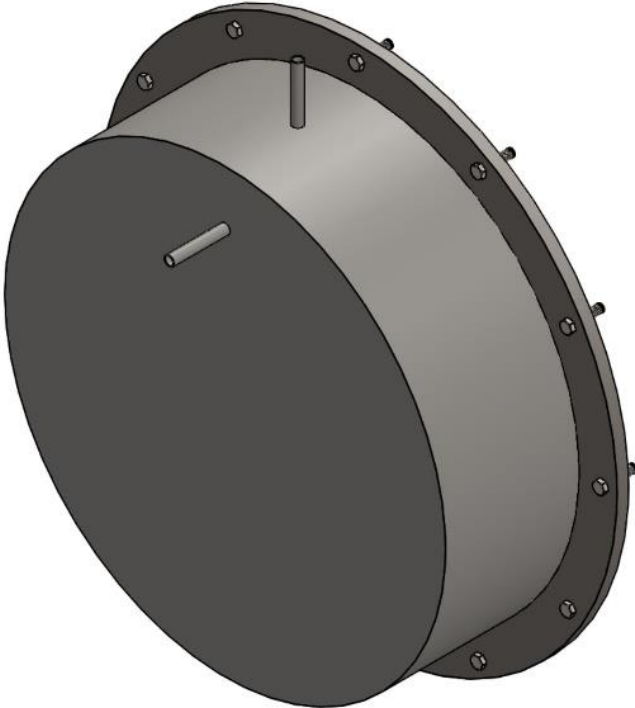
HOJA: 69




PL.01-07-04

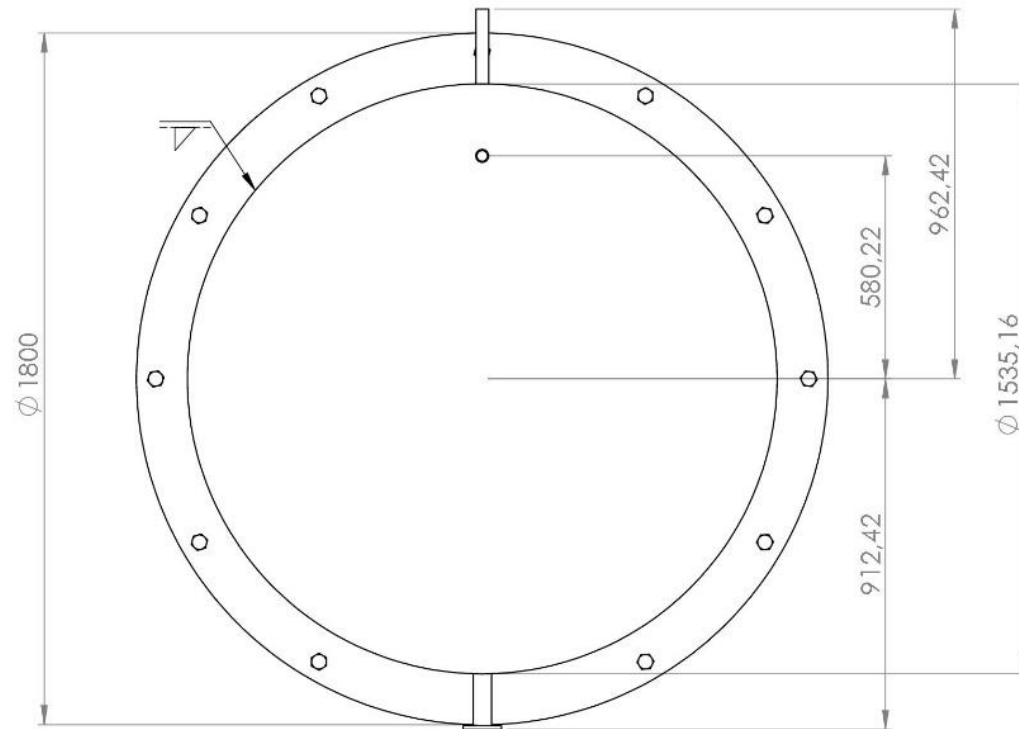


Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL	PLANO
1	PLACA PORTATUBOS	2	ACERO S32750	01-07-04
2	TUBOS	632	ACERO S32750	01-07-06
3	BAFLES	4	ACERO S32750	01-07-07

