

Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado
CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

ALUMNO

Sergio García Palmeiro

TUTOR

Alberto Arce Ceinos

FECHA

JUNIO 2018

Título y Resumen

Diseño ingenieril y mecánico de intercambiadores de calor en planta de producción de potencia ORC

En este proyecto se realiza el diseño ingenieril y mecánico de tres intercambiadores de calor: regenerador, evaporador y condensador con los que se pretende operar con un caudal másico de isobutano vapor de 14.07 kg/s en una planta de producción de potencia ORC de 1 MWe.

El regenerador es un intercambiador de carcasa y tubos con dos pasos por carcasa y cuatro por tubo. Su finalidad es aprovechar el calor del isobutano vapor ya turbinado para precalentar el isobutano líquido previa entrada en el evaporador. Por los tubos circula el isobutano líquido y por la carcasa el isobutano vapor.

El condensador es un intercambiador de carcasa y tubos, estando parte de éstos aleteados. Por los tubos circulan 163 kg/s de agua fría y por la carcasa 14.07 kg/s de isobutano vapor. Su finalidad es enfriar, condensar y subenfriar el isobutano vapor previa entrada a la bomba.

El evaporador es un intercambiador de carcasa y tubos de un paso por tubo y por carcasa. Su finalidad es precalentar, evaporar y sobrecalentar el isobutano previa entrada en la turbina. Por el interior de los tubos circula isobutano y por la carcasa DowthermA.

Deseño enxeñeril e mecánico de intercambiadores de calor en planta de produción de potencia ORC.

Neste proxecto realizase o deseño enxeñeril e mecánico de tres intercambiadores de calor: rexenerador, evaporador e condensador cos que se pretende operar cun caudal másico de isobutano vapor de 14.07 kg/s nunha planta de produción de potencia ORC de 1 MWe.

O rexenerador é un intercambiador de carcasa e tubos de dous pasos por carcasa e catro por tubo. A súa finalidade é aproveitar a calor do isobutano vapor xa turbinado para precalentar o isobutano líquido antes da súa entrada no evaporador. Polos tubos circula isobutano líquido e pola carcasa isobutano vapor

O condensador é un intecambiador de calor de carcasa e tubos, estando parte destes últimos aleteados. Polos tubos circulan 163 kg/s de auga fría e pola carcasa 14.07 kg/s de isobutano vapor. A súa finalidade é enfriar, condensar e subenfriar o isobutano vapor previa entrada na bomba.

O evaporador é un intercambiador de calor de carcasa e tubos dun paso por tubo e por carcasa. A súa finalidade é precalentar, evaporar e sobrecalentar o isobutano previa entrada na turbina. Polo interior dos tubos circula isobutano e pola carcasa DowthermA.

Thermal and mechanical design for heat exchangers in an ORC Power Production Plant.

In this project, the thermal and mechanical design of three heat exchangers is carried out: regenerator, condenser and evaporator which will operate 14.07 kg/s of isobutane in a 1 MWe ORC power production plant.

The regenerator is a shell and tube heat exchanger with two shell passes and four tube passes. It is aimed to take advantage of the heat contained in the already turbined vapor to preheat the subcooled isobutane before entering in the evaporator. The liquid isobutane flows through the tubes and the vapor through the shell.

The condenser is a shell and tube heat exchanger of finned tubes. A mass flow rate of 163 kg/s of cold water flows through the shell and 14.07 kg/s of isobutane through the tubes. Its objective is to cool, condensate and subcool the vapor isobutane before entering in the pump.

The evaporator is a shell and tube heat exchanger of one pass per shell and tube. Its goal is to preheat, evaporate and overheat the isobutane before entering the turbine. A heat transfer fluid, DowthermA, flows through the shell and isobutane through the tubes.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO I: MEMORIA

ANEJO I: CÁLCULOS DEL CICLO TERMODINÁMICO

ANEJO II: CÁLCULOS DEL REGENERADOR

ANEJO III: CÁLCULOS DEL EVAPORADOR

ANEJO IV: CÁLCULOS DEL CONDENSADOR

ANEJO V: CÓDIGO EES

DOCUMENTO II: PLANOS

DOCUMENTO III: PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO IV: PRESUPUESTO Y MEDICIONES



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2017/18**

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento I

MEMORIA

Índice

1 Objeto	13
2 Alcance	14
3 Antecedentes	15
3.1 Ciclo de Rankine.....	15
3.1.1 Mejoras del ciclo de Rankine	16
3.1.2 Ciclo real de Rankine.....	18
3.1.3 Ciclo de Rankine con regenerador.....	19
3.2 Ciclo Orgánico de Rankine (ORC)	20
3.3 Intercambiadores de calor de carcasa y tubos	21
3.3.1 Partes del intercambiador de calor de carcasa y tubos.....	22
4 Normas y referencias	24
4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas	24
4.2 Programas de cálculo	24
4.3 Programas de diseño.....	24
5 Requisitos de diseño.....	25
6 Análisis de soluciones.....	26
6.1 Condensador	26
6.2 Regenerador.....	26
7 Resultados finales.....	27
7.1 Regenerador.....	27
7.2 Evaporador	27
7.3 Condensador	28

Índice de ilustraciones

Figura 1: Ciclo de Rankine	15
Figura 2: Diagrama T-s del Ciclo de Rankine Ideal	16
Figura 3 "Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento"	17
Figura 4 "Ciclo de Rankine con reducción de presión en el condensador"	17
Figura 5 "Diagrama T-s ciclo de Rankine real"	18
Figura 6 "Ciclo de Rankine real"	18
Figura 7 "Ciclo de Rankine con regenerador"	19
Figura 8 "Diagrama T-s ciclo de Rankine con regenerador"	19
Figura 9 "Esquema Ciclo ORC"	20
Figura 10 "Intercambiador de calor de carcasa y tubos con un paso por carcasa y un paso por tubos"	21
Figura 11 "Intercambiador de calor de carcasa y tubos con un paso por carcasa y dos pasos por tubo"	21
Figura 12: Intercambiador de calor de carcasa y tubos con dos pasos por carcasa y cuatro por tubo.	22
Figura 13: Principales configuraciones de los tubos según la norma TEMA.....	22
Figura 14: Configuración de los bafles según normaTEMA.....	23

Índice de tablas

Tabla 1: Especificaciones del Regenerador	29
Tabla 2: Especificaciones del Evaporador	30
Tabla 3: Especificaciones del Condensador.....	31

1 OBJETO

El objetivo principal de este proyecto es el diseño ingenieril y mecánico de los intercambiadores de calor en una planta de producción de energía eléctrica basada en un Ciclo Orgánico de Rankine, de ahora en adelante ORC (*Organic Rankine Cycle*).

El Ciclo de potencia ORC es una conocida y expandida forma de producción de energía, principalmente en aplicaciones de biomasa y geotérmicas, no obstante está en alza en energía solar y aplicaciones de recuperación de calor. Este ciclo, por lo tanto, nos permitirá obtener electricidad de una forma que será más respetuosa con el medio ambiente ya que por una parte la energía solar es una energía renovable y además el fluido utilizado por los intercambiadores de calor será un fluido orgánico. Por otra parte, al utilizar este tipo de fluidos que se caracterizan por una masa molecular mayor que la del agua obtendremos una rotación más lenta de la turbina, menores presiones y se evita la erosión de las aspas de la turbina.

En este proyecto se ha decidido tomar como fuente de energía la contenida en un fluido que es calentado por medio de energía solar y servirá para calentar por medio de una serie de intercambiadores de calor, un fluido orgánico hasta evaporarlo y recalentarlo. El vapor recalentado será expandido en una turbina. El vapor expandido se aprovechará para precalentar el fluido orgánico previa entrada en el evaporador, en un intercambiador de calor denominado regenerador. Finalmente el vapor enfriado se condensará en un condensador.

Para llevar a cabo el diseño de estos tres intercambiadores será necesario realizar el estudio del ciclo termodinámico que defina todos los estados de los sistemas involucrados en dicho proceso.

Una vez definidos los estados se llevará a cabo el diseño ingenieril, con el que se hallará el área de transferencia de calor, necesaria para realizar el diseño mecánico en el que se calcularán los espesores y las dimensiones de los distintos elementos de los intercambiadores.

2 ALCANCE

El alcance del proyecto abarca el diseño ingenieril de los intercambiadores basado en la potencia necesaria, la naturaleza de los fluidos y los rangos de temperatura en los que operarán. Esto nos llevará al cálculo del área de transferencia de calor y pérdidas de carga. El alcance del proyecto también incluye el diseño mecánico en el que se calcularán los tamaños y espesores de materiales en base a las condiciones de operación de presión y temperatura.

Por lo tanto se determinará:

- Área de transferencia de calor
- Pérdidas de carga
 - Pérdidas de carga en carcasa
 - Pérdidas de carga en tubos
- Tamaños y espesores de:
 - Cabezales
 - Carcasa
 - Bidas
 - Baffles
 - Placa portatubos
 - Tubos
- Coste de los equipos

Además se seleccionará el tipo de junta de las bridas y el tipo de soldadura de los distintos elementos de los intercambiadores.

Por intercambiadores de calor se entiende un regenerador, un evaporador y un condensador.

3 ANTECEDENTES

Tal y como ha sido establecido en el objetivo y en el alcance del proyecto, se utilizará un ciclo ORC para la producción de potencia gracias a una serie de intercambiadores de vapor que trabajarán con un fluido orgánico.

A continuación se procederá a explicar los diferentes elementos y conceptos en los que se basa el proyecto.

3.1 Ciclo de Rankine

El ciclo de Rankine es el ciclo fundamental de operación de todas las plantas de potencia en las que un fluido es evaporado y condensado continuamente.

El ciclo básico de Rankine consiste en calentar agua hasta evaporarla y elevar a la presión del vapor, que será llevado a una turbina en la que se produce energía cinética al someter al vapor a una expansión. Posteriormente este vapor será conducido a un condensador en el que pasará a estado líquido para poder aumentar su presión de nuevo por medio de una bomba e introducirlo de nuevo en el calentador cerrando de esta forma el ciclo. En la Figura 1 se puede observar el ciclo de Rankine ideal:

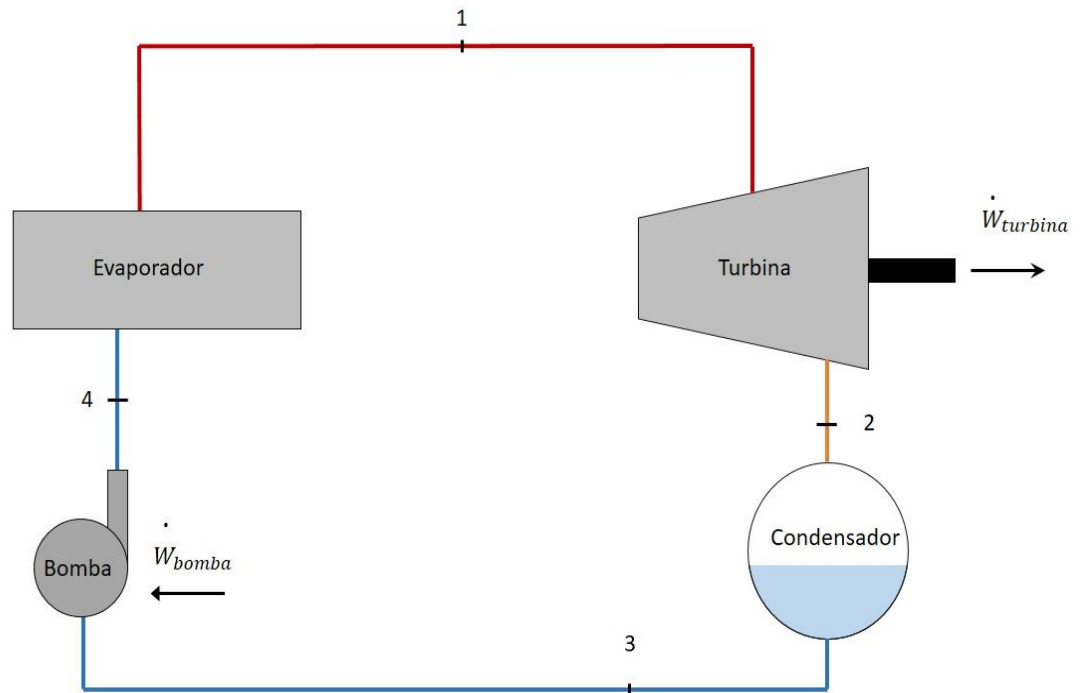


Figura 1: Ciclo de Rankine

La fuente de calor que constituye el evaporador podrá ser de diversos tipos: fisión nuclear, combustibles fósiles, gas natural o aceite, en este proyecto será un fluido orgánico calentado por energía solar. La eficiencia del evaporador vendrá dada por el calor específico de vaporización del fluido de trabajo.

En el caso del ciclo ideal tanto la turbina como la bomba son isoentrópicas, maximizando de esta forma la potencia obtenida y semejándose más al ciclo de Carnot. Al igual que cualquier ciclo termodinámico su cota superior de rendimiento vendrá determinada por el rendimiento de un ciclo de Carnot que funcione entre los mismos focos térmicos.

Hay cuatro procesos en el ciclo de Rankine ideal tal y como demuestra la Figura 2:

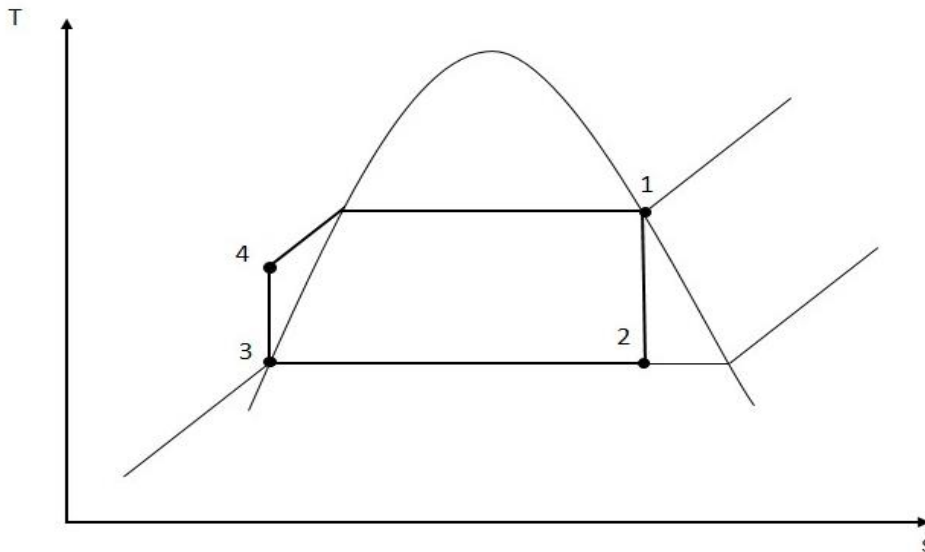


Figura 2: Diagrama T-s del Ciclo de Rankine Ideal

A continuación se procederá a hacer una breve descripción de los procesos:

- **Proceso 1-2:** El vapor saturado se expande en la turbina isoentrópicamente generando potencia, esto provoca un descenso de la temperatura y de la presión del fluido de trabajo.
- **Proceso 2-3:** El vapor entra en el condensador y se condensa a presión constante hasta llegar a la condición de líquido saturado.
- **Proceso 3-4:** El fluido de trabajo es impulsado por la bomba, aumentando su presión. Dado que el fluido está en fase líquida el trabajo de la bomba es relativamente pequeño.
- **Proceso 4-1:** El fluido de trabajo a alta presión entra en el evaporador donde es calentado a presión constante por una fuente externa de calor hasta llegar a la condición de vapor saturado.

3.1.1 Mejoras del ciclo de Rankine

El objetivo de las mejoras en el ciclo de Rankine es el de incrementar la eficiencia térmica del mismo, bien por el aumento de la temperatura media a la que se transfiere el calor al fluido de trabajo en el evaporador o bien por la disminución de la temperatura media del fluido de trabajo en el condensador. Para ello hay diferentes métodos.

3.1.1.1 Sobrecalentamiento

Al aumentar la temperatura del vapor de 1 a 1' llegando a la condición de vapor sobrecalentado conseguimos un incremento en el trabajo en la turbina. Esto se debe a que cuanto más alta sea la temperatura del vapor, más calor será transformado en trabajo durante la expansión en la turbina y por lo tanto menos irreversible será el proceso. Además conseguiremos mejorar el título del gas disminuyendo de esta forma la humedad del vapor y evitando de esta forma la erosión causada por dicha humedad en los álabes de la turbina tal y como se observa en la Figura 3.