 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ESCALA 1:20 EXPLOSIONADO CONDENSADOR		
 PLANTA DE DEPURACION CMV 01-07-04	PIEZA Nº	
FORMATO A3	REVISADO POR: 15-10-20	HOJA : 68
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: ACERO S32750	PL. Nº 01-07-03



		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ESCALA 1:10	ISOMETRICO TAPA POSTERIOR		
	PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA N°	
FORMATO A3	REVISADO POR:	15-10-20	HOJA : 73
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL:	PL. N° 01-08-00	



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

VISTA FRONTAL
TAPA POSTERIOR

PIEZA N°

MATERIAL:
ACERO AISI 316

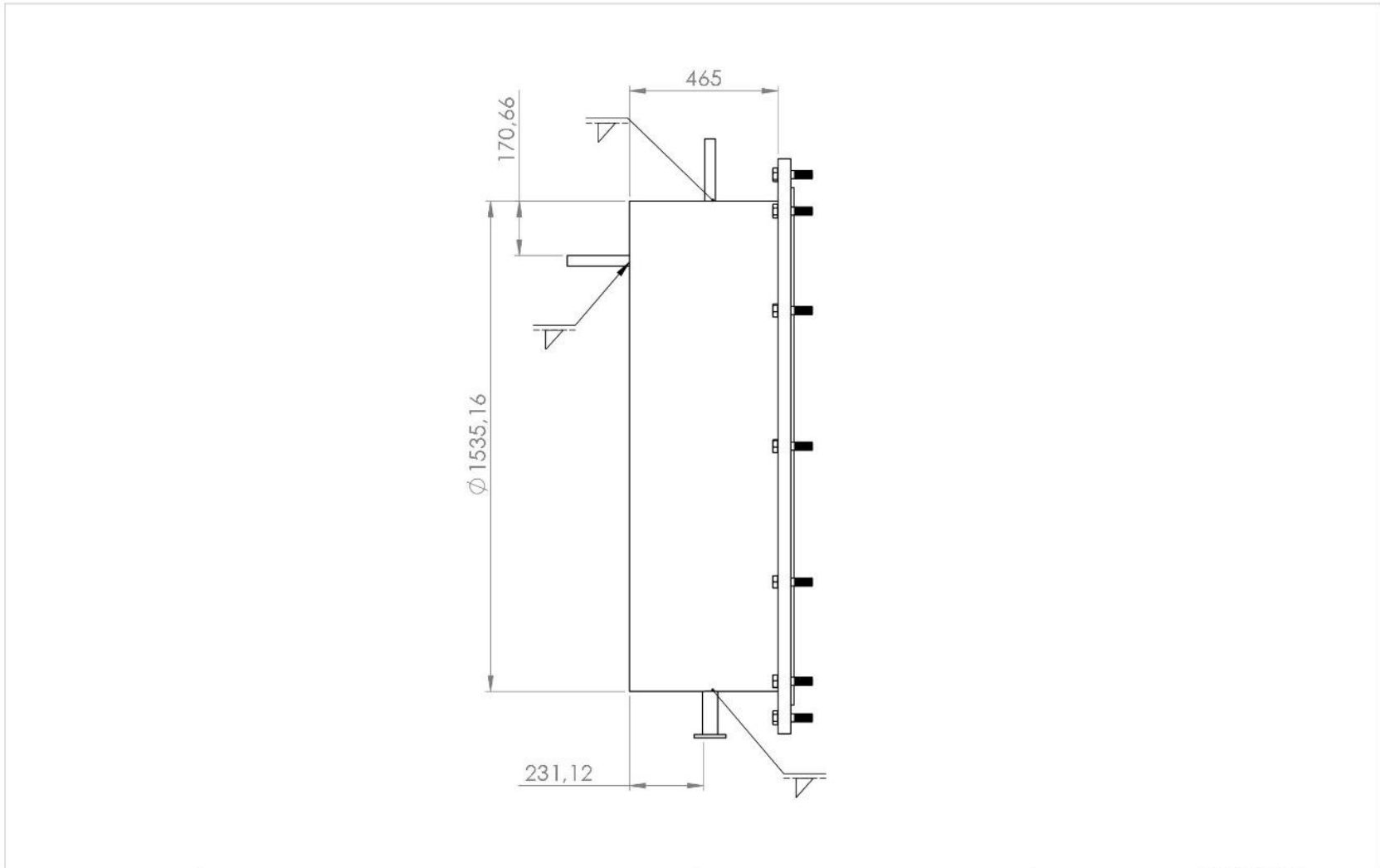
ESCALA 1:15 MEDIDAS EN: mm FECHA: 15-10-20

PLANTA DE
DEPURACION CMV

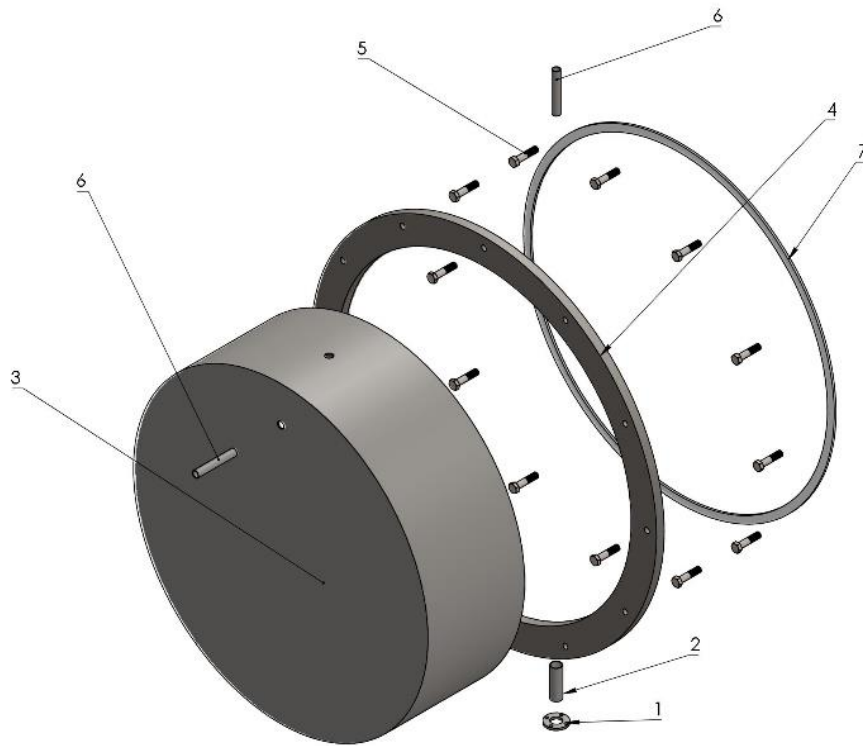


HOJA: 74

PL.01-08-01

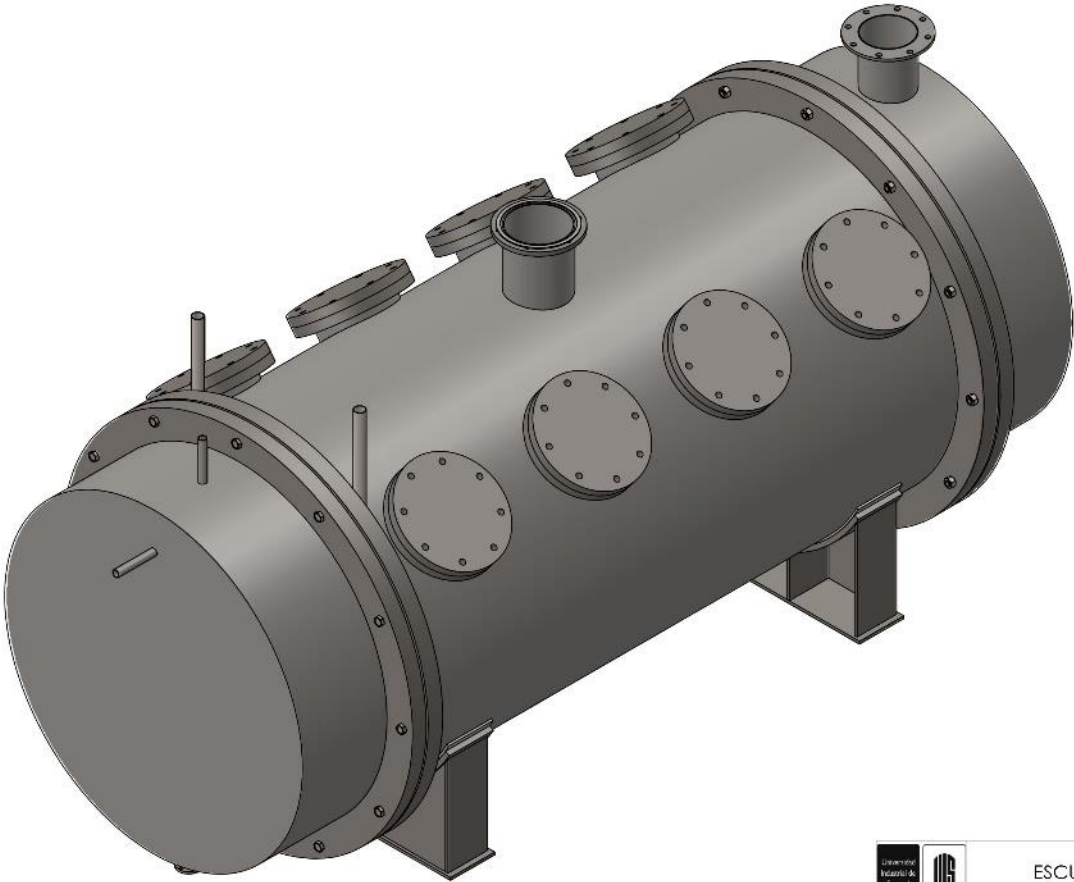




 	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VISTA LATERAL TAPA POSTERIOR		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO AISI 316
	ESCALA 1:15	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 15-10-20	PLANTA DE DEPURACION CMV	 	HOJA: 75



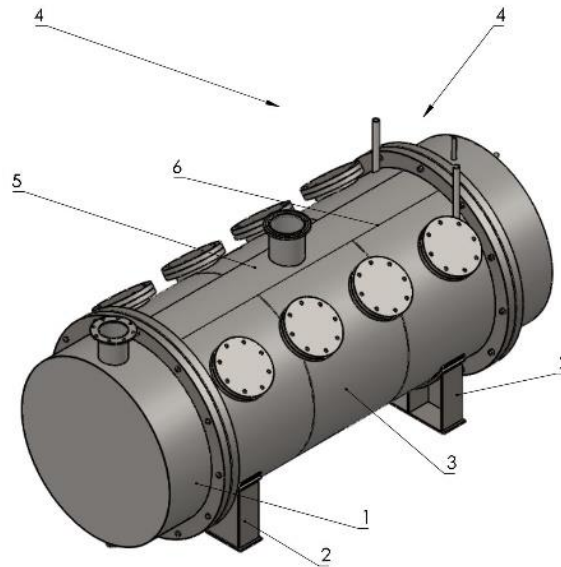
Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL	PLANO
1	BRIDA CONDENSADOS	1	ACERO AISI 316	01-08-04
2	TUBO SALIDA CONDENSADOS	1	ACERO AISI 316	01-08-05
3	TAPA POSTERIOR	1	ACERO AISI 316	01-08-06
4	BRIDA TAPA POSTERIOR	1	ACERO AISI 316	01-08-11
5	TORNILLO	12	ASTM A 139	01-08-12
6	TUBO SALIDA NO CONDESADOS	2	ACERO AISI 316	01-08-13
7	EMPAQUE	1	POLIMERO TRASLUCIDO	01-08-14

		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ESCALA 1:1.5		EXPLOSIONADO TAPA POSTERIOR 01-08-12	
		PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA Nº
FORMATO A3	REVISADO POR:	15-10-20	HOJA : 76
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL:		PL. Nº 01-08-03