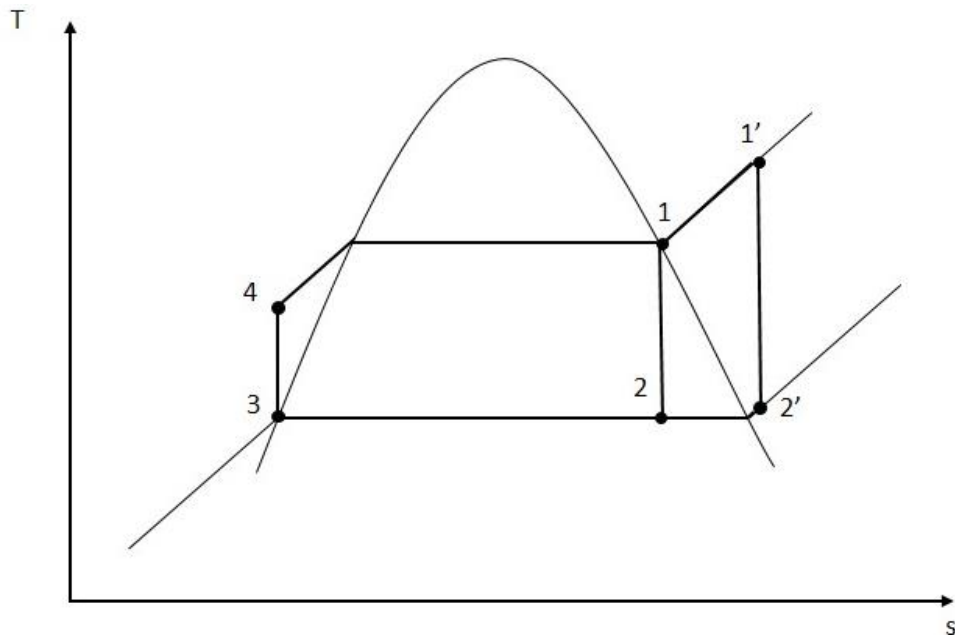


Figura 3 "Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento"

3.1.1.2 Reducción de la presión del condensador

La reducción de la presión del condensador provoca un descenso de la temperatura del vapor, permitiendo disminuir de esta forma la temperatura del fluido de trabajo que va al condensador y pudiendo disminuir así el calor que cede este vapor al condensador tal y como se observa en la Figura 4:

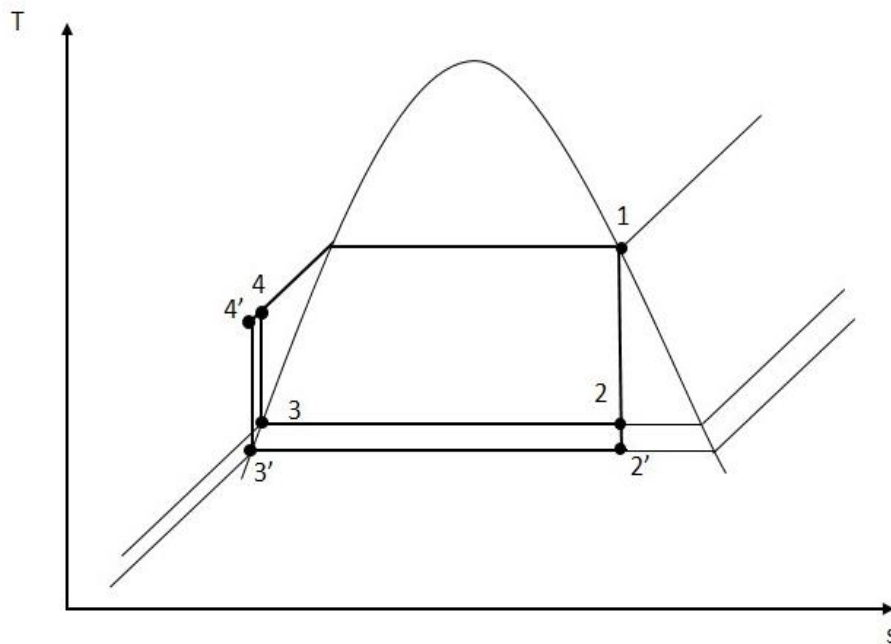


Figura 4 "Ciclo de Rankine con reducción de presión en el condensador"

Por otra parte el área comprendida entre los puntos 2,2',3 y 3' se corresponde con el aumento del trabajo neto conseguido en la turbina mientras que el área comprendida entre los puntos 3, 3', 4 y 4', se corresponde con el aumento del calor que el evaporador ha de ceder al fluido.

3.1.1.3 Regeneración

Introducir un calentador del fluido de alimentación en el Ciclo de Rankine permite reducir la energía primaria a aportar al ciclo mejorando de esta forma el rendimiento del ciclo.

3.1.2 Ciclo real de Rankine

No obstante el ciclo de Rankine real difiere ligeramente de lo presentado en la Figura 2 debido a las irreversibilidades presentes en los diversos componentes:

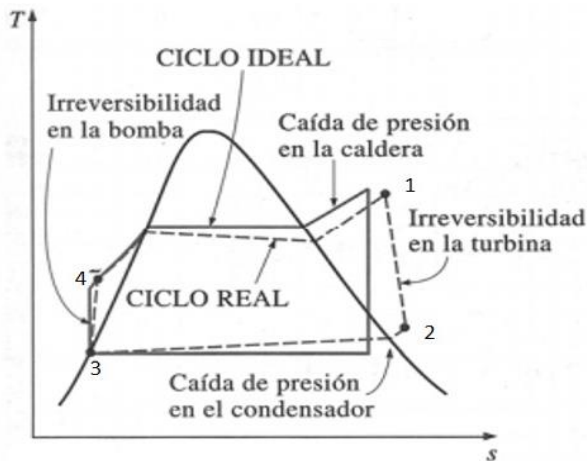


Figura 5 "Diagrama T-s ciclo de Rankine real"

La fricción del fluido es uno de los factores que ocasiona que el ciclo real difiera del ideal ya que provoca las caídas de presión dentro del evaporador y del condensador así como entre las tuberías de los diversos componentes. Para compensar dichas pérdidas será necesaria una mayor presión de bombeo.

Las pérdidas de calor cuando el fluido circula por los distintos componentes es otra de las fuentes de irreversibilidades.

Por último las irreversibilidades tanto en bombas como en turbinas debidas a las variaciones en la entropía de las mismas entre la entrada y la salida, provocan una disminución del trabajo obtenido en la turbina y un aumento del trabajo que le hemos de suministrar a la bomba. Esto se puede comprobar en la Figura 6:

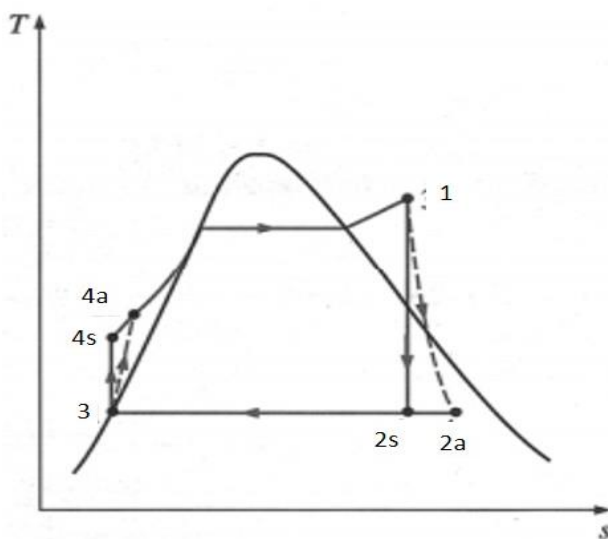


Figura 6 "Ciclo de Rankine real"

3.1.3 Ciclo de Rankine con regenerador

En el proyecto a realizar se incorporará un regenerador para conseguir mejorar el ciclo de tal forma que el esquema será del tipo de la Figura 7:

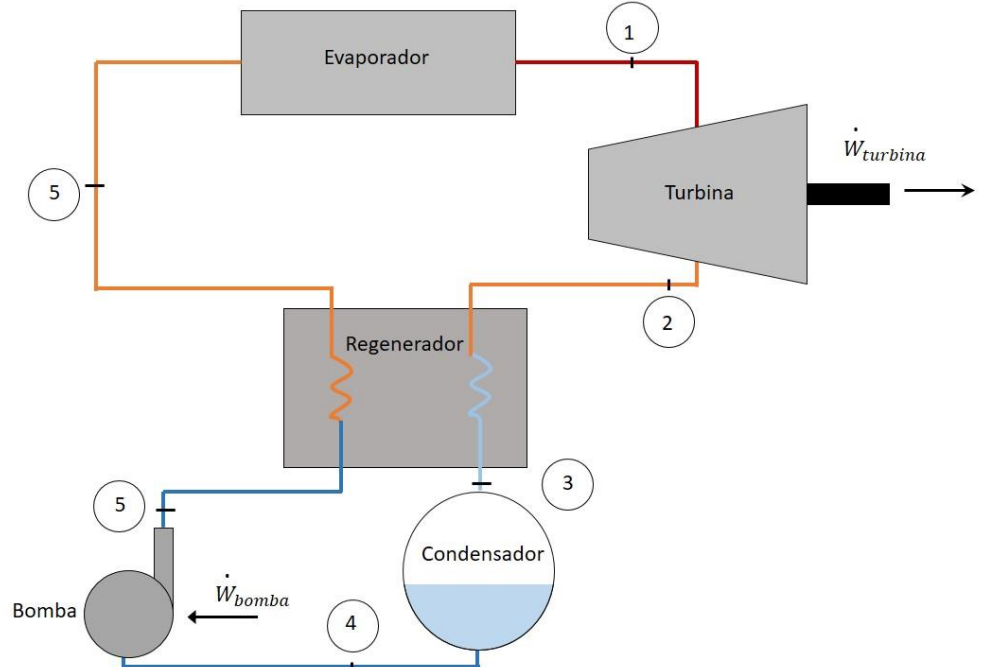


Figura 7 "Ciclo de Rankine con regenerador"

Al introducir un regenerador en el ciclo conseguimos aumentar la temperatura del fluido tras la compresión en la bomba consiguiendo llevar al vapor a una temperatura mayor, esto nos proporcionará un vapor con un título mejor, lo que se traduce en una menor cantidad de humedad evitando de esta forma la erosión en las aspas de la turbina. Por otra parte la turbina proporcionará un trabajo mayor ya que la temperatura del vapor es superior y por tanto la cantidad de calor transformada en potencia por la turbina será también mayor. Todo esto se puede comprobar en la Figura 8.

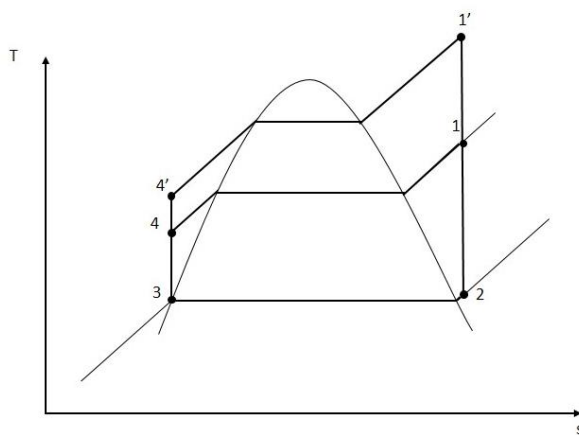


Figura 8 "Diagrama T-s ciclo de Rankine con regenerador"

3.2 Ciclo Orgánico de Rankine (ORC)

El Ciclo Orgánico de Rankine es un principio basado en un turbogenerador funcionando como una turbina de vapor convencional para transformar energía térmica en energía mecánica y finalmente en electricidad por medio de un generador eléctrico. En lugar de generar vapor de agua, el sistema ORC vaporiza un fluido orgánico, caracterizado por una mayor masa molecular que la del agua, lo que lleva a una rotación más lenta de la turbina, menores presiones y una no erosión de las partes metálicas de las aspas.

Debido a las características propias de los fluidos orgánicos el rango de temperaturas en el que pueden funcionar estos ciclos será considerablemente inferior al de los ciclos de Rankine convencionales, estando este rango aproximadamente entre los 70 °C y 300 °C.

Por lo tanto el ORC tendrá un esquema del tipo de la Figura 9:

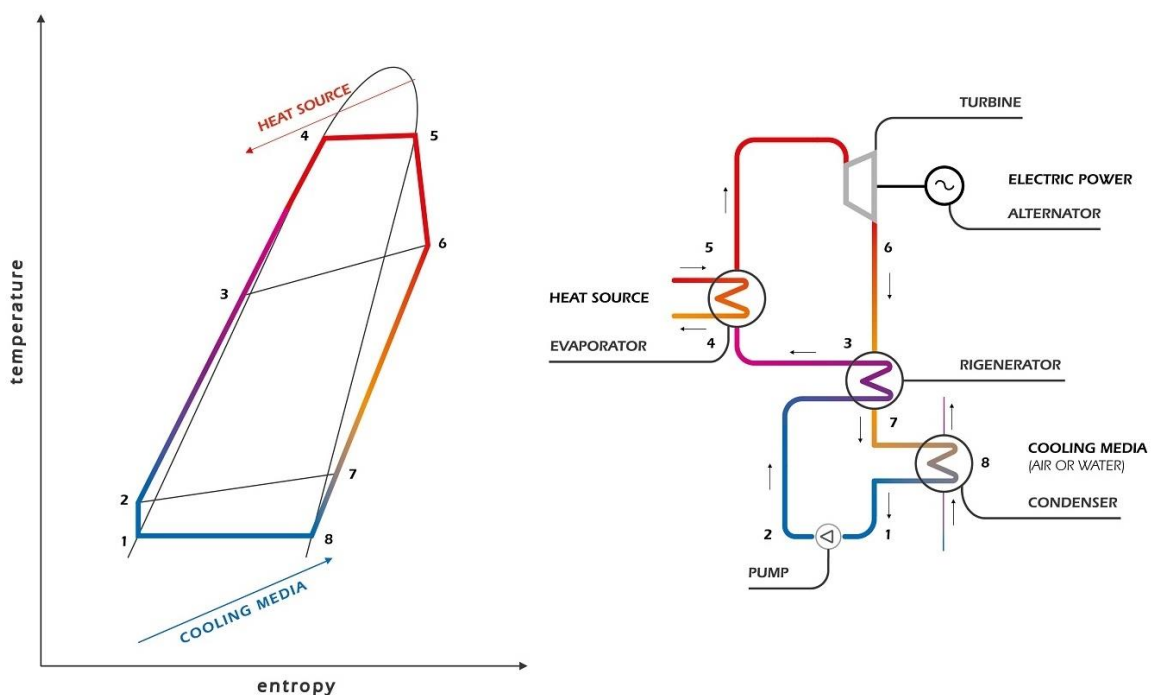


Figura 9 "Esquema Ciclo ORC"

Donde tanto el regenerador como el condensador y el evaporador serán intercambiadores de calor.

El fluido orgánico será evaporado y recalentado en el evaporador para ser expandido a continuación en la turbina. Tras ser turbinado se utilizará en un regenerador para precalentar al fluido antes de su entrada en el evaporador, para posteriormente ser condensado y subenfriado en el condensador.

3.3 Intercambiadores de calor de carcasa y tubos

Los intercambiadores de calor son equipos o dispositivos a través de los cuales dos fluidos, uno caliente y uno frío, intercambian calor.

En el caso de los intercambiadores de carcasa y tubos, habrá diferentes configuraciones posibles de acuerdo con el número de pasos de tubos y carcasa, siendo la forma más simple la que implica un único paso tanto por tubo como por carcasa que se muestra en la Figura 10. En las figuras Figura 11 y Figura 12 se muestran intercambiadores de calor con deflectores de un paso por carcasa y dos pasos por tubos y de dos pasos por carcasa y cuatro por tubos respectivamente.

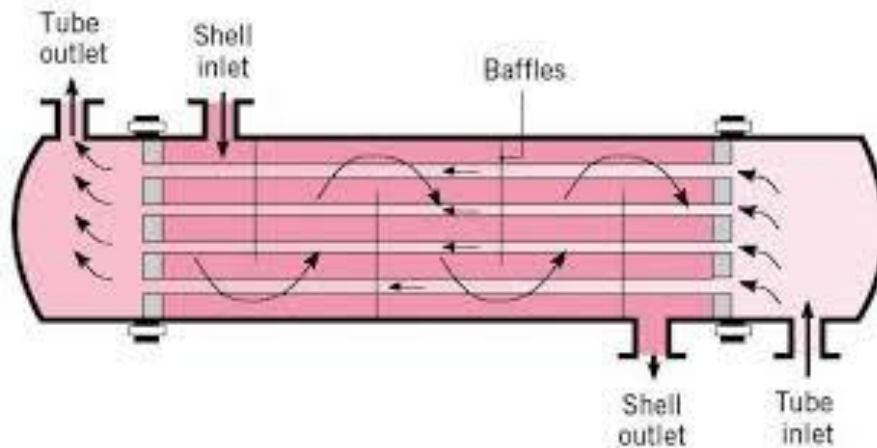


Figura 10 "Intercambiador de calor de carcasa y tubos con un paso por carcasa y un paso por tubos"

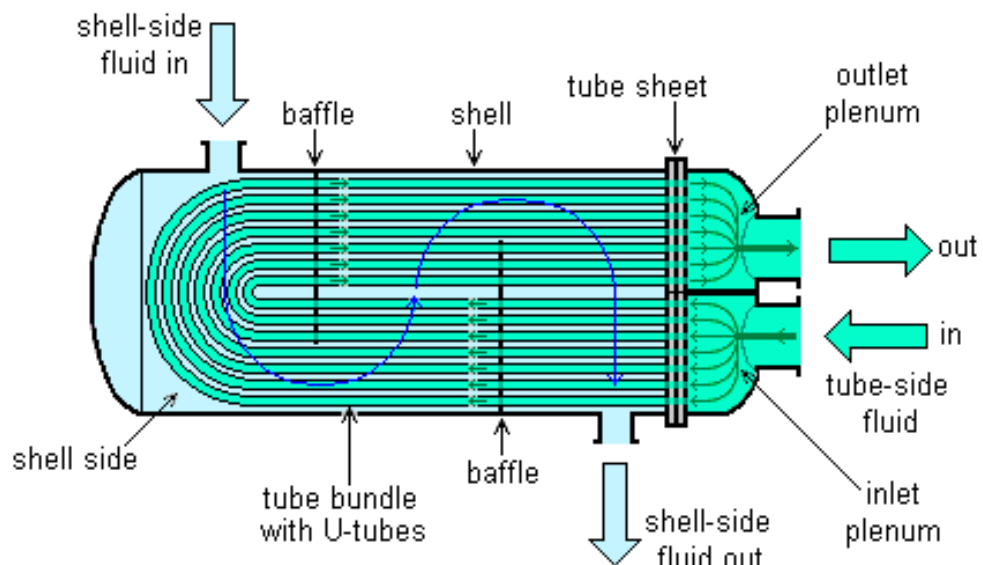


Figura 11 "Intercambiador de calor de carcasa y tubos con un paso por carcasa y dos pasos por tubo"

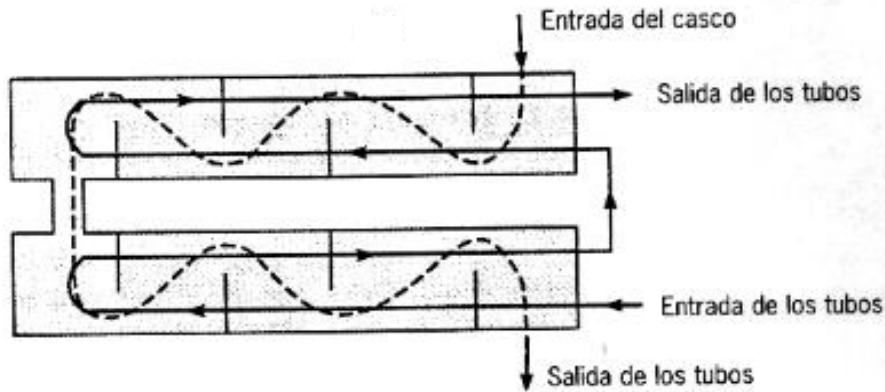


Figura 12: Intercambiador de calor de carcasa y tubos con dos pasos por carcasa y cuatro por tubo.