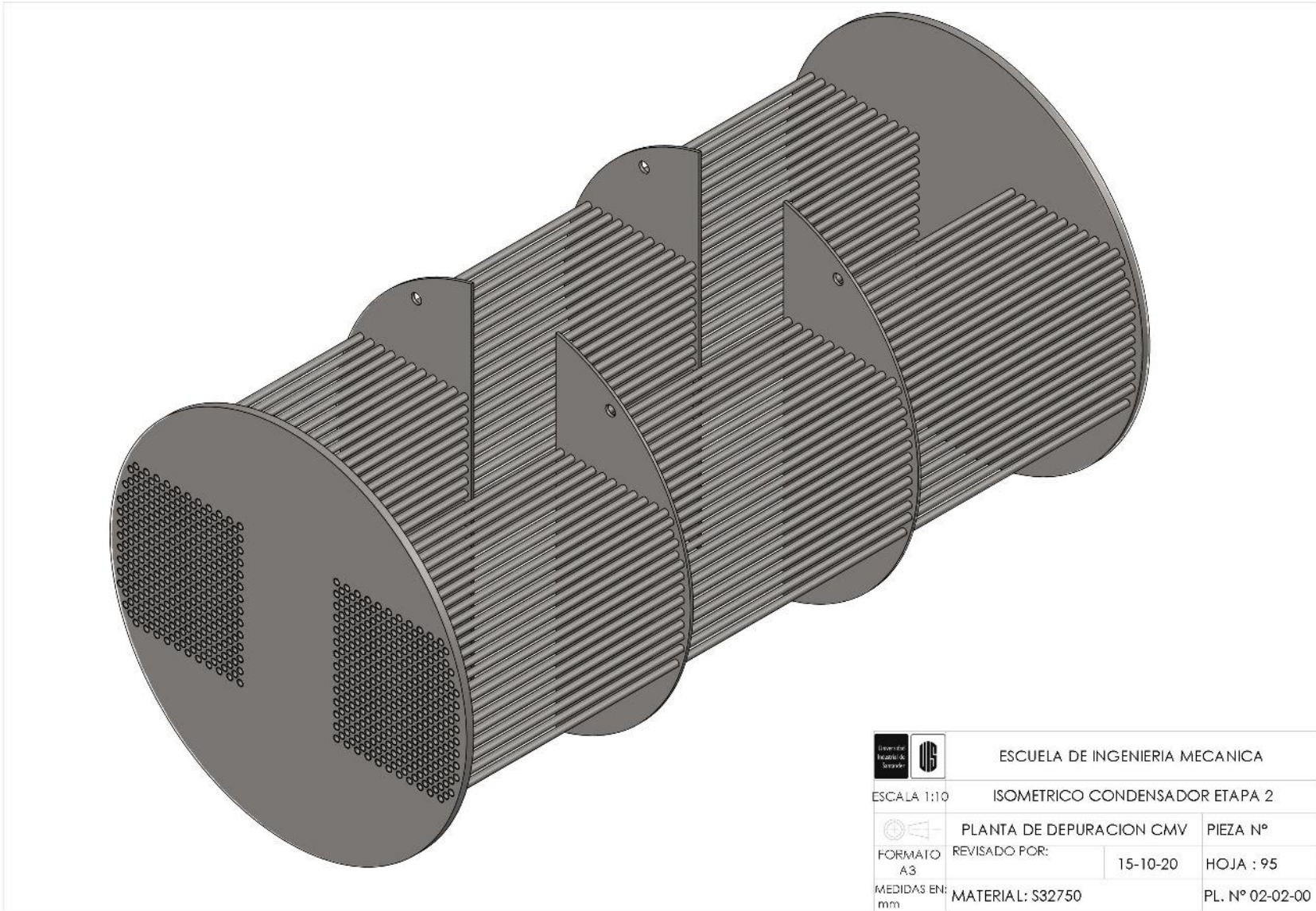
	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ESCALA 1:1.5	ISOMETRICA SEGUNDA ETAPA		
	PLANTA DE DEPURACION CMV	PIEZA N° X	
FORMATO A3	REVISADO POR:	15-10-20	HOJA : 88
MEDIDAS EN mm	MATERIAL: -----	PL. N° 02-01-00	

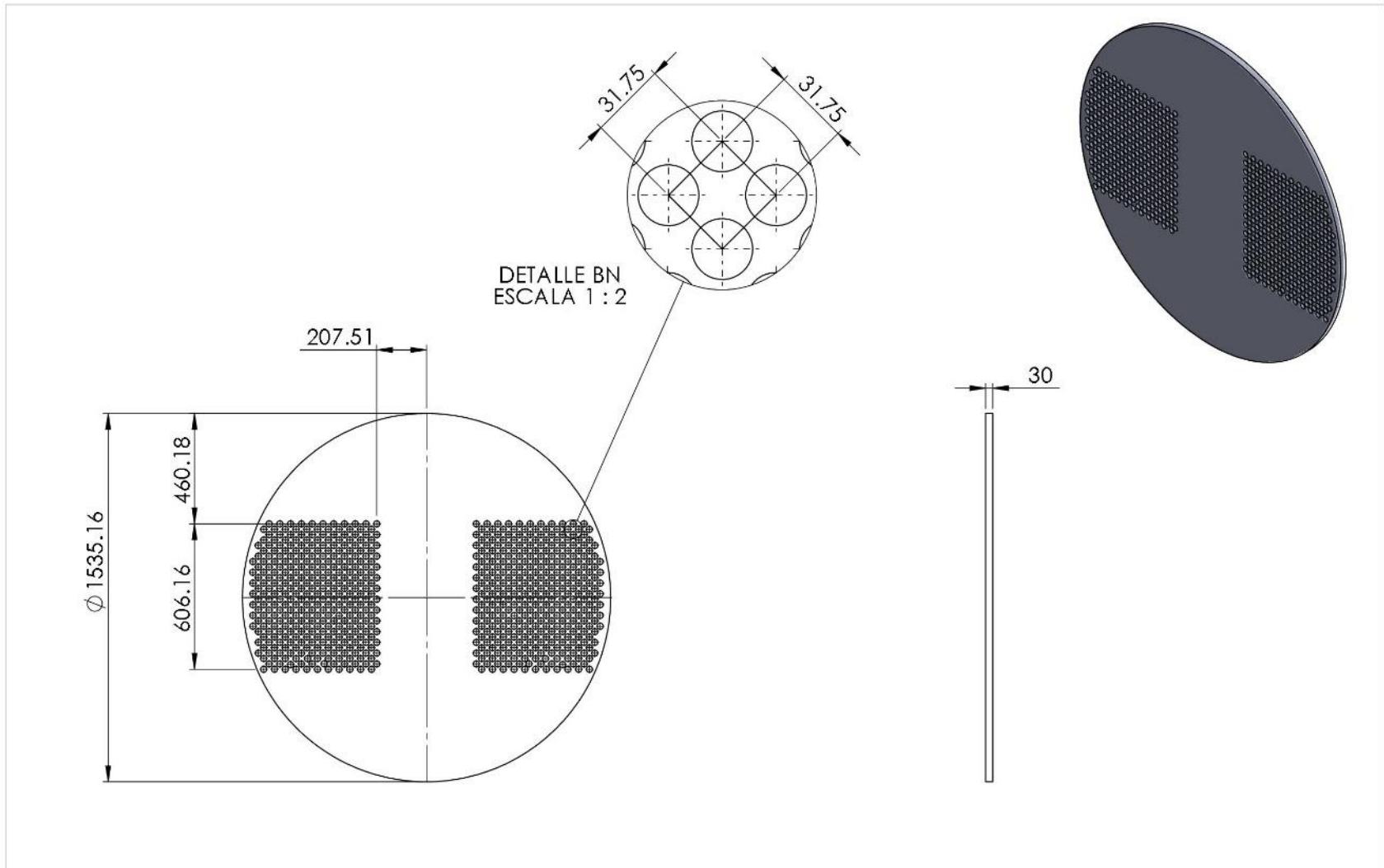
EL UNICO SUBSISTEMA QUE CAMBIA EN LA SEGUNDA ETAPA ES EL CONDENSADOR



Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL	PLANO
1	TAPA FRONTAL	1	ACERO AISI 316	01-03-00
2	SILLETAS	2	ACERO A36	01-04-00
3	EVAPORADOR	1	ACERO AISI 316 ACERO S32750	01-05-00
4	SISTEMA DE RIEGO	2	ACERO S32750	01-06-00
5	CONDENSADOR	1	ACERO S32750	01-07-00
6	TAPA POSTERIOR	1	ACERO AISI 316	01-08-00