3.3.1 Partes del intercambiador de calor de carcasa y tubos

A continuación se procederá a explicar de forma breve las distintas partes que componen un intercambiador de calor de carcasa y tubos así como su finalidad.

3.3.1.1 Tubos

La finalidad de los tubos será la de conducir un fluido por el interior de la carcasa para que se produzca el intercambio de calor entre el fluido que circula por el interior de la carcasa y el que circula por el interior del tubo evitando que estos lleguen a entrar en contacto. Proporcionan la superficie necesaria para que dicho intercambio de calor se pueda producir.

Según los requerimientos el intercambiador de calor de carcasa y tubos podrá poseer uno o varios pasos por tubos. Se define el número de pasos por tubo al número de veces que el tubo pasa por la carcasa, un mayor número de pasos por tubo permitirá disminuir la longitud del intercambiador.

Por otra parte los tubos podrán ser aleteados o lisos. Las aletas proveen un área de transferencia de calor mayor que la que proporcionaría el tubo desnudo, permitiendo de esta forma reducir la longitud de los mismos manteniendo el área de transferencia de calor.

Los tubos pueden presentar distintos tipos de configuración en el interior del intercambiador, siendo las más comunes las representadas en la Figura 13:

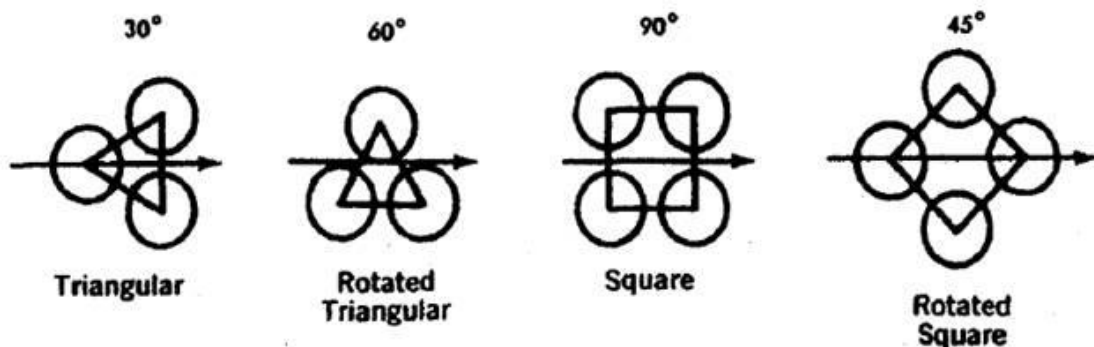


Figura 13: Principales configuraciones de los tubos según la norma TEMA.

3.3.1.2 Carcasa

La carcasa es la envolvente del segundo fluido, en este proyecto será de sección circular.

3.3.1.3 Baffles y placa de separación

Los baffles son placas de acero que se extienden por la carcasa, cuya finalidad es la de guiar al fluido que circula por la carcasa por un determinado recorrido.

Hay dos tipos de baffles: longitudinales y transversales.

Los baffles longitudinales se extienden a lo largo de la carcasa siendo su finalidad en este proyecto la de separar los distintos pasos de ésta.

Los baffles transversales se extienden por la carcasa perpendicularmente a ésta, hay diversos tipos de configuraciones de baffles, siendo las aconsejadas por la norma TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.*) las representadas en la Figura 14:

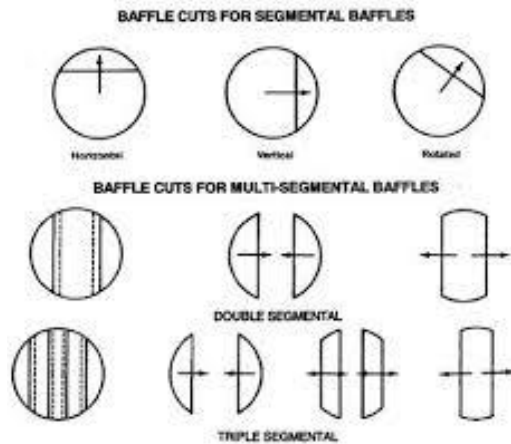


Figura 14: Configuración de los baffles según norma TEMA

Las placas de separación se sitúan en los cabezales frontales y su finalidad es la de conducir el fluido que circula por los tubos, de esta forma se generarán dos compartimentos separados en el cabezal frontal, por uno circulará el fluido entrante a los tubos y por otro el saliente.

3.3.1.4 Placa portatubos

La finalidad de la placa portatubos será la de sostener los tubos y las barras de soporte del intercambiador de calor.

3.3.1.5 Bridas

Habrán dos tipos de bridas en el intercambiador de calor: bridas de conexión y bridas de unión.

Las bridas de conexión servirán para unir al intercambiador con la fuente de fluido.

Las bridas de unión servirán para unir los distintos elementos del intercambiador entre sí.

4 NORMAS Y REFERENCIAS

4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas

Normas ASME.

- Sección VIII División 1
- Sección II Parte D
- ASME B36.19M
- ASME B16.47
- ASME B16.5
- ASME B.31

Normas TEMA

4.2 Programas de cálculo

Para realizar los cálculos descritos en los distintos Anejos de Cálculos se han utilizado los siguientes programas:

- Engineering Equation Solver (EES).
- Microsoft Excel

4.3 Programas de diseño

Para hacer los planos presentes en el Documento de Plano se ha usado el Software AutoCAD

5 REQUISITOS DE DISEÑO

Cliente: Escuela Politécnica Superior.

Los intercambiadores de calor diseñados en este proyecto, tal y como se indica en apartados anteriores, operarán con un caudal másico de isobutano vapor de 14,07 kg/s en una planta de producción de potencia ORC de 1MWe, que se trata de un sistema externo al proyecto y fijará por lo tanto los rangos de temperatura de trabajo así como los fluidos de trabajo.

6 ANÁLISIS DE SOLUCIONES

En este apartado se procederá a nombrar las distintas alternativas estudiadas para la realización del proyecto. También se justificará la elección de las opciones tomadas.

En el proyecto se diseña tanto ingenieril como mecánicamente un regenerador de calor, un condensador y un evaporador.

6.1 Condensador

El condensador será un intercambiador de calor de carcasa y tubos con un paso por tubo y un paso por carcasa. Por la carcasa circulará isobutano vapor que se condensará en el condensador mientras que por los tubos circulará agua líquida, que recibirá el calor del isobutano provocando su condensación.

Se podrá dividir este elemento en tres zonas, zona A, zona B y zona C en las que el isobutano que circula por la carcasa se subenfía, cambia de fase y se enfría respectivamente.

Para diseñar los tubos del condensador se plantearon dos alternativas: utilizar tubos lisos o tubos aleteados.

Finalmente se decidió utilizar tubos aleteados en los tubos de las zonas C y B ya que de esta forma se consigue disminuir considerablemente la longitud de tubo de dichas zonas. En la zona B no se utilizará tubo aleteado ya que los tubos estarán sumergidos en cierta medida en isobutano condensado.

6.2 Regenerador

El regenerador será un intercambiador de calor de carcasa y tubos por el que circulará isobutano líquido en el interior de los tubos e isobutano vapor por la carcasa. La finalidad de este elemento será precalentar el fluido previa entrada en el evaporador aumentando de esta forma el rendimiento del ciclo.

En un principio se planteó la opción de diseñar un regenerador de un paso por carcasa y cuatro pasos por tubo, obteniendo de esta forma un área de transferencia de calor, no obstante tal y como se detalla en el anejo de cálculos del regenerador finalmente se opta por un regenerador de cuatro pasos por tubo y dos pasos por carcasa ya que cambiando a esta configuración se consigue disminuir considerablemente el área de intercambio de calor del regenerador.

7 RESULTADOS FINALES

En este proyecto se ha realizado el diseño ingenieril y mecánico de tres intercambiadores de calor: un regenerador, un evaporador y un condensador.

7.1 Regenerador

El regenerador será un intercambiador de calor de carcasa y tubos de dos pasos pro carcasa y uno por tubo. Por lo tubos circularán 14,07 kg/s de isobutano líquido que se precalentará antes de su llegada al evaporador gracias al calor cedido por el fluido que discurrirá por la carcasa, 14,07 kg/s de isobutano vapor precalentado proveniente de la turbina.

La carcasa será de acero inoxidable 316, con un diámetro interior de 900 mm, un espesor de 9.5 mm y una longitud de 3 metros. A lo largo de cada uno de los pasos de la carcasa se distribuirán 7 baffles transversales de 4.8 mm de espesor separados entre sí 30 cm, también habrá un baffle longitudinal de 2 mm de espesor, todos ellos de acero inoxidable 316.

Los tubos serán de acero inoxidable 316, tendrán una longitud total de 12 metros y de 3 metros por paso, un diámetro exterior de 26.67 mm y un espesor de 1.65 mm. Habrá un total de 180 tubos.

La placa portatubos tendrá un diámetro de 919 mm y 25.4 mm de espesor. Contará con 180 orificios de 26.67mm donde irán alojados los tubos y con 8 orificios de 12.7mm de diámetro para las barras de soporte. Todos los elementos citados en este párrafo serán de acero inoxidable 316.

El cabezal frontal y el posterior serán de acero inoxidable 316 con un espesor de 9.5 mm y un diámetro interior de 900 mm, con una longitud de 875 y 277,4 mm respectivamente.

Los cabezales, la tapa del cabezal y la carcasa irán unidos por medio de bridas Welding Neck de 38" de acero inoxidable 316.

Las conexiones del cabezal frontal irán por medio de bridas Lap Joint de 5" mientras que las de la carcasa irán por medio de bridas Lap Joint de 10", ambas de acero inoxidable 316.

Las especificaciones del regenerador se pueden observar en la Tabla 1: Especificaciones del Regenerador.

7.2 Evaporador

El evaporador será un intercambiador de calor de carcasa y tubos de un paso por tubo y por carcasa. Por los tubos circularán 148 kg/s de DowthermA líquido, que será el fluido caliente que cederá calor a los 14,07 kg/s de isobutano líquido, provocando así que este fluido se precaliente, se evapore y se sobrecaliente en el interior del evaporador antes de ser turbinado para la obtención de potencia en la turbina.

La carcasa será de acero inoxidable 316, con un diámetro interior de 716mm, 9.5 mm de espesor y 6703,5 mm de longitud. A lo largo de ésta se distribuirán 18 baffles transversales de 4.8 mm de espesor separados entre sí 30cm. Los baffles también serán de acero inoxidable 316.

Los tubos de acero inoxidable 316 tendrán un diámetro exterior de 26.67mm y un espesor de 1.65 mm con una longitud de 6703,5 mm. Habrá un total de 200 tubos.

La placa portatubos tendrá un diámetro de 777,4 mm y un espesor de 25,4 mm, contará con 200 orificios del diámetro de los tubos en el que estos irán alojados así como 8 orificios de 12,7mm para alojar las barras de soporte. Todos los elementos citados en este párrafo serán de acero inoxidable 316.

El cabezal frontal y el posterior serán de acero inoxidable 316 con un espesor de 9.5 mm y un diámetro interior de 752mm y un espesor de 9.5 mm así como una longitud de 753,1 y 216 mm respectivamente.

Los cabezales, la tapa del cabezal y la carcasa irán unidos por medio de bridas Welding Neck de 32" de acero inoxidable 316.

Las conexiones del cabezal frontal irán por medio de bridas Lap Joint de 5" mientras que las de la carcasa irán por medio de bridas Lap Joint de 12", ambas de acero inoxidable 316.

Las especificaciones del evaporador se pueden observar en la Tabla 2: Especificaciones del Evaporador.

7.3 Condensador

El condensador será un intercambiador de calor de carcasa y tubos de un paso por tubo y por carcasa. Por los tubos circulará un caudal másico de 163 kg/s de agua líquida. Por la carcasa circulará un caudal másico de 14,07 kg/s de isobutano que entrará en estado vapor, cediendo calor al agua fría que circula por los tubos para sufrir de esta forma un enfriamiento que vendrá seguido de una condensación y de un subenfriamiento.

La carcasa será de acero inoxidable 316, con un diámetro interior de 1409mm, 12,7 mm de espesor y 7400 mm de longitud.

Los tubos de acero inoxidable 316 tendrán un diámetro exterior de 13,72 mm y un espesor de 1.65 mm con una longitud de 7400 mm y de acero inoxidable 316. Parte de estos tubos será aleteada tal y como se explica en el Anejo de Cálculos del Condensador para así conseguir disminuir la longitud de los tubos. Habrá un total de 6400 tubos.

La placa portatubos tendrá un diámetro de 2434,4 mm y un espesor de 25,4 mm, contará con 6400 orificios del diámetro de los tubos en el que estos irán alojados así como 12 orificios de 15,9mm para alojar las barras de soporte. Todos los elementos citados en este párrafo serán de acero inoxidable 316.

El cabezal frontal y el posterior serán de acero inoxidable 316, contarán con un espesor de 12,7 y 20 mm, un diámetro interior de 2409 y 2434,4 mm y una longitud de 1022 y 434,22mm respectivamente

Las especificaciones del condensador se pueden observar en la Tabla 3: Especificaciones del Condensador.

Tabla 1: Especificaciones del Regenerador



Customer Escuela Politécnica de Ferrol		Job No	
		Reference No	
Adress Rúa Doctor Vazquez Cabrera, 15403 Ferrol, A Coruña		Proposal No.	
Service of Unit Feed regenerator		Item No.	Rev.
Size 4360,19 mm	Type AFM Horizontal	Connected in	
Surf/Unit (Gross/Eff.)	157,5 m²	Surface/Shell(Gross) 157,5 m²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT			
Fluid Allocation	Shell Side		Tube Side
Fluid Name	Isobutane		Isobutane
Fluid Quantity Total (kg/s)	14,07		14,07
Vapor (In/Out)	14,07	14,07	
Liquid			14,07
Steam			14,07
Water			
Noncondensable			
Temperature (in/out) (°C)	84,97	40	27,66
Specific Gravity			
Viscosity, Liquid (kg/m-s)	9,171·10⁻⁶	8,112·10⁻⁶	1,53·10⁻⁴
Molecular Weight, Vapor			
Molecular Weight, Noncondensable			
Specific Heat (kJ/kg-K)	2,013	1,858	2,437
Thermal Conductivity (W/m-K)	0,0283	0,01858	0,09007
Latent Heat			
Intlet Pressure (kPa)	400		3000
Velocity (m/s)	26,58		038
Pressure Drop, Allow. /Calc (kPa)	20/6,364		20/4,074
Fouling Resistance (Min.)			
Heat Exchanged	1212 kW	/ LMTD(Corrected)	16,29 °C
Transfer Rate, Service	Clean	Actual	519,8 W/m²-K
CONSTRUCTION OF ONE SHELL			Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)
	Shell Side	Tube Side	
Design / Test Pressure (kPa)	600/400	4500/3000	
Design Temp. Max / Min (°C)			
No. Passes per Shell	2	4	
Corrosion Allowance			
Connections Size & Rating	In (mm) 277,73	144,53	
	Out (mm) 277,73	144,53	
	Intermediate		
Tube No.	OD 26,67 mm	Thk 1,65 mm	Length 12000 mm Pitch  90
Tube type	Material Stainless Steel 316		
Shell ID 900 OD 919 mm	Shell Cover		
Channel or Bonnet Stainless Steel 316	Channel Cover		
Tubesheet-Stationary Stainless Steel 316	Tubesheet-Floating		
Floating Head Cover	Impingement Protection		
Baffles-Cross Type Segmental %Cut 75%	Spacing: 300 mm		Intlet mm
Baffles-Long 2647 mm	Seal Type		
Supports-Tube	U-Bend		
Bypass Seal Arrangement	Tube-to-Tubesheet Joint		
Expansion Joint	Type		
Gasket Shell Side	Tube side		
Floating Head			
Code Requirements	TEMA Class		
Weight/Shell 853 kg	Bundle 12,3 kg		
Remarks			

Tabla 2: Especificaciones del Evaporador




Customer Escuela Politécnica de Ferrol		Job No	
Adress Rúa Doctor Vazquez Cabrera, 15403 Ferrol, A Coruña		Reference No	
Service of Unit Evaporator		Item No.	Rev.
Size 7933,03 mm	Type AEM Horizontal	Connected in	
Surf/Unit (Gross/Eff.)	105,37 m²	Surface/Shell(Gross) 105,37 m²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT			
Fluid Allocation	Shell Side		Tube Side
Fluid Name	Isobutano		DowthermA
Fluid Quantity Total (kg/s)	14,07		148,09
Vapor (In/Out)		14.07	
Liquid	14.07		148
Steam			148
Water			
Noncondensable			
Temperature (in/out) (°C)	61.47	150	200
Specific Gravity			
Viscosity, Liquid (kg/m-s)	1,069·10⁻⁴	1,331·10⁻⁵	3,98·10⁻⁴
Molecular Weight, Vapor			
Molecular Weight, Noncondensable			
Specific Heat (kJ/kg-K)	2,671	2,928	2,079
Thermal Conductivity (W/m-K)	0,07888	0,03652	0,1099
Latent Heat (kJ/kg)	135,8		
Intlet Pressure (kPa)	3000		400
Velocity (m/s)	10,4		1,92
Pressure Drop, Allow. /Calc (kPa)	20/24,5		20/14,53
Fouling Resistance (Min.)			
Heat Exchanged	6078 kW		
Transfer Rate, Service			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL			Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)
	Shell Side	Tube Side	
Design / Test Pressure (kPa)	4500/3000	600/400	
Design Temp. Max / Min (°C)			
No. Passes per Shell	1	1	
Corrosion Allowance			
Connections Size & Rating	In 328,17	144,53	
	Out 328,17	144,53	
	Intermediate		
Tube No.	OD 26,67 mm	Thk 1,65 mm	Length 6703,5 mm Pitch <input type="checkbox"/> 90
Tube type	Material Acero inoxidable 316		
Shell ID 752 OD 771 mm	Shell Cover		
Channel or Bonnet	Channel Cover		
Tubesheet-Stationary Stainless Steel 316	Tubesheet-Floating		
Floating Head Cover Stainless Steel 316	Impingement Protection		
Baffles-Cross Type Standard %Cut 75%	Spacing: 300 Intlet mm		
Baffles-Long Seal Type			
Supports-Tube U-Bend			
Bypass Seal Arrangement	Tube-to-Tubesheet Joint		
Expansion Joint Type			
Gasket Shell Side	Tube side		
Floating Head			
Code Requirements	TEMA Class		
Weight/Shell 1470 kg Bundle 6,7 kg			
Remarks			