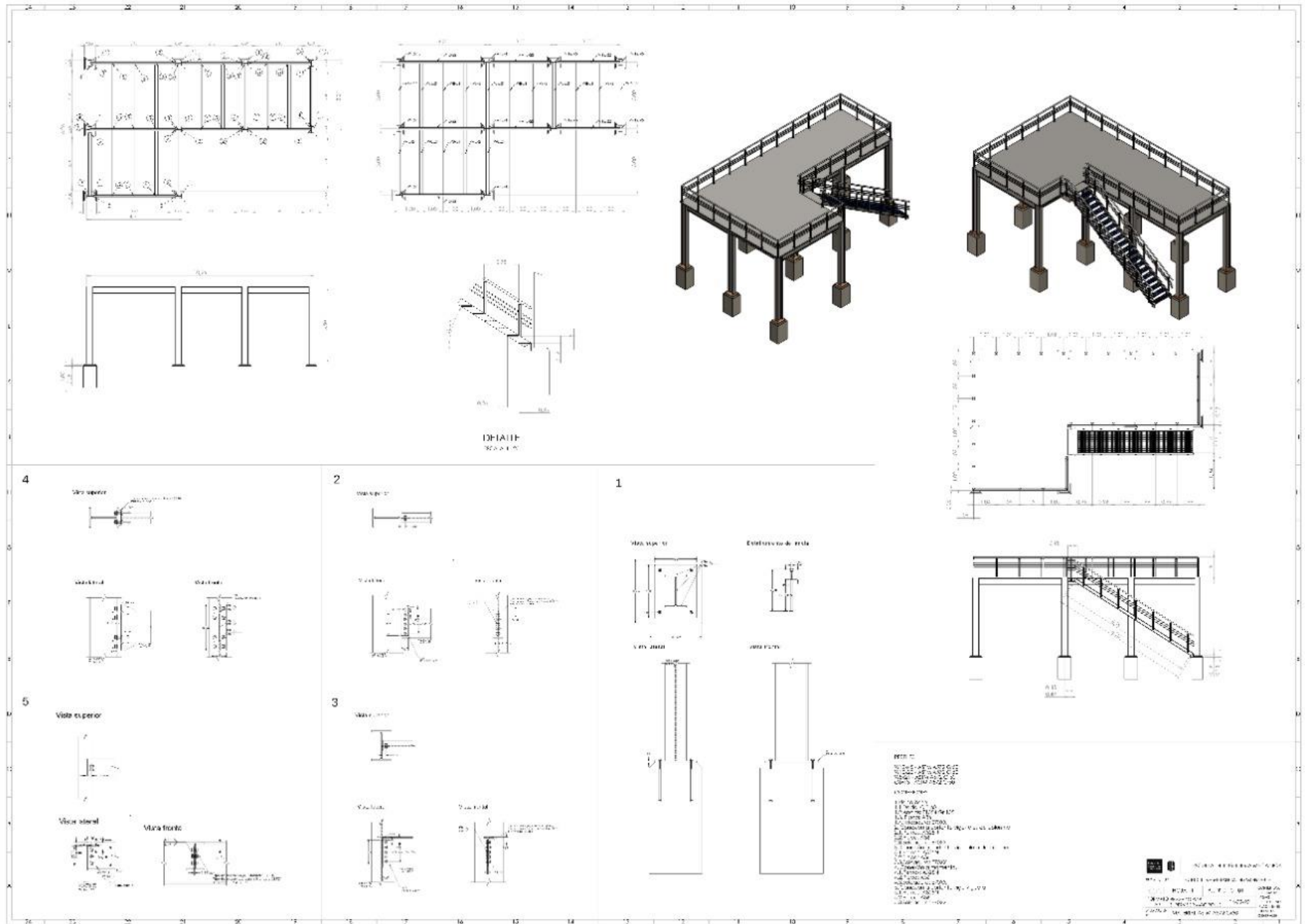
 		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA 01-07-00	
ESCALA 1:30	EXPLOSIONADO PRIMERA ETAPA PLATA CMV		
 PLANTA DE DEPURACION CMV	REVISADO POR:		PIEZA Nº
FORMATO A3	15-10-20		HOJA : 94
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: -----		PL. Nº 02-01-06





	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			PLACA PORTATUBOS	PIEZA N°1	MATERIAL: ACERO S32750
	ESCALA 1:20	MEDIDAS EN: mm	FECHA:15-10-20	PLANTA DE DEPURACION CMV		HOJA: 99

Apendice E Planos Estructura Metalica



Anexo F. Diseño CAD