Tabla 3: Especificaciones del Condensador

Customer Escuela Politécnica de Ferrol		Job No		
		Reference No		
Adress Rúa Doctor Vazquez Cabrera, 15403 Ferrol, A Coruña		Proposal No.		
Service of Unit Condenser		Item No.	Rev.	
Size 9115 mm	Type AXM Horizontal	Connected in		
Surf/Unit (Gross/Eff.)	1797 m ²	Surface/Shell(Gross) 1797 m ²		
PERFORMANCE OF ONE UNIT				
Fluid Allocation	Shell Side		Tube Side	
Fluid Name	Isobutane		Water	
Fluid Quantity Total (kg/s)	14,07		171,73	
Vapor (In/Out)	14,07			
Liquid		14,07	171,73	
Steam				
Water				
Noncondensable				
Temperature (in/out) (°C)	40	25,93	20 29	
Specific Gravity				
Viscosity, Liquid (kg/m-s)	8,126·10⁻⁶	1,486·10⁻⁴	1,002·10⁻³ 8,15·10⁻⁴	
Molecular Weight, Vapor				
Molecular Weight, Noncondensable				
Specific Heat (kJ/kg-K)	1,866	2,456	4,182 4,182	
Thermal Conductivity (W/m-K)	0,1859	0,08863	0,09086 0,08751	
Latent Heat (kJ/kg)	324,3			
Intlet Pressure (kPa)	390		400	
Velocity (m/s)	26,58		1,56	
Pressure Drop, Allow. /Calc (kPa)	20/0.04781		20/16.62	
Fouling Resistance (Min.)				
Heat Exchanged	4959 kW			
Transfer Rate, Service				
CONSTRUCTION OF ONE SHELL			Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
	Shell Side	Tube Side		
Design / Test Pressure (kPa)	600/390	600/400		
Design Temp. Max / Min (°C)				
No. Passes per Shell	1	1		
Corrosion Allowance				
Connections Size & Rating	In (mm)	277,37		328,17
	Out (mm)	277,37		328,17
	Intermediate			
Tube No.	OD 13,72 mm	Thk 1,65 mm	Length 7400 mm Pitch  90	
Tube type	Material Acero inoxidable 316			
Shell ID 2409	OD 2434,4 mm		Shell Cover	
Channel or Bonnet	Channel Cover			
Tubesheet-Stationary	Tubesheet-Floating			
Floating Head Cover	Impingement Protection			
Baffles-Cross	Type	%Cut(Diam/Area)	Spacing: c/c Intlet mm	
Baffles-Long	Seal Type			
Supports-Tube	U-Bend			
Bypass Seal Arrangement	Tube-to-Tubesheet Joint			
Expansion Joint	Type			
Gasket Shell Side	Tube side			
Floating Head				
Code Requirements	TEMA Class			
Weight/Shell	5829 kg	Bundle 7,3 kg		
Remarks				

En Ferrol, a Junio de 2018



Fdo.: Sergio García Palmeiro



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías industriales

Anejo I

CÁLCULOS DEL CICLO TERMODINÁMICO

Índice

1 Criterios de partida.....	7
2 Procedimientos de cálculo	8
2.1 Estado 1	8
2.2 Estado 2	8
2.3 Estado 3	9
2.4 Estado 4	9
2.5 Estado 5	9
2.6 Estado 6	10
2.7 Cálculo de la potencia del evaporador, condensador y bomba	10
2.8 Rendimiento del ciclo termodinámico.....	11
3 Resultados.....	12

Índice de tablas

Tabla 1: Resultados del ciclo termodinámico	12
---	----

Índice de figuras

Figura 1. Esquema termodinámico del ciclo de potencia Rankine.....	7
--	---

1 CRITERIOS DE PARTIDA

La finalidad de este apartado es la resolución del ciclo termodinámico que se plantea para este proyecto obteniendo de esta forma los parámetros necesarios para el posterior diseño ingenieril y mecánico de los intercambiadores de calor.

El esquema del ciclo termodinámico a resolver contará por tanto con un evaporador que aprovecha el calor de un fluido caliente, DowthermA, que circula por una planta solar térmica y será utilizado para evaporar el isobutano que posteriormente será expandido en la turbina generando la potencia requerida de 1000W. El vapor ya expandido circulará hasta un regenerador donde cederá parte del calor al isobutano previa entrada al evaporador, lo que nos permite aumentar el rendimiento térmico del ciclo, tras su paso por el regenerador se condensa el isobutano cediéndole el calor al agua para posteriormente ser bombeado de nuevo hacia el evaporador pasando como se mencionó anteriormente por el regenerador.

Hay que tener en cuenta que el fluido experimentará una pérdida de carga a lo largo de su paso por los distintos elementos del ciclo, que está representado en la Figura 1:

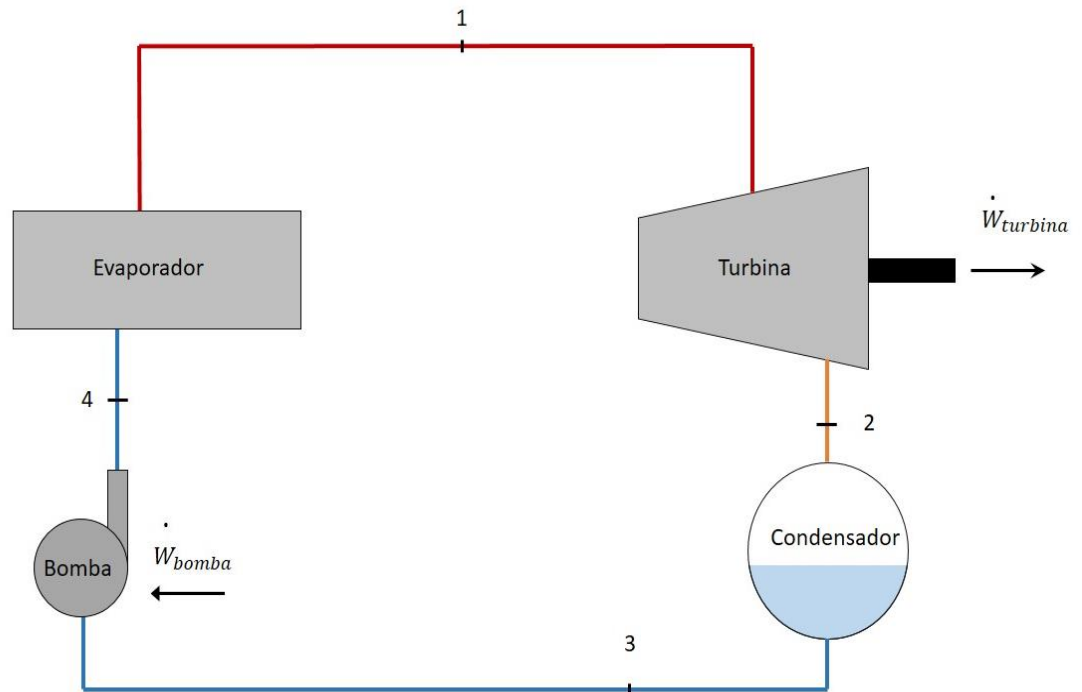


Figura 1. Esquema termodinámico del ciclo de potencia Rankine.

2 PROCEDIMIENTOS DE CÁLCULO

En este apartado se procederá a describir la metodología de cálculo utilizada, cabe destacar que las propiedades termodinámicas han sido halladas por medio del programa *Engineering Equation Solver* (EES), en el cual para definir por completo un estado, al menos es necesario conocer dos de sus propiedades. El procedimiento será el siguiente:

2.1 Estado 1

El estado 1 se corresponde con la entrada a la turbina del vapor. Tanto la presión como la temperatura de dicho estado son conocidas, por lo tanto se procederá a evaluar tanto la entalpía específica como la entropía específica de dicho estado por medio del programa de cálculo EES quedando de esta forma totalmente definido el estado 1.

2.2 Estado 2

El estado 2 se corresponde con el estado del vapor turbinado en la salida de la turbina tal y como se puede apreciar en la Figura 1. La presión del vapor en el estado 2 es conocida. También lo es la entropía específica del estado 2s, que se corresponde a la entropía específica que tendría el vapor en el caso de que la expansión fuese isoentrópica y por tanto sería igual a la entropía en el estado 1, además la presión del estado 2s es la misma que la del estado 2:

$$s_{2s} = s_1 \quad (1)$$

$$P_{2s} = P_2 \quad (2)$$

Donde:

- “ s_{2s} ” es la entropía específica del estado 2s.
- “ s_1 ” es la entropía específica del estado 1.
- “ P_2 ” es la presión del estado 2.
- “ P_{2s} ” es la presión del estado 2s.

Habiendo determinado dos parámetros del estado 2s, presión y entropía, por medio del programa de cálculo EES se procederá a definir por completo dicho estado.

A continuación por medio de la siguiente ecuación se calculará la entalpía específica de estado 2:

$$\eta_{turbina} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3)$$

Donde:

- “ h_1 ” es la entalpía específica del estado 1.
- “ h_2 ” es la entalpía específica del estado 2.
- “ h_{2s} ” es la entalpía específica del estado 2 en el caso de que la expansión en la turbina fuese un proceso isoentrópico.

Ahora que la diferencia de entalpía específica en la turbina ya es conocida se procederá a calcular el flujo másico de isobutano necesario para producir la potencia deseada dado el rendimiento de la turbina:

$$\dot{W}_{neto} = \dot{m}_{isobutano} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{termodinámico} \quad (4)$$

Despejando el flujo másico de la ecuación (4) procederemos a su cálculo.

Siendo:

- “ \dot{W}_{neto} ” el trabajo neto que se desea obtener en la turbina.
- “ $\eta_{termodinámico}$ ” el rendimiento termodinámico.
- “ $\dot{m}_{isobutano}$ ” el flujo de isobutano.

Además son conocidos al menos dos parámetros del estado 2 por lo tanto se determinarán el resto de parámetros que caracterizan a dicho estado por medio del programa de cálculo EES.

2.3 Estado 3

El estado 3 se corresponde al estado del isobutano vapor al salir del regenerador y antes de su entrada en el condensador. La temperatura de dicho fluido es conocida, así como también lo es su presión, dado que la pérdida de carga del fluido a lo largo de su paso por el regenerador es conocida. Determinadas la temperatura y la presión del estado se procederá a calcular el resto de parámetros para determinar por completo el estado 3 a través del programa de cálculo EES.

2.4 Estado 4

El estado 4 se corresponde al estado del isobutano líquido tras salir del condensador. La presión es conocida ya que al igual que en el estado 3 se conoce la pérdida de carga a través del condensador. El título del líquido a la salida del condensador es conocido. Con estos dos parámetros se determinarán todos los demás del estado por medio del programa de cálculo EES, quedando de esta forma completamente definido el estado 4.

2.5 Estado 5

El estado 5 se corresponde a la salida del isobutano líquido de la bomba tras su condensación y subenfriamiento en el condensador.

En este estado se conoce inicialmente la presión del fluido, dado que para poder definir por completo el estado serán necesarios al menos dos parámetros del mismo se procederá a actuar de una forma similar a la del estado 2, determinando de la misma manera la entalpía del punto 5s que se corresponde al proceso isoentrópico equivalente en el estado 5:

$$h_{5s} = h_4 + v_4 \cdot (P_5 - P_4) \quad (5)$$

Donde:

- “ h_{5s} ” es la entalpía del estado 5 en el caso de que el proceso fuese isoentrópico.
- “ h_4 ” es la entalpía del estado 4.
- “ v_4 ” es el volumen específico del estado 4.
- “ P_5 ” es la presión del estado 5.
- “ P_4 ” es la presión del estado 4.

Una vez determinada la entalpía del estado 5s y relacionándola con el rendimiento de la bomba, “ η_{bomba} ”, por medio de la siguiente ecuación podremos determinar la entalpía del estado 5:

$$\eta_{bomba} = \frac{(h_{5s} - h_4)}{(h_5 - h_4)} \quad (6)$$

Despejando de la ecuación (6) se calculará la entalpía del estado 5, de esta forma son conocidos ya dos parámetros del estado 5, la entalpía y la presión, pudiendo de esta forma definir por completo dicho estado por medio del programa de cálculo EES.

2.6 Estado 6

El estado 6 se corresponde al estado del isobutano fluido antes de su entrada en el evaporador tras pasar por el regenerador de calor. La presión de dicho fluido es conocida y por medio de la ecuación de conservación de la energía aplicada al regenerador se procederá a calcular la entalpía del estado 6:

$$(h_2 - h_3) = (h_6 - h_5) \quad (7)$$

Despejando de la ecuación (7) se podrá hallar la entalpía del estado 6 “ h_6 ”. Quedando de esta forma este estado completamente definido al hallar el resto de parámetros con el programa de cálculo EES.

2.7 Cálculo de la potencia del evaporador, condensador y bomba

Para realizar el diseño ingenieril del evaporador y del condensador será necesario determinar previamente la potencia de dichos intercambiadores de calor. Esta potencia dependerá en ambos casos tanto del flujo másico de isobutano que por ellos circula como del salto entálpico que el fluido experimentará en su paso.

Dado que todos los estados ya han sido determinados se procederá al cálculo de las potencias:

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}_{isobutano} \cdot (h_1 - h_6) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_{isobutano} \cdot (h_3 - h_4) \quad (9)$$

Donde:

- “ $\dot{Q}_{evaporador}$ ” es la potencia del evaporador.
- “ $\dot{Q}_{condensador}$ ” es la potencia del condensador.

Por otra parte para poder determinar el rendimiento del ciclo termodinámico será necesario determinar la potencia desarrollada por la bomba, al igual que en la potencia del evaporador y del condensador, como todos los estados han sido ya definidos la potencia se hallará como:

$$\dot{W}_{bombeo} = \dot{m}_{isobutano} \cdot (h_5 - h_4) \quad (10)$$

Siendo:

- “ \dot{W}_{bombeo} ” la potencia desarrollada por la bomba.

2.8 Rendimiento del ciclo termodinámico

Conocidas las potencias del evaporador, del condensador y de la bomba se procederá al cálculo del rendimiento del ciclo termodinámico. Resulta interesante comparar este rendimiento con el rendimiento del Ciclo de Carnot para así saber cuán próximo está el ciclo termodinámico utilizado en el proyecto del rendimiento máximo, que vendrá determinado por el rendimiento del Ciclo de Carnot equivalente funcionando entre los mismos focos.

Estando definidos todos los estados del ciclo se procederá al cálculo de dichos rendimientos:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{neto} - \dot{W}_{bombeo}}{\dot{Q}_{evaporador}} \quad (11)$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_3 + 273}{T_1 + 273} \quad (12)$$

Donde:

- “ η_{ciclo} ” es el rendimiento del ciclo termodinámico.
- “ η_{Carnot} ” es el rendimiento del Ciclo de Carnot.
- “ T_3 ” es la temperatura en el estado 3.
- “ T_1 ” es la temperatura en el estado 1.

3 RESULTADOS

A continuación en la Tabla 1 se detallan los resultados que caracterizarán al ciclo termodinámico permitiendo definir cada uno de los estados así como los rendimientos y potencias de los elementos del ciclo.

Tabla 1: Resultados del ciclo termodinámico

Variable	Valor	Unidad
A: Área de campo solar	7498	m ²
Flux: Captación	0,8	kW/m ²
h_1 : Entalpía específica del estado 1	779,9	kJ/kg
h_2 : Entalpía específica del estado 2	701	kJ/kg
h_{2s} : Entalpía específica del estado 2s	687	kJ/kg
h_3 : Entalpía específica del estado 3	614,8	kJ/kg
h_4 : Entalpía específica del estado 4	261,7	kJ/kg
h_5 : Entalpía específica del estado 5	267,4	kJ/kg
h_{5s} : Entalpía específica del estado 5s.	266,6	kJ/kg
h_6 : Entalpía específica del estado 6	353,6	kJ/kg
\dot{m} : Flujo másico de isobutano	14,07	kg/s
P_1 : Presión en el estado 1	3000	kPa
P_2 : Presión en el estado 2	400	kPa
P_3 : Presión en el estado 3	380	kPa
P_4 : Presión en el estado 4	360	kPa
P_5 : Presión en el estado 5	3020	kPa
P_6 : Presión en el estado 6	3000	kPa
$Q_{condensador}$: Potencia del condensador	4968	kW
$Q_{evaporador}$: Potencia del evaporador	5998	kW
s_1 : Entropía específica del estado 1	2,597	kJ/kg-K
s_2 : Entropía específica del estado 2	2,636	kJ/kg-K
s_{2s} : Entropía específica del estado 2s	2,597	kJ/kg-K
T_1 : Temperatura del estado 1	150	°C
T_2 : Temperatura del estado 2	84,97	°C
T_{2s} : Temperatura del estado 2s	78	°C
T_3 : Temperatura del estado 3	40	°C
T_4 : Temperatura del estado 4	25,95	°C
T_5 : Temperatura del estado 5	27,66	°C
T_{5s} : Temperatura del estado 5s	27,31	°C
T_6 : Temperatura del estado 6	61,47	°C
T_{sat_3} : Temperatura de saturación del estado 3	27,8	°C
T_{sat_5} : Temperatura de saturación del estado 5	123,6	°C
T_{sat_6} : Temperatura de saturación del estado 6	123,2	°C
v_4 : Volumen específico del estado 4	0,01823	m ³ /kg
W_{bomba} : Trabajo de la bomba	80,24	kW
W_{neto} : Trabajo neto del ciclo	1000	kW

Anejo I

Sergio García Palmeiro

η_{ciclo} : Rendimiento del ciclo termodinámico	0.1533	-
η_{Carnot} : Rendimiento del ciclo de Carnot	0.26	-
x_4 : Título del fluido en el estado 4	0	-

En Ferrol, a Junio de 2018



Fdo.: Sergio García Palmeiro



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías industriales

Anejo II

CÁLCULOS DEL REGENERADOR

Índice

1	Diseño ingenieril del regenerador	7
1.1	Cálculo del área de transferencia.....	7
1.2	Número de tubos	10
1.3	Longitud de los tubos.....	11
1.4	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el flujo interno.....	11
1.5	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo	13
2	Pérdida de carga.....	16
2.1	Pérdida de carga en los tubos	16
2.2	Pérdida de carga en la carcasa	17
3	Diseño mecánico	19
3.1	El código ASME	19
3.2	La norma TEMA.....	19
3.3	Materiales	20
3.4	Tubos	22
3.4.1	Cálculo del diámetro	22
3.4.2	Cálculo del espesor mínimo.....	22
3.5	Patrón de tubos	23
3.6	Bridas	23
3.6.1	Bridas de unión.....	23
3.6.2	Bridas de conexión	25
3.6.3	Juntas.....	26
3.7	Diámetro de la carcasa	26
3.8	Baffles	27
3.8.1	Baffles longitudinales.....	27
3.8.2	Baffles transversales	28
3.9	Barras de soporte	29
3.10	Placa de separación	29
3.11	Cabezales.....	30
3.11.1	Cabezal posterior.....	30
3.12	Longitud de los cabezales.....	32
3.13	Longitud del tubo de la brida.....	32
3.14	Placas portatubos	33
3.15	Soldaduras	33

4 Resultados	34
4.1 Diseño ingenieril del regenerador	34
4.2 Pérdida de carga	36
4.3 Diseño mecánico	37

Índice de figuras

<i>Figura 1: Gráfica factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica</i>	9
Figura 2: Circuito térmico equivalente del regenerador	9
Figura 3: Disposición de los tubos en intercambiadores de calor de carcasa y tubos	13
Figura 4: Variación del coeficiente C_n con el número de filas de tubos.....	14
Figura 5: Diseño triangular y cuadrado de disposición de tubos.....	17
Figura 6: Nomenclatura según norma TEMA de intercambiadores de calor.....	20
Figura 7: Brida Welding Neck Serie-A según norma ASME B16.47	24
Figura 8: Brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5	25
Figura 9: Principales configuraciones de baffles transversales según la norma TEMA.....	28
Figura 10: Tipos de cabezales posteriores.....	30
Figura 11: Valor del coeficiente S según la configuración del cabezal.	31

Índice de tablas

<i>Tabla 1: Expresiones para el Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular</i>	12
Tabla 2: Composición química del acero 316.....	21
Tabla 3: Comparativa de propiedades mecánicas de distintos tipos de aceros	21
Tabla 4: Valor del parámetro Y en función del material y de la temperatura.....	23
Tabla 5: Catálogo de la brida Welding Neck Serie-A según norma ASME B16.47	24
Tabla 6: Catálogo brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5.....	26
Tabla 7: Valor de la constante CTP en función del número de pasos por tubo.....	27
Tabla 8: Factores de dimensionado de placas de separado.....	28
Tabla 9: Espesor de bafles transversales.....	29
Tabla 10: Dimensiones estándar de las barras de soporte según la norma TEMA.	29
Tabla 11: Espesor mínimo de la placa portatubos en función del diámetro nominal de la carcasa.....	33
Tabla 12: Datos del diseño ingenieril del regenerador.....	34
Tabla 13: Parámetros para cálculo del coeficiente de transferencia de calor exterior	35
Tabla 14: Parámetros para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor interior	35
Tabla 15: Pérdida de carga en los tubos.....	36
Tabla 16: Pérdida de carga en la carcasa.....	36
Tabla 17: Resultados obtenidos en el diseño de los tubos.....	37
Tabla 18: Resultados obtenidos en el diseño de las bridas.....	37
Tabla 19: Resultados obtenidos en el diseño de la carcasa.....	37
Tabla 20 Resultados del diseño de los bafles	38
Tabla 21: Resultados del diseño de placa de separación y barras de soporte	38
Tabla 22: Resultados del diseño de los cabezales.....	38

1 DISEÑO INGENIERIL DEL REGENERADOR

En este apartado se describirá el proceso de cálculo del área de transferencia del regenerador así como el número de tubos, la longitud y el diámetro de los mismos y el número de pasos por tubo.

También se incluirá el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor tanto para el flujo interno como para el flujo externo del regenerador.

El regenerador es un intercambiador de calor de carcasa y tubos, por el que circulará isobutano líquido por el interior de los tubos e isobutano vapor por la carcasa. El isobutano vapor es el fluido caliente que se encargará de ceder calor al isobutano líquido que es el fluido frío, precalentándolo de esta forma antes de su entrada en el evaporador, consiguiendo así aumentar el rendimiento del ciclo termodinámico.

1.1 Cálculo del área de transferencia

El área de transferencia del regenerador se calculará por medio del método de la diferencia de temperaturas media logarítmica.

Dado que las temperaturas tanto de entrada como de salida del líquido y vapor que circulan por el regenerador fueron halladas en el Anejo de Cálculos del Ciclo Termodinámico, se procederá a determinar la diferencia de temperaturas media logarítmica utilizando la ecuación (1):

$$\Delta T_{mlog} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (1)$$

Donde:

- ΔT_{mlog} es la diferencia de temperaturas media logarítmica.
- T_{ce} es la temperatura del fluido caliente a la entrada.
- T_{cs} es la temperatura del fluido caliente a la salida.
- T_{fe} es la temperatura del fluido frío a la entrada.
- T_{fs} es la temperatura del fluido frío a la salida.

La potencia del regenerador será:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{mlog} \cdot F \quad (2)$$

Siendo:

- A el área total de intercambio de calor.
- Q la potencia del regenerador.
- U el coeficiente global de transferencia de calor.
- F el factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica.

No obstante, para hallar el área de transferencia se utilizará una potencia del regenerador un 10% mayor a la real, de esta forma conseguiremos que el regenerador esté sobredimensionado, haciendo posible que éste trabaje en las condiciones óptimas incluso con una suciedad que aumente la resistencia térmica de calor.

El valor del coeficiente global de transferencia de calor no es conocido, por lo tanto para determinar el área de transferencia se utilizará un método iterativo. En este método habrá las siguientes variables: número de tubos, longitud de los tubos y diámetro de los tubos.

Para poder determinar el área de transferencia habrá que fijar el valor de dos de las tres variables descritas. Una vez fijado se supondrá inicialmente un valor del coeficiente global de transferencia de calor, de tal manera que se elegirá un valor bibliográfico de éste para llevar a cabo el primer cálculo, obteniendo de esta forma un área total de transferencia de calor así como un número de tubos y unos coeficientes de transferencia de calor por convección para el flujo interior y exterior.

Conocidos los coeficientes de transferencia de calor por convección interior y exterior, así como los diámetros de los tubos y el número de tubos se podrá determinar la resistencia térmica total equivalente del circuito y por consiguiente un nuevo valor del coeficiente global de transferencia de calor.

Si el valor del coeficiente global de transferencia de calor hallado de esta forma no coincide con el supuesto inicialmente, se repetirá el proceso descrito de forma iterativa hasta que los valores calculados en una iteración coincidan con los hallados en la anterior.

El valor del factor "F" se obtendrá entrando en la gráfica de la Figura 1 con los valores de:

$$P = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (3)$$

$$R = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})} \quad (4)$$

Para un coeficiente global de transferencia de calor el área es inversamente proporcional al factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica tal y como se expresa en la ecuación (2). Por lo tanto para diseñar un regenerador con la menor área posible se buscará un valor del factor de corrección lo más alto posible.

Además se recomienda que el valor del factor de corrección sea siempre superior a 0.8 .

Inicialmente se plantea el diseño de un regenerador de cuatro pasos por tubo y un paso por carcasa obteniendo de esta forma un valor del factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica de 0.3. Este valor es muy bajo por lo que se procederá a cambiar el diseño a un intercambiador de dos pasos por carcasa y cuatro por tubo en el que se obtiene un factor de 0.94. Por lo tanto el diseño final escogido para el regenerador será el de dos pasos por carcasa y cuatro por tubo obteniendo así una menor área de transferencia de calor.

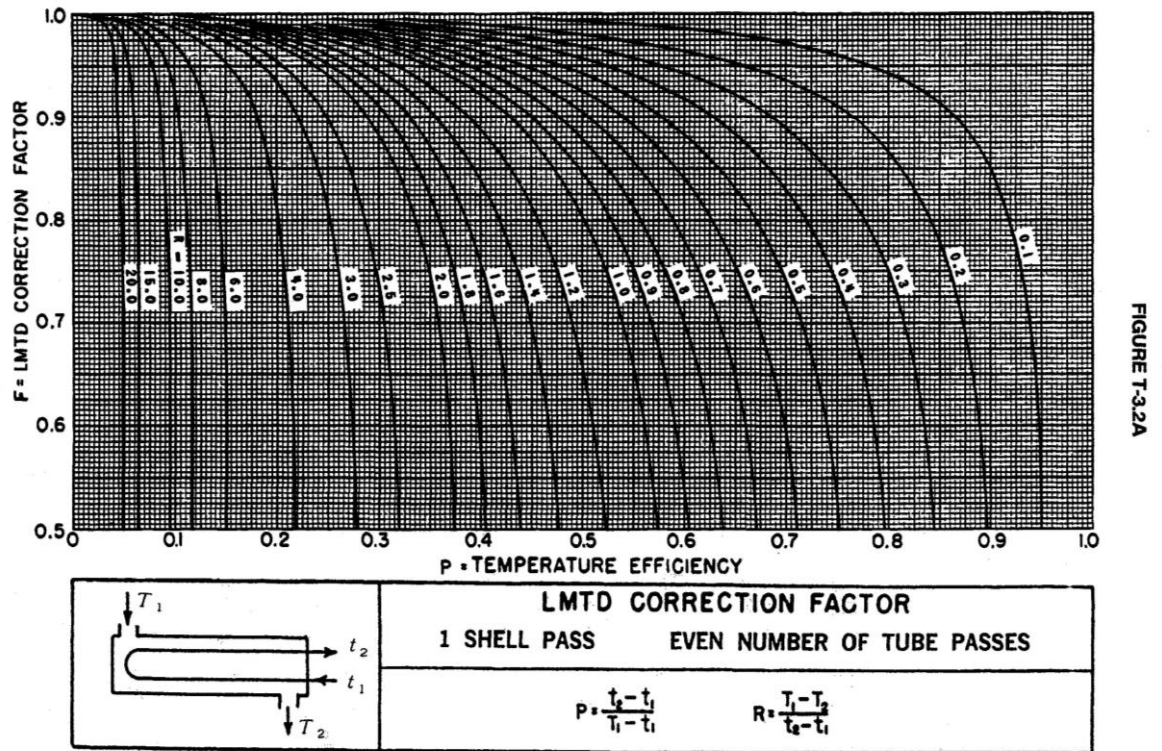


Figura 1: Gráfica factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica

Para calcular el valor del coeficiente global de transferencia de calor se realizará un balance de calor, obteniendo el circuito térmico equivalente de la **Figura 2**:

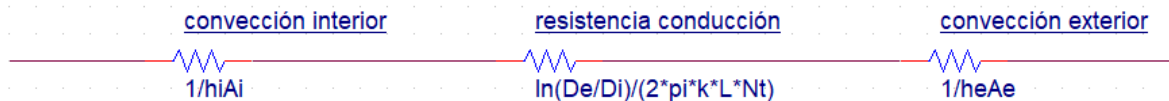


Figura 2: Circuito térmico equivalente del regenerador

Donde:

- h_i es el coeficiente de transmisión de calor interior.
- A_i es el área interior de los tubos.
- D_e es el diámetro exterior de los tubos.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.
- k es la conductividad térmica de los tubos.
- L es la longitud de los tubos.
- N_t es el número de tubos.
- h_e es el coeficiente de transmisión de calor exterior.
- A_e es el área exterior.

A partir del circuito de la **Figura 2** se calculará la resistencia térmica total del circuito:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot N_t} + \frac{1}{A_e \cdot h_e} \quad (5)$$

La resistencia térmica total del circuito está relacionada con el coeficiente global de transferencia de calor por la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{U \cdot A} = R_{total} \quad (6)$$

De esta forma se determinará el valor del coeficiente global de transferencia de calor. No obstante tal y como se mencionó anteriormente el método utilizado es iterativo, por lo tanto no se considerará el valor del coeficiente global de transferencia de calor como verdadero hasta que dos valores consecutivos de dicho coeficiente coincidan.

1.2 Número de tubos

El número de tubos del regenerador será determinado a partir del área total de transferencia de calor, cuyo valor dependerá del coeficiente global de transferencia de calor tal y como se observa en la ecuación(6). Por lo tanto:

$$N_t = \frac{A}{A_{1tubo}} \quad (7)$$

Donde:

- A es el área total de transferencia de calor del regenerador.
- A_{1tubo} es el área de la sección interior de un tubo.

El número de tubos por paso será:

$$N_{tpaso} = \frac{N_t}{p} \quad (8)$$

Donde:

- p el número de pasos por tubo.
- N_{tpaso} es el número de tubos por paso

Siendo el área de la sección interior de un tubo:

$$A_{1tubo} = \pi \cdot L \cdot D_i \quad (9)$$

1.3 Longitud de los tubos

Tal y como se explica anteriormente, para el cálculo del área de transferencia de calor se utilizará un método iterativo en el cual hay que fijar dos de las variables. La longitud de los tubos será una de estas dos variables junto con los diámetros de los tubos.

La longitud de los tubos por paso vendrá determinada por la siguiente ecuación:

$$L_{paso} = \frac{L}{p} \quad (10)$$

Siendo:

- L_{paso} la longitud del tubo por paso.
- p el número de pasos por tubo.

1.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el flujo interno

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección se utilizará la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad (11)$$

Siendo:

- Nu : Número de Nusselt
- h_i : Coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo interno.
- D_i : Diámetro interior del tubo.
- k : Conductividad térmica del fluido.

Para el cálculo del Nusselt se pueden utilizar distintas ecuaciones en función del tipo y de las condiciones del flujo siendo las más utilizadas las de la *Tabla 1*.

Se utilizará para la determinación del valor del Nusselt la correlación de Dittus-Boelter dado que las condiciones de trabajo del regenerador en el flujo interno se encuentran entre los límites de dicha correlación:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (12)$$

Donde:

- Re : Número de Reynolds.
- Pr : Número de Prandtl.

En este caso el parámetro n tomará un valor de 0,4 ya que el fluido frío se calienta.

El valor del número de Prandtl, así como la conductividad térmica del fluido que circula por el interior de los tubos, la densidad y la viscosidad, se calcularán por medio del software EES utilizando los valores de la temperatura media de entrada y salida del isobutano líquido y una presión media de 3010kPa.

Tabla 1: Expresiones para el Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular

Expresión	Condiciones	
$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^n$ (Dittus-Boelter)	$Pr > 0,6$ $Re > 10.000$	$n=0,3$ si se enfría $n=0,4$ si se calienta
$Nu = 0,022Re^{4/5}Pr^{0,5}$ (Kays-Crawford)	Gases; $0,5 < Pr < 1$	
$Nu = 0,27Re^{4/5}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$ (Sieder-Tate)	$0,7 < Pr < 16.700$ $Re > 10^4$	
$Nu = \frac{(C_f/2)Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7(C_f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (Petukhov-Krilov)	$0,5 < Pr < 2.000$ $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$	
$Nu = \frac{(C_f/2)(Re - 10^3)Pr}{1 + 12,7(C_f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (Gnielinski)	$0,5 < Pr < 2.000$ $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$	
$Nu = 4,82 + 0,0185Pe^{0,827}$	$10^2 < Pe < 10^4$ $3,6 \cdot 10^3 < Re < 9,05 \cdot 10^5$ Flujo de calor constante en la pared	
$Nu = 5,0 + 0,025Pe^{0,8}$	$Pe > 100$ T_p constante	

El número de Reynolds se calculará como:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tubo}}{\pi \cdot \mu \cdot D_i} \quad (13)$$

Donde:

- \dot{m}_{tubo} : Caudal másico de isobutano que circula por un tubo
- μ : Viscosidad dinámica del isobutano líquido
- D_i : Diámetro interior de los tubos.

El flujo másico de isobutano total es conocido, fue determinado en el anejo del ciclo termodinámico. El número de tubos y el número de pasos por tubo también son conocidos, por lo tanto se procederá a calcular el flujo másico de isobutano por un tubo:

$$\dot{m}_{1tubo} = N_p * \frac{\dot{m}}{N_t} \quad (14)$$

Siendo:

- N_t el número de pasos por tubo.
- \dot{m} el flujo másico de isobutano total.

1.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo

El primer paso para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo será determinar la velocidad del isobutano vapor, que se calculará por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = u \cdot \rho \cdot S \quad (15)$$

Siendo:

- “ u ”: Velocidad del isobutano vapor en la carcasa.
- “ ρ ”: Densidad del isobutano vapor.
- “ S ”: Sección de paso.

Antes de poder determinar el Reynolds máximo habrá que elegir una configuración para los tubos, siendo las configuraciones propuestas por la norma TEMA las descritas en la **Figura 3**.

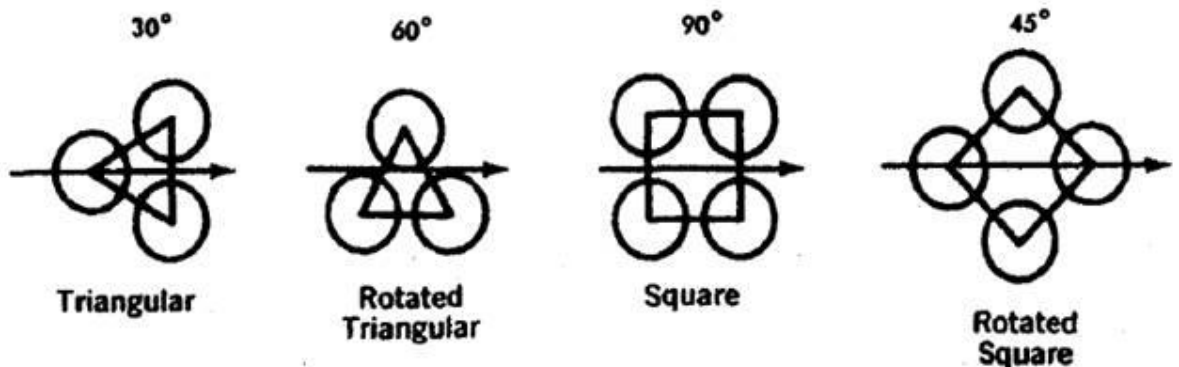


Figura 3: Disposición de los tubos en intercambiadores de calor de carcasa y tubos

Para el regenerador del proyecto se utilizará una distribución cuadrada con un determinado valor de St , que es la distancia entre centros de dos tubos adyacentes, este último aspecto se tratará con más detalle en el diseño mecánico del regenerador.

A continuación se procederá a calcular la velocidad máxima " u_{max} " del fluido que circula por la carcasa:

$$u_{max} = \frac{u \cdot St}{|St - D_e|} \quad (16)$$

Donde:

- " St " es la distancia entre centros de dos tubos contiguos.
- " D_e " es el diámetro exterior del tubo.

El número de Nusselt será calculado utilizando la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.36 \cdot (Re_{max})^{0.55} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Cn \quad (17)$$

Siendo:

- " Re_{max} ": el número de Reynolds característico del flujo alrededor de un cilindro.
- " Pr ": Número de Prandtl.
- " Cn ": Coeficiente que depende del número de filas.

El valor del número de Prandtl, así como la conductividad térmica del fluido que circula por el exterior de los tubos, la densidad y la viscosidad, se calcularán por medio del software EES utilizando los valores de la temperatura media de entrada y salida del isobutano vapor y una presión de 390kPa.

El valor de " Cn " se determina por medio de la gráfica de la Figura 4:

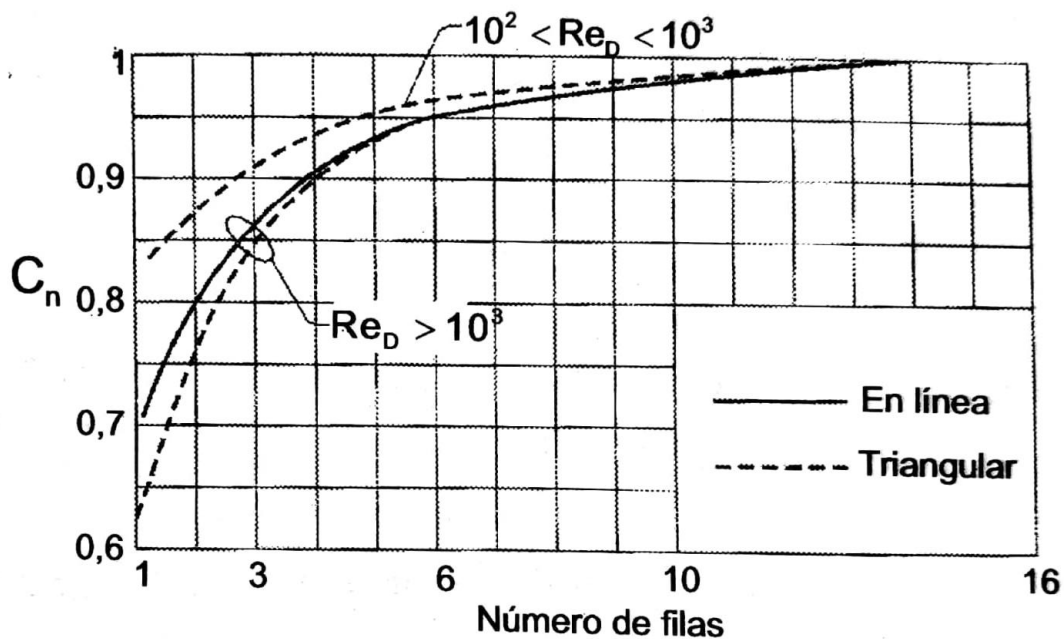


Figura 4: Variación del coeficiente Cn con el número de filas de tubos

El valor del " Re_{max} " se calculará como:

$$Re_{max} = \frac{u_{max} \cdot D_e}{\nu} \quad (18)$$

Finalmente para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo externo se utilizará la ecuación(11).

2 PÉRDIDA DE CARGA

En este apartado se determinará la pérdida de carga en la carcasa y en los tubos.

2.1 Pérdida de carga en los tubos

La pérdida de carga en los tubos podrá ser calculada sabiendo el número de pasos por tubo y la longitud del intercambiador de calor. La caída de presión vendrá determinada por la ecuación(19):

$$\Delta P_t = 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} \cdot \rho \cdot \frac{u_{max}^2}{2} \quad (19)$$

Donde:

- ΔP_t : Pérdida de carga en los tubos
- f : Factor de fricción.
- L : Longitud de los tubos.
- p : Número de pasos por tubo.
- D_i : Diámetro interior de los tubos.
- ρ : Densidad del isobutano líquido.
- u_{max} : Velocidad máxima.

O bien por medio de la ecuación:

$$\Delta P_t = 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho} \quad (20)$$

Siendo el valor del factor de fricción:

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \cdot Re_t) \quad (21)$$

Donde " Re_t " es el número de Reynolds en el interior de los tubos.

El cambio de dirección en los diferentes pasos introduce una caída de presión adicional, " ΔP_r ", debido a las expansiones y contracciones repentinas que el fluido experimenta durante el retorno, esto es tenido en cuenta añadiendo cuatro cabezas de velocidad por paso:

$$\Delta P_r = 4 \cdot p \cdot \frac{\rho \cdot u_{max}^2}{2} \quad (22)$$

La pérdida de carga total en los tubos por lo tanto será:

$$\Delta P_{total} = \left(4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} + 4 \cdot p \right) \cdot \rho \cdot \frac{u_{max}^2}{2} \quad (23)$$

2.2 Pérdida de carga en la carcasa

La pérdida de carga en la carcasa dependerá del número de tubos por el que el fluido pasa en el haz de tubos entre los baffles, así como de la longitud de cada paso. Si la longitud del haz de tubos está dividida por cuatro baffles, por ejemplo, todo el fluido pasará por el haz cinco veces.

La correlación ha sido obtenida usando el producto de la distancia a lo largo del haz, tomada como el diámetro interior de la carcasa, y el número de veces que el haz es cruzado.

La pérdida de carga en la carcasa se calculará con la ecuación:

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot (N_b + 1) \cdot D_s}{2 \cdot \rho \cdot d_e \cdot \phi_s} \quad (24)$$

Siendo:

- f : Factor de fricción.
- G_s : Velocidad del fluido en la carcasa.
- d_e : Diámetro equivalente.
- N_b : Número de baffles.
- D_s : Diámetro de la carcasa.
- ρ : Densidad del isobutano vapor.

El valor de $(N_b + 1)$ es el número de veces que el fluido que discurre por la carcasa pasa por el haz de tubos.

La velocidad del fluido en la carcasa, G_s , será calculada como:

$$G_s = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{P_T} \quad (25)$$

Siendo:

- C : La distancia mostrada en la Figura 5.
- B : la distancia entre baffles.

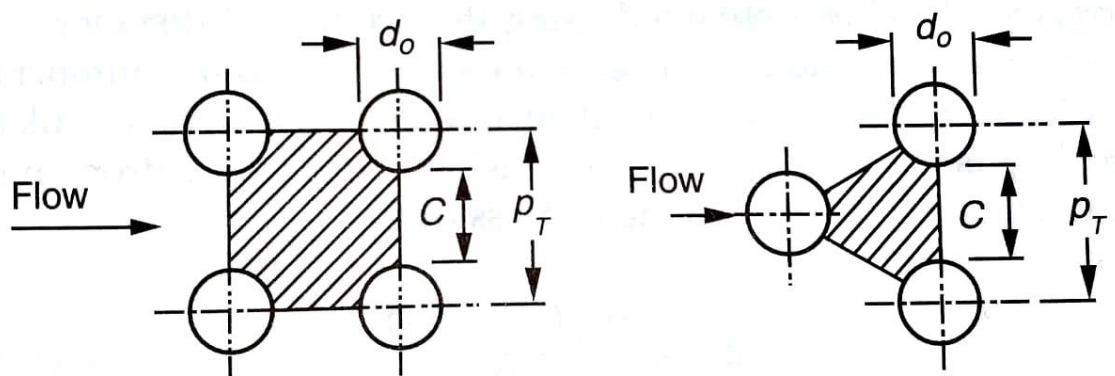


Figura 5: Diseño triangular y cuadrado de disposición de tubos

El diámetro equivalente para una disposición de tubos cuadrada será:

$$d_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi \cdot D_e^2/4)}{\pi \cdot D_e} \quad (26)$$

Siendo el valor de P_T , también denominado como S_T el representado en la Figura 5

Donde:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (27)$$

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (28)$$

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \cdot Re_s) \quad (29)$$

Siendo:

- μ_b : Viscosidad dinámica
- μ_w : Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared
- L : Longitud de los tubos.
- B : Distancia entre baffles.
- Re_s : Número de Reynolds en la carcasa.

Para $400 < Re_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu} < 1 \cdot 10^6$

3 DISEÑO MECÁNICO

En este apartado se procederá a realizar el diseño mecánico del regenerador, para lo que se han seguido las normas y recomendaciones presentes en el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) así como la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association):

3.1 El código ASME

El código ASME contiene directrices sobre el diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos, calderas y recipientes a presión.

Se encuentra dividido en numerosas secciones, las que se han utilizado con el fin de realizar el proyecto son la sección VIII División 1 y la sección II parte D.

La sección VIII División 1 trata los siguientes aspectos: materiales, temperaturas máximas y mínimas así como presiones de diseño, cargas y esfuerzos máximos admisibles del material, diseño a condiciones de presión interna y diseño a condiciones de presión externa entre otros.

La sección II parte D establece las propiedades y resistencias a la tensión de cada uno de los materiales.

3.2 La norma TEMA

La norma TEMA recoge los estándares fijados por los fabricantes de intercambiadores de calor tubulares TEMA, estos estándares son seguidos en la mayor parte del mundo para su construcción y es aplicable a intercambiadores de calor de carcasa y tubos con un diámetro interior de carcasa máximo de 1524 mm, una presión máxima de 207 bar.

En la norma cada una de las secciones del intercambiador viene identificada por una letra, de tal forma que cada intercambiador estará identificado por un conjunto de tres letras junto con las dimensiones del mismo. La primera letra indica el tipo de cabezal frontal, la segunda el tipo de carcasa y la tercera el tipo de cabezal posterior.

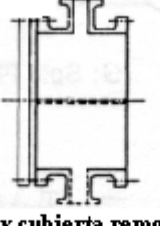
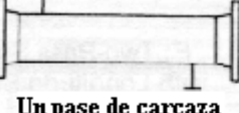

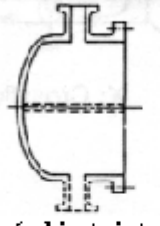
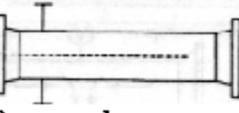
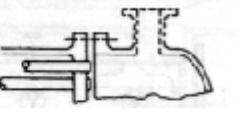
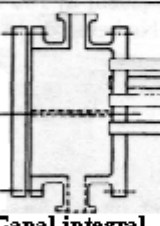


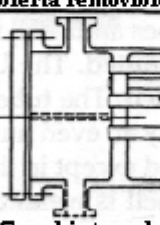
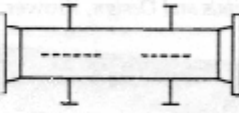
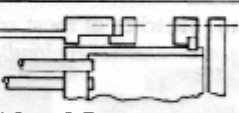
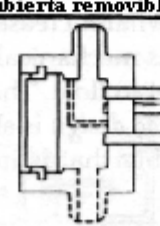
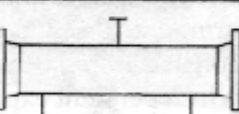
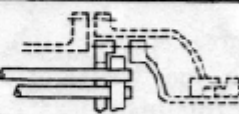
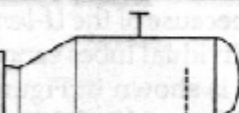
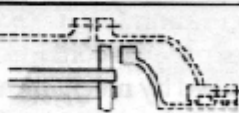
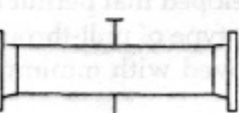
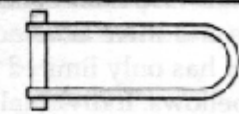

	Frente Cabezales estacionarios		Tipo de carcasa		Terminal Tipos de cabezal
A	 Canal y cubierta removible	E	 Un pase de carcasa	L	 Similar a cabezal A
B	 Bonete (cubierta integral)	F	 Dos pases de carcasa con separador horizontal	M	 Similar a cabezal B
C	 Haz de tubo removible Canal integral Cubierta removible	G	 Flujo dividido	N	 Similar a cabezal N
N	 Canal integral Cubierta removible	H	 Doble flujo dividido	P	 Cabezal flotante empacado por el exterior
D	 Altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Cabezal flotante
		K	 Rehervidor	T	 Cabezal flotante deslizante
		X	 Flujo cruzado	U	 Haz de tubo en U
				W	 Sello externo

Figura 6: Nomenclatura según norma TEMA de intercambiadores de calor.

3.3 Materiales

El material utilizado para las distintas partes del regenerador es un acero inoxidable tipo 316. Se trata de un acero inoxidable de cromo y níquel austenítico que contiene molibdeno, esta adición aumenta la resistencia a la corrosión general, mejora la resistencia a picaduras de soluciones de iones cloruro y proporciona mayor resistencia a temperaturas elevadas.

Sus propiedades son similares a las del tipo 304, excepto que esta aleación es un poco más sólida a temperaturas elevadas. La resistencia a la corrosión es mejor, particularmente contra ácidos sulfúrico, hidrociorhídico, acético, fórmico y tartárico; sulfatos ácidos y cloruros alcalinos.

Entre sus principales aplicaciones se encuentran: cabezales de escape, piezas para hornos, intercambiadores térmicos, equipos farmacéuticos y fotográficos, recortes de válvulas y bombas, equipos químicos, digestores, tanques, evaporadores, equipos de celulosa, papel y procesamiento textil, piezas expuestas a atmósferas marinas y tuberías.

Los requerimientos de su composición química son los siguientes:

Tabla 2: Composición química del acero 316

Elemento	Porcentaje
Carbón	0,03 máximo
Manganeso	2,00 máximo
Fósforo	0,045 máximo
Azufre	0,030 máximo
Silicio	0,75 máximo
Cromo	16,00 a 18,00
Níquel	10,00 a 14,00
Nitrógeno	0,10 máximo
Molibdeno	2,00 a 3,00

Se muestra a continuación en la Tabla 3 las propiedades mecánicas del acero inoxidable 316, así como una comparativa con otros aceros:

Tabla 3: Comparativa de propiedades mecánicas de distintos tipos de aceros

	Acero al carbono	Tipo 304	Tipo 316
Resistencia a la tensión (Mpa)	448	620	860
Elasticidad (%)	30	50	60
Módulo elástico ($\times 10^3$ Mpa)	207	193	210
Densidad (kg/m^3)	7750	8027	7960
Conductividad térmica a 23°C (W/m-K)	52	16,09	16,3
Calor específico (J/kg-K)	512	512	502

3.4 Tubos

Los tubos del regenerador son de acero inoxidable tipo 316 y tienen dimensiones según ASME B36.19M.

3.4.1 Cálculo del diámetro

Para la determinación del diámetro del tubo el principal criterio que se ha tenido en cuenta ha sido la velocidad máxima del fluido en el interior del tubo, por lo tanto, dado el número de tubos seleccionado para el regenerador y el flujo másico total se procederá al cálculo del flujo másico de isobutano líquido por un tubo:

$$\dot{m}_{1tubo} = \frac{\dot{m}}{N_t} \quad (30)$$

Donde:

- \dot{m}_{1tubo} : Caudal másico de isobutano líquido por un tubo.
- \dot{m} : Caudal másico de isobutano líquido total.
- N_t : Número de tubos.

Ya determinado el caudal másico de isobutano líquido por un tubo, conociendo la velocidad máxima de este fluido por el interior de los tubos que será de 1 a 2 m/s se procederá a calcular la velocidad del fluido para el diámetro escogido en función de las propiedades mecánicas, en el caso de que éste último no cumpla con los límites de velocidad se seleccionará uno distinto hasta que cumpla con ambos requisitos. Se entiende que el tubo cumple las propiedades mecánicas si su espesor es superior al espesor mínimo que se calculará en detalle más adelante.

$$u = \frac{4 \cdot \dot{m}_{1tubo}}{\rho \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (31)$$

Donde:

- ρ es la densidad media del isobutano líquido.
- u es la velocidad del isobutano líquido.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.

Una vez establecido el diámetro teórico que cumpla con las necesidades mecánicas y de velocidad se escogerá un diámetro de un catálogo comercial y se repetirán las comprobaciones hasta encontrar uno que cumpla con los requisitos mecánicos y de velocidad.

3.4.2 Cálculo del espesor mínimo

Para el cálculo del espesor mínimo de los tubos se ha seguido el código ASME para tuberías a presión, en el apartado B31 se especifica el espesor mínimo por medio de la siguiente ecuación:

$$t_{min} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E \cdot W + P \cdot Y)} \quad (32)$$

Siendo:

- P: Presión de diseño en kPa.
- D: Diámetro exterior en mm.
- S: Valor del esfuerzo del material.
- E: Factor de calidad.
- W: Factor de reducción de la resistencia de la junta de la soldadura.
- Y: Coeficiente que depende del material y la temperatura de diseño.

El valor de Y será obtenido según la Tabla 4:

Tabla 4: Valor del parámetro Y en función del material y de la temperatura

Material/°C	482	510	538	566	593	621	649	677	Material
Ac. Ferrítico ¹	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
Ac. Austenítico ²	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	A 312 TP 316 L
Otros metales dúctiles	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	A106 A, A106 B, A335GrP11
Hierro colado	0,4	---	---	---	---	---	---	---	

El valor de S será el establecido en la Tabla 3 y el valor de W será 1 ya que no está soldado.

Una vez establecido el espesor mínimo se comprueba que el diámetro interior es lo suficientemente grande como para que se cumpla el criterio de velocidades del apartado anterior, en el caso de que no se cumpla habría que repetir los cálculos para un diámetro exterior diferente.

3.5 Patrón de tubos

El patrón que seguirán los tubos se elegirá entre las opciones representadas en la **Figura 3** eligiéndose para el presente proyecto una distribución cuadrada a 90°.

En cualquier caso, según la norma TEMA la distancia entre centros de dos tubos contiguos, S_T , ha de ser siempre mayor o igual a 6,4mm y mayor o igual a 1.25 veces el De. En este caso se ha elegido una distancia de 2 veces el diámetro exterior de los tubos cumpliendo de esta forma con ambos requisitos.

3.6 Bridas

Las bridas escogidas para los diferentes elementos del regenerador están diseñadas según las directrices aportadas por la norma ASME B16.5.

3.6.1 Bridas de unión

Se entenderá por bridas de unión a las bridas utilizadas para unir el cabezal frontal y el posterior a la carcasa, así como las bridas que unen la tapa al cabezal frontal.

Serán necesarias por lo tanto seis bridas de unión.

La brida seleccionada para cumplir dicha función será una brida de tipo Welding Neck Serie-A Class 150 lbs, tal y como se observa en la Figura 7, según la norma ASME B16.47.

En este tipo de bridas el diámetro interior será especificado en base a las necesidades, siempre y cuando se mantenga un espesor mínimo de la brida que vendrá determinado en el catálogo comercial.

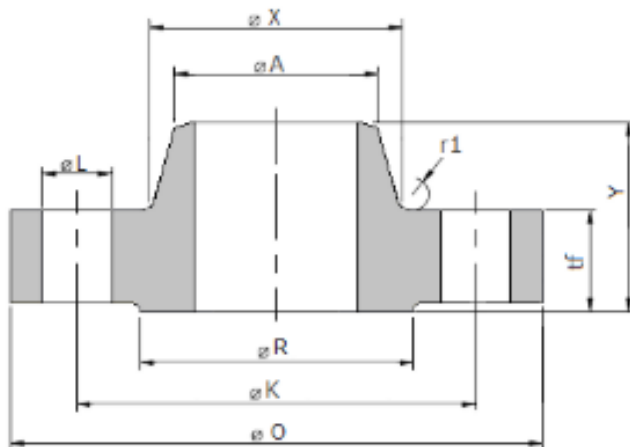


Figura 7: Brida Welding Neck Serie-A según norma ASME B16.47

Tabla 5: Catálogo de la brida Welding Neck Serie-A según norma ASME B16.47

Dimensiones en pulgadas y (milímetros)

Tamaño Nominal Tubería	Ø exterior O	Mínimo espesor tf	Longitud Hub Y	Ø Hub X	Ø Superior Hub A	Ø Raised Face R	Taladros			Ø Tornillo	Radio r1
							Ø K centro tal.	Nº tal	Ø tal. L		
26 (650)	34.25 (870)	2.63 (66.7)	4.69 (119)	26.62 (676)	26 (660.4)	29.5 (749)	31.75 (806.4)	24	1 3/8 (34.925)	1 1/4 (31.75)	0.38 (10)
28 (700)	36.5 (925)	2.75 (69.9)	4.88 (124)	28.62 (727)	28 (711.2)	31.5 (800)	34 (863.6)	28	1 3/8 (34.925)	1 1/4 (31.75)	0.44 (11)
30 (750)	38.75 (985)	2.88 (73.1)	5.32 (135)	30.75 (781)	30 (762)	33.75 (857)	36 (914.4)	28	1 3/8 (34.925)	1 1/4 (31.75)	0.44 (11)
32 (800)	41.75 (1060)	3.13 (79.4)	5.63 (143)	32.75 (832)	32 (812.8)	36 (914)	38.5 (977.9)	28	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.44 (11)
34 (850)	43.75 (1110)	3.19 (81)	5.82 (148)	34.75 (883)	34 (863.6)	38 (965)	40.5 (1028.7)	32	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
36 (900)	46 (1170)	3.5 (88.9)	6.13 (156)	36.75 (933)	36 (914.4)	40.25 (1022)	42.75 (1085.8)	32	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
38 (950)	48.75 (1240)	3.38 (85.8)	6.13 (156)	39 (991)	38 (965.2)	42.25 (1073)	45.25 (1149.4)	32	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
40 (1000)	50.75 (1290)	3.5 (88.9)	6.38 (162)	41 (1041)	40 (1016)	44.25 (1124)	47.25 (1200.2)	36	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
42 (1050)	53 (1345)	3.75 (95.3)	6.69 (170)	43 (1092)	42 (1066.8)	47 (1194)	49.5 (1257.3)	36	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
44 (1100)	55.25 (1405)	3.94 (100.1)	6.94 (176)	45 (1143)	44 (1117.6)	49 (1245)	51.75 (1314.4)	40	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
46 (1150)	57.25 (1455)	4 (101.6)	7.25 (184)	47.12 (1197)	46 (1168.4)	51 (1295)	53.75 (1365.2)	40	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
48 (1200)	59.5 (1510)	4.19 (106.4)	7.5 (191)	49.12 (1248)	48 (1219.2)	53.5 (1359)	56 (1422.4)	44	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)

3.6.2 Bridas de conexión

Se entiende por bridas de conexión a las bridas que unen los tubos de distribución a la carcasa y al cabezal frontal permitiendo así la entrada de fluido en el regenerador.

El criterio para la selección de estas bridas, dado que todas cumplen sobradamente con los requerimientos mecánicos al poder trabajar a unas presiones considerablemente mayores a las presiones de trabajo del regenerador, será la velocidad máxima del isobutano líquido a lo largo de su paso por las bridas, de tal forma que esta velocidad máxima será de 1 a 2 m/s. La ecuación de cálculo del diámetro será la siguiente:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}} \quad (33)$$

Donde:

- u : Velocidad del fluido durante su paso por la brida.
- \dot{m} : Flujo másico de isobutano.
- D : Diámetro de la brida.

El material de estas bridas será también un acero inoxidable B316. De esta forma se consigue que las dilataciones sean las mismas en todos los componentes del regenerador y así evitamos numerosos problemas.

Las bridas tipo 1 serán bridas Lap Joint Class 2500, tal y como se observa en la Figura 8, según la norma ASME B16.5.

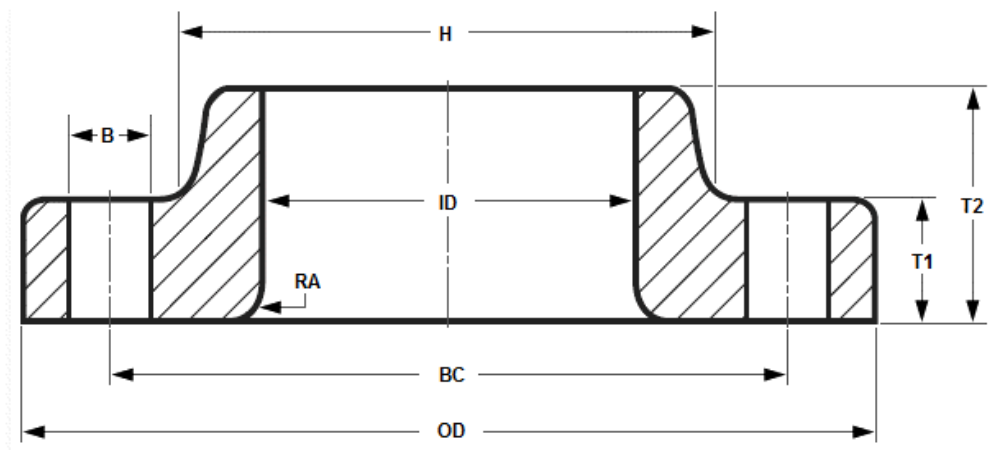


Figura 8: Brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5

Tabla 6: Catálogo brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5

SIZE	ID	OD	Bolt Circle (BC)	H	T1	T2	RA	Bolt Hole (B)	No. of Bolt Ho
1/2"	0.90"	5.25"	3.50"	1.69"	1.19"	1.56"	.12"	0.88"	4
3/4"	1.11"	5.50"	3.75"	2.00"	1.25"	1.69"	.12"	0.88"	4
1"	1.38"	6.25"	4.25"	2.25"	1.38"	1.88"	.12"	1.00"	4
1-1/4"	1.72"	7.25"	5.13"	2.88"	1.50"	2.06"	.19"	1.13"	4
1-1/2"	1.97"	8.00"	5.75"	3.13"	1.75"	2.38"	.25"	1.25"	4
2"	2.46"	9.25"	6.75"	3.75"	2.00"	2.75"	.31"	1.13"	8
2-1/2"	2.97"	10.50"	7.75"	4.50"	2.25"	3.13"	.31"	1.25"	8
3"	3.60"	12.00"	9.00"	5.25"	2.63"	3.63"	.38"	1.38"	8
4"	4.60"	14.00"	10.75"	6.50"	3.00"	4.25"	.44"	1.63"	8
5"	5.69"	16.50"	12.75"	8.00"	3.63"	5.13"	.44"	1.88"	8
6"	6.75"	19.00"	14.50"	9.25"	4.25"	6.00"	.50"	2.13"	8
8"	8.75"	21.75"	17.25"	12.00"	5.00"	7.00"	.50"	2.13"	12
10"	10.92"	26.50"	21.25"	14.75"	6.50"	9.00"	.50"	2.63"	12
12"	12.92"	30.00"	24.38"	17.38"	7.25"	10.00"	.50"	2.88"	12

3.6.3 Juntas

Las juntas de las bridas serán del tipo comercial DURLON FGM316 de acuerdo con la norma ASTM F38.

Estas juntas están formadas por una capa de grafito flexible impermeable unida por medio de un adhesivo a múltiples núcleos de acero 316 de 0,004" de espesor.

3.7 Diámetro de la carcasa

Para continuar con el diseño mecánico es imprescindible conocer el diámetro de la carcasa, que se calculará según la siguiente ecuación:

$$D_s = 0.637 \cdot \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \cdot \left(\frac{A_o \cdot (PR)^2 \cdot D_e}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (34)$$

Siendo:

- D_s : Diámetro interior de la carcasa
- CL : Constante de la disposición de los tubos.
- CTP : Constante según la Tabla 7.
- A_o : Área exterior de los tubos.
- PR : Relación de distancias entre ejes de tubos contiguos
- D_e : Diámetro exterior de los tubos.
- L : Longitud de tubo.

Además:

$$PR = \frac{P_T}{D_e} \quad (35)$$

CTP es una constante que se incluye en la ecuación para tener en cuenta que no toda la sección de la carcasa está cubierta por tubos, sino que habrá un cubrimiento incompleto del diámetro de la carcasa por los tubos debido a los espacios necesarios entre la carcasa y los tubos así como la distancia entre tubos. El valor de CTP viene indicado en la Tabla 7:

Tabla 7: Valor de la constante CTP en función del número de pasos por tubo.

Número de pasos por tubo	CTP
1	0,93
2	0,9
3	0,85
4	0,813

El valor de CL dependerá de la disposición de los tubos, de tal forma que se obtendrá el valor de 1 si están orientados a 90 o 45° y se obtendrá un valor de 0.87 si están orientados a 30 o 60°.

El número de tubos se podrá calcular también por medio de la siguiente ecuación:

$$N_t = 0.785 \cdot \left(\frac{CTP}{CL}\right) \cdot \frac{D_s^2}{(PR)^2 \cdot D_e^2} \quad (36)$$

3.8 Bafles

En el regenerador habrá dos tipos de bafles: longitudinales y transversales.

3.8.1 Bafles longitudinales

En el regenerador habrá un baffle longitudinal cuya finalidad será la de separar los dos pasos de la carcasa.

El espesor del baffle será calculado siguiendo las pautas proporcionadas por la norma TEMA. Siguiendo estas directrices se determina que el espesor de los bafles longitudinales ha de ser mayor de 6.4mm o del valor hallado por medio de la siguiente ecuación:

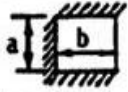


$$t = b \cdot \sqrt{\frac{q \cdot B}{1,5 \cdot S}} \quad (37)$$

Donde:

- t : Espesor mínimo del baffle longitudinal en mm.
- B : Constante de la Tabla 8.

- q : Máxima caída de presión en los baffles en kPa.
- S : en kPa
- b : Constante de la Tabla 8.
- a : Constante de la Tabla 8.

Tabla 8: Factores de dimensionado de placas de separado

 Three sides fixed One side simply supported		 Long sides fixed Short sides simply supported		 Short sides fixed Long sides simply supported	
a/b	B	a/b	B	a/b	B
0.25	0.020	1.0	0.4182	1.0	0.4182
0.50	0.081	1.2	0.4626	1.2	0.5208
0.75	0.173	1.4	0.4860	1.4	0.5988
1.0	0.307	1.6	0.4968	1.6	0.6540
1.5	0.539	1.8	0.4971	1.8	0.6912
2.0	0.657	2.0	0.4973	2.0	0.7146
3.0	0.718	∞	0.5000	∞	0.7500

Este baffle contará además con un orificio para permitir el paso del isobutano vapor de un paso de carcasa a otro. Las dimensiones de dicho orificio se calcularán según la siguiente ecuación:

$$C = \pi \cdot \frac{D_s^2}{8} \quad (38)$$

Donde

- C : es la longitud de este orificio
- D_s : Diámetro de la carcasa.

3.8.2 Baffles transversales

El diseño de los baffles transversales se realizará siguiendo las indicaciones propuestas por la norma TEMA. Las principales configuraciones son las indicadas en la Figura 9:

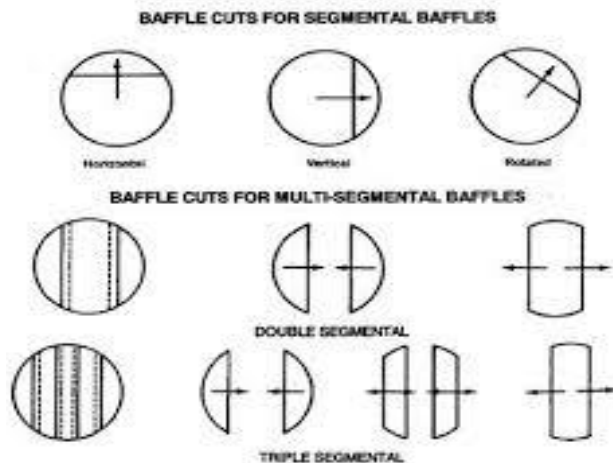


Figura 9: Principales configuraciones de baffles transversales según la norma TEMA

Para el regenerador se seleccionará un tipo de baffles vertical. Dado que la longitud de tubo sin soportar es inferior a 2m y el diámetro exterior de los tubos es inferior a 31.8mm los agujeros para los tubos no tendrán que ser 0.4mm mayores que el diámetro exterior de los mismos tal y como viene establecido en la norma TEMA.

Además como la longitud de tubo sin soportar es inferior a 915mm y el diámetro exterior de los tubos es inferior a 31.8mm no es necesario tener en cuenta una tolerancia para el agujero de los tubos.

El espesor de los baffles se determina por medio de la Tabla 9:

Tabla 9: Espesor de baffles transversales.

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)
6-24 (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)
24-38 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
38-60 (737-985)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
60-90 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
90-100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

3.9 Barras de soporte

Las barras de soporte serán dimensionadas según la norma TEMA, que proporcionará los diámetros nominales y el número mínimo de barras de soporte tal y como se muestra en la Tabla 10

Tabla 10: Dimensiones estándar de las barras de soporte según la norma TEMA.

Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61-100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

No obstante la norma TEMA permite además otras combinaciones de número de barras de soporte y diámetros siempre y cuando no haya menos de cuatro barras de soporte y no tengan un diámetro inferior a 9.5 mm.

3.10 Placa de separación

En el regenerador habrá dos placas de partición situadas en el cabezal frontal. El espesor mínimo de dichas placas será calculado según la norma TEMA por medio de la ecuación (37).

3.11 Cabezales

Habrá dos cabezales en el regenerador, uno frontal y otro posterior.

3.11.1 Cabezal posterior

El cabezal posterior será diseñado según la norma TEMA. Los tipos de cabezales posteriores más comúnmente utilizados son los representados en la Figura 10:

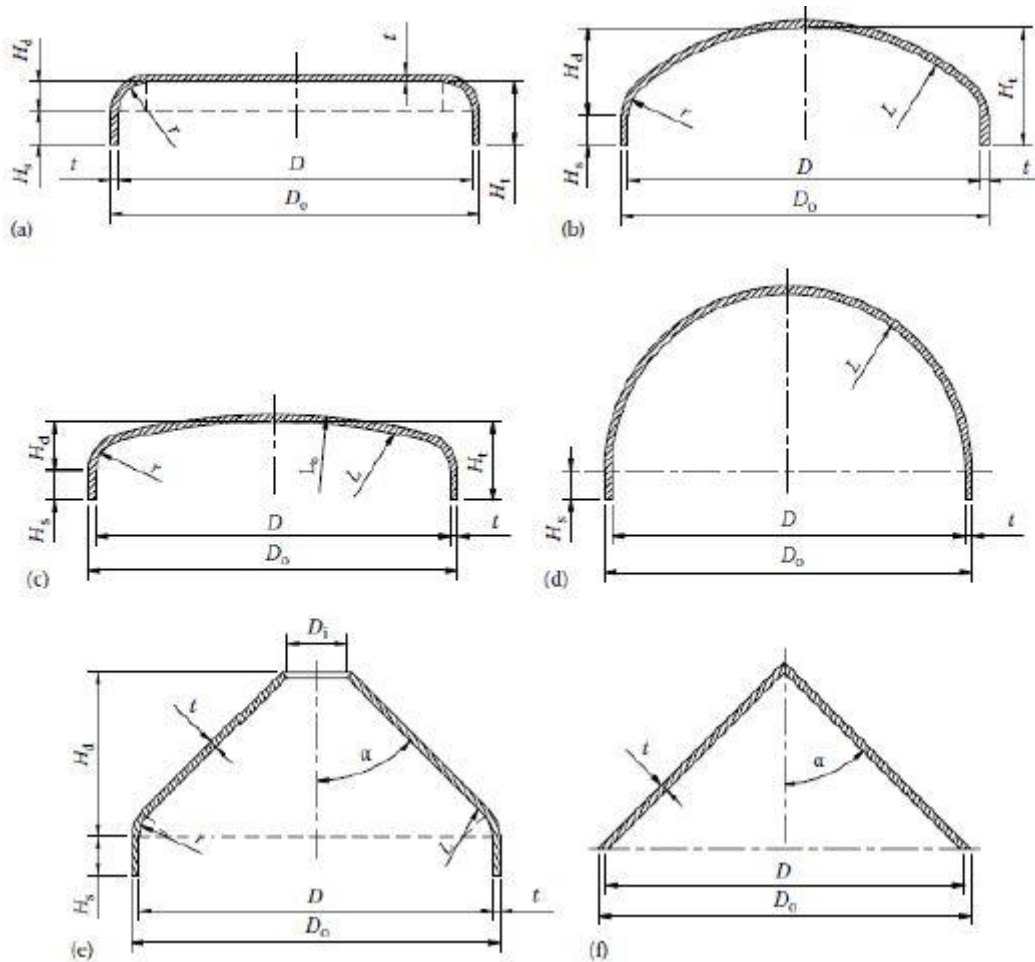


Figura 10: Tipos de cabezales posteriores

El tipo de cabezal posterior escogido para el diseño del regenerador será el tipo (a) de la Figura 10. El espesor mínimo de dicho cabezal vendrá determinado por la ecuación:

$$t = d \cdot \sqrt{\frac{C \cdot P}{S \cdot E}} \quad (39)$$

Donde:

- t : Espesor mínimo del cabezal.

- d : Diámetro interno del cabezal.
- C : Coeficiente según la Figura 11.
- P : Presión de diseño.
- S : Resistencia a la tensión del acero inoxidable 316.
- E : Eficiencia de la junta

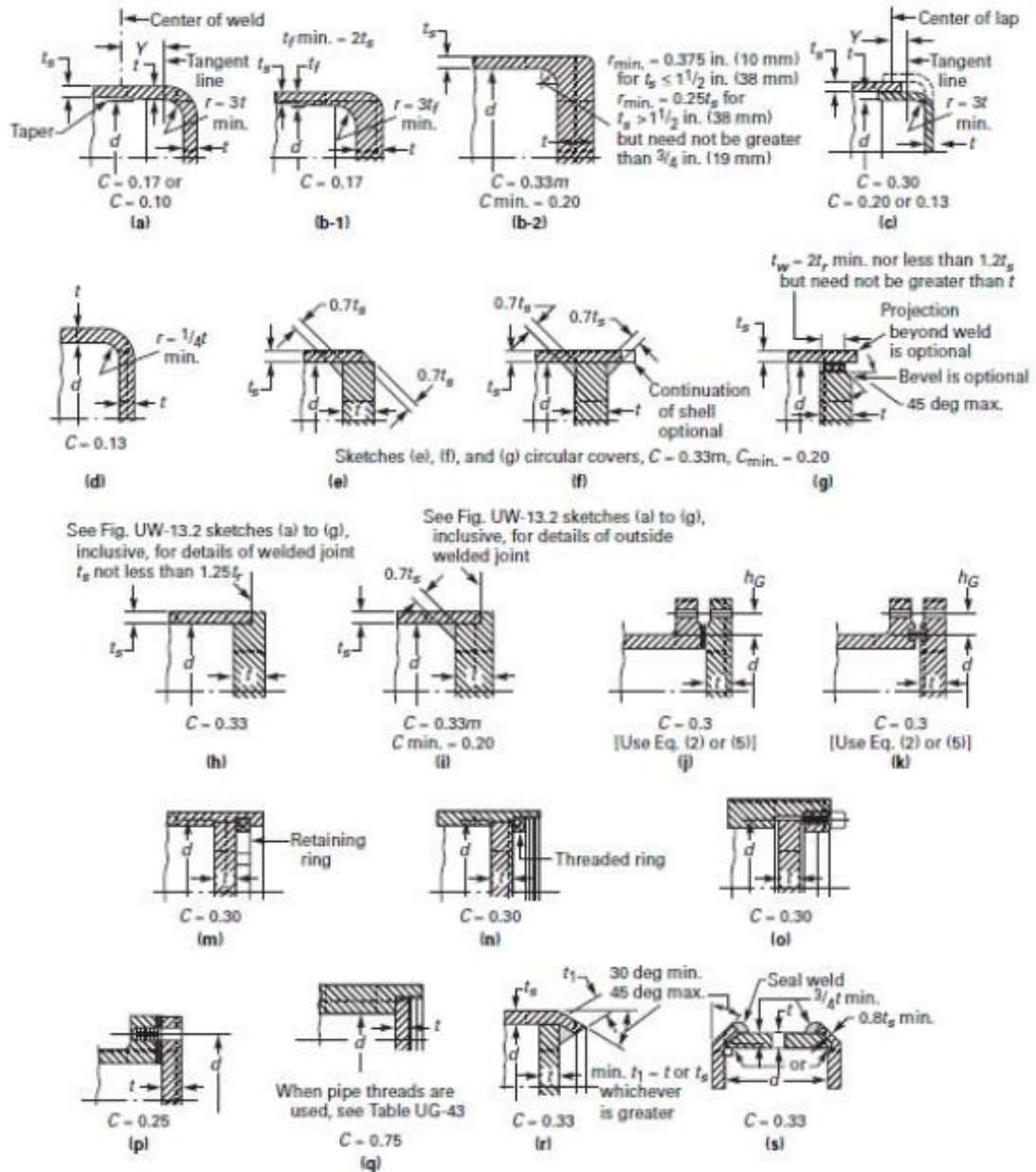


Figura 11: Valor del coeficiente S según la configuración del cabezal.

3.12 Longitud de los cabezales

La longitud de los cabezales vendrá determinada por la siguiente ecuación:

$$L_{cabezal} = 1,3 \cdot \frac{\dot{m}}{D_s \cdot u \cdot \rho} \quad (40)$$

Siendo:

- $L_{cabezal}$: Longitud mínima del cabezal.
- \dot{m} : Flujo másico que circula por los tubos.
- u : Velocidad del fluido por los tubos
- ρ : Densidad del fluido que circula por los tubos.
- D_s : Diámetro de la carcasa.

La longitud mínima de los cabezales es la calculada por medio de la ecuación (40) según la norma TEMA, no obstante en este proyecto al ser dicha longitud inferior al ancho de las bridas, la longitud mínima de cabezal vendrá determinada por el ancho de las bridas, siendo siempre la longitud del cabezal igual o mayor que el ancho de las bridas.

3.13 Longitud del tubo de la brida

La finalidad de este elemento es, por una parte hacer de unión entre la brida y la carcasa o el cabezal, y por otra parte proporcionar la distancia necesaria entre la brida y la carcasa o el cabezal para poder introducir las herramientas en dicho espacio.

La longitud mínima de dicho elemento se calculará según la norma TEMA como:

$$\frac{E_{brida}}{D_{brida}} = 2 \quad (41)$$

Donde:

- E_{brida} : es la distancia que hay entre la brida y la carcasa
- D_{brida} : es el diámetro interior de la brida.

3.14 Placas portatubos

El diseño mecánico de las placas de tubos se realizará según la norma TEMA. Para determinar el espesor mínimo de la placa se entrará en la Tabla 11 con el valor del diámetro nominal de la carcasa que es conocido.

Tabla 11: Espesor mínimo de la placa portatubos en función del diámetro nominal de la carcasa

Nominal Shell Diameter		Espesor mínimo	
in	(mm)	in	(mm)
6	(152)	-	-
8-12	(203-205)	-	-
13-23	(330-584)	5/16	(7.9)
24-29	(610-737)	5/16	(7.9)
30-39	(762-991)	3/8	(9.5)
40-60	(1016-1524)	7/16	(11.1)
61-80	(1549-2032)	1/2	(12.7)
81-100	(2057-2540)	1/2	(12.7)

3.15 Soldaduras

Las soldaduras se llevarán a cabo por arco manual con electrodo revestido o SMAW (*Shielded Metal Arc Welding*), para acero inoxidable 316.

El material de aportación será el acero inoxidable 316.

4 RESULTADOS

En este apartado se detallarán los resultados obtenidos tras aplicar la metodología de cálculo descrita en este anejo.

4.1 Diseño ingenieril del regenerador

Tabla 12: Datos del diseño ingenieril del regenerador

Variable	Valor	Unidad
T_{ce} : Temperatura isobutano vapor caliente en la entrada	84,97	°C
T_{cs} : Temperatura isobutano vapor caliente en la salida	40	°C
T_{fe} : Temperatura isobutano líquido frío en la entrada	27,66	°C
T_{fs} : Temperatura isobutano líquido frío en la salida	61,47	°C
ΔT_{mlog} : Diferencia de temperaturas media logarítmica	17,3250	-
Q : Potencia del regenerador	1212	kW
Potencia del regenerador incrementada 10%	1333,2	kW
A : Área de transferencia de calor	157,49	m ²
U : Coeficiente global de transferencia de calor	519,8	W/m ² -K
F : Factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica	0,94	-
Coeficiente P	0,5899	-
Coeficiente R	1,330	-
D_e : Diámetro exterior de los tubos	26,67	mm
Espesor de los tubos	1,65	mm
D_i : Diámetro interior de los tubos	23,37	mm
L : Longitud de los tubos	12	m
L_{paso} : Longitud de los tubos por paso	3	m
p : Número de pasos por tubo	4	-
Número de pasos por carcasa	2	-
N_t : Número de tubos	179	-
N_{tpaso} : Número de tubos por paso	45	-
A_{1tubo} : Área interior de un tubo	0.8810	m ²
A_i : Área interior total de los tubos	157,70	m ²
A_e : Área exterior total de los tubos	179,97	m ²
R_{total} : Resistencia térmica total	$1,223 \cdot 10^{-5}$	
k : Conductividad térmica del acero inoxidable 316	16	W/m-K
\dot{m} : Caudal másico de isobutano líquido	14,07	kg/s
\dot{m} : Caudal másico de isobutano vapor	14,07	kg/s
St ó Pt: Distancia entre centros de tubos	53,34	mm
Arreglo de tubos	cuadrado	-

Tabla 13: Parámetros para cálculo del coeficiente de transferencia de calor exterior

Variable	Valor	Unidad
Presión media del isobutano vapor	390	kPa
Temperatura media del isobutano vapor	62,48	°C
u : Velocidad del isobutano vapor	30	m/s
ν : Viscosidad cinemática del isobutano vapor	9,866E-07	m ² /s
u_{max} : Velocidad máxima del isobutano vapor	60	m/s
Re_{max} : Número de Reynolds máximo	1,62E+06	-
ρ : Densidad media del isobutano vapor	8,757	kg/m ³
μ : Viscosidad dinámica del isobutano vapor	8,64E-06	N·s·m ⁻²
Pr : Número de Prandtl	0,7875	-
k_e : Conductividad térmica del isobutano vapor	0,02115	W/m·K
Nu : Número de Nusselt	865,4	-
Cn	1	-
Pr_w : Número de Prandtl evaluado a Tsuperficie	0,7875	-
c_p : Calor específico del isobutano vapor	1,297	kJ/kg·K
h_e : Coeficiente de transmisión de calor exterior	686,3	W/m ² ·K

Tabla 14: Parámetros para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor interior

Variable	Valor	Unidad
Presión media del isobutano	3010	kPa
Temperatura media del isobutano	44,56	
\dot{m}_{1tubo} : Flujo másico isobutano un tubo	0,3144	kg/s
Re : Número de Reynolds	1,34E+05	-
n	0,4	-
μ : Viscosidad dinámica del isobutano líquido	1,28E-04	kg/m·s
ρ : Densidad media del isobutano	530,4	kg/m ³
Nu : Número de Nusselt	4,99E+02	-
Pr : Número de Prandtl	3,862	-
h_i : Coeficiente de transmisión de calor interior	1,80E+03	W/m ² ·K
k_i : Conductividad térmica del isobutano líquido	0,08425	W/m·K

4.2 Pérdida de carga

Tabla 15: Pérdida de carga en los tubos

Variable	Valor	Unidad
ΔP_t : Pérdida de caga total en los tubos	4074,74	Pa
f : Factor de fricción	0,1176	-
S : Sección de paso total de los tubos	0,07678	m ²
p : Número de pasos por tubo	4	-
D_i : Diámetro interior de los tubos	23,37	mm
ρ : Densidad media del isobutano líquido	530,4	kg/m ³
U_m : Velocidad en los tubos	0,3454	m/s

Tabla 16: Pérdida de carga en la carcasa

Variable	Valor	Unidad
ΔP_s : Pérdida de carga en la carcasa	6364,85	Pa
G_s : Velocidad del fluido en la carcasa	110,35	kg/m ² s
f : Factor de fricción	0,1176	-
N_b : Número de baffles	9	-
D_s : Diámetro de la carcasa	0,85	m
ρ : Densidad media del isobutano vapor	8,757	kg/m ³
D_e : Diámetro externo de los tubos	0,02667	m
φ_s	1	-
μ_b : Viscosidad dinámica del isobutano que circula por la carcasa	$8,64 \cdot 10^{-6}$	kg/m·s
μ_w : Viscosidad dinámica del isobutano a la temperatura de las paredes	$8,64 \cdot 10^{-6}$	kg/m·s
L : Longitud de los tubos	3	m
B : Distancia entre baffles	0,3	m
Re_s : Número de Reynolds del fluido en la carcasa	1,62E+06	-
A_s : Área de cruce	0,1275	m ²
S_T ó P_T : Distancia entre centros de tubos	0,05334	m
C	0,02667	m
\dot{m} : Flujo másico de isobutano vapor	14,07	kg/s

4.3 Diseño mecánico

Tabla 17: Resultados obtenidos en el diseño de los tubos

Variable	Valor	Unidad
\dot{m}_{1tubo} : Flujo másico isobutano un tubo	0,3144	Kg/s
\dot{m} : Flujo másico de isobutano vapor	14,07	kg/s
N_t : Número de tubos	179	-
u : velocidad del isobutano en los tubos	0,38	m/s
t_{min} : Espesor mínimo de los tubos	0,68	mm
$P_{diseño}$: Presión de diseño del regenerador	4500	kPa
S: Resistencia a la tensión del acero 316	860	MPa
E: Factor de calidad	1	-
W: Factor junta	1	-
Y	0,4	-
S_T, P_T : Distancia entre centros de tubos	0,05334	mm

Tabla 18: Resultados obtenidos en el diseño de las bridas

Variable	Valor	Unidad
Diámetro de la brida de conexión del cabezal frontal	144,53	mm
Velocidad del isobutano líquido en la entrada al cabezal frontal	1,618	m/s
Densidad del isobutano líquido en la entrada al cabezal frontal	530,4	kg/m ³
Diámetro de la brida de conexión de la carcasa	273,7	mm
Diámetro de la brida de la brida de unión	900	mm

Tabla 19: Resultados obtenidos en el diseño de la carcasa

Variable	Valor	Unidad
D_s : Diámetro de la carcasa	0,9	m
CL	1	-
PR: Relación de distancias entre ejes de tubos contiguos	2	-
D_e : Diámetro exterior de los tubos	0,02667	m
CTP	0,8133	-
N_t : Número de tubos	179	-
A_0 : Área exterior de los tubos	179,97	m ²

Tabla 20 Resultados del diseño de los bafles

Variable	Valor	Unidad
Espesor mínimo del baffle longitudinal	0.036	mm
Espesor del baffle longitudinal	2	mm
B	0,6	-
q : Pérdida de carga en el cabezal	10,44	kPa
S : Resistencia a la tensión del acero 316	860000	kPa
b	0,53	-
a	0,75	-
a/b	1,415	-
C	353,4	mm
Espesor de los bafles transversales	4.8	mm

Tabla 21: Resultados del diseño de placa de separación y barras de soporte

Variable	Valor	Unidad
Espesor mínimo de la placa de separación	0,36	mm
Espesor de la placa de separación	2	mm
Número de placas de separación	2	-
Número de barras de soporte	8	-
Diámetro de barras de soporte	12,7	mm

Tabla 22: Resultados del diseño de los cabezales

Variable	Valor	Unidad
$t_{cabezal}$: Espesor mínimo de la pared de los cabezales	7,13	mm
D_i : Diámetro interno del cabezal	900	mm
C : Coeficiente de diseño de los cabezales	0,1	-
Presión de diseño de los cabezales	585	mm
S : Resistencia a la tensión del acero 316	860000	kPa
E	1	-
$L_{cabezal}$: Longitud mínima del cabezal	0,1016	m
\dot{m} : Caudal másico de isobutano	14,07	Kg/s
ρ_{tubos} : Densidad del isobutano en los tubos	530,4	Kg/m ³
u_{tubos} : Velocidad del isobutano en los tubos	0,38	m/s
D_s : Diámetro de la carcasa	0,8934	m

En Ferrol, a Junio de 2018



Fdo.: Sergio García Palmeiro



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías industriales

Anejo III

CÁLCULOS DEL EVAPORADOR

Índice

1	Diseño ingenieril del evaporador	7
1.1	Cálculo del área de transferencia.....	7
1.1.1	Zona A.....	8
1.1.2	Zona B.....	10
1.1.3	Zona C.....	11
1.2	Número de tubos	11
1.3	Longitud de los tubos.....	12
1.4	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el flujo interno.....	12
1.5	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo	14
2	Pérdida de carga.....	17
2.1	Pérdida de carga en los tubos	17
2.2	Pérdida de carga en la carcasa	18
3	Diseño mecánico	20
3.1	El código ASME	20
3.2	La norma TEMA.....	20
3.3	Materiales	21
3.4	Tubos	23
3.4.1	Cálculo del diámetro	23
3.4.2	Cálculo del espesor mínimo.....	23
3.5	Patrón de tubos	24
3.6	Bridas	24
3.6.1	Bridas de unión.....	24
3.6.2	Bridas de conexión	26
3.6.3	Juntas.....	27
3.7	Diámetro de la carcasa	27
3.8	Baffles transversales.....	28
3.9	Barras de soporte	29
3.10	Placa de separación	29
3.11	Cabezales.....	30
3.11.1	Cabezal posterior.....	30
3.12	Longitud de los cabezales.....	32
3.13	Longitud del tubo de la brida.....	32
3.14	Placas de tubos	33
3.15	Soldaduras	33

4 Resultados	34
4.1 Diseño ingenieril	34
4.2 Coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior	37
4.3 Coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior	38
4.4 Pérdida de carga	39
4.5 Diseño mecánico	42

Índice de figuras

Figura 1: Distribución en zonas del evaporador	7
Figura 2: Circuito térmico equivalente	10
Figura 3: Disposición de los tubos en intercambiadores de calor de carcasa y tubos	14
Figura 4: Variación del coeficiente C_n con el número de filas de tubos.....	16
Figura 5: Diseño triangular y cuadrado de disposición de los tubos	18
Figura 6: Nomenclatura de intercambiadores de calor según norma TEMA.....	21
Figura 7: Brida Welding Neck Serie-A según norma ASME B16.47	25
Figura 8: Brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5	26
Figura 9: Principales configuraciones de baffles transversales según la norma TEMA.....	28
Figura 10: Tipos de cabezales posteriores.....	30
Figura 11: Valor del coeficiente S según la configuración del cabezal.	31

Índice de tablas

Tabla 1: Expresiones del $NUT=NUT(\text{efectividad}, Cr)$	11
Tabla 2: Expresiones para el Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular	13
Tabla 3: Composición química del acero 316.....	22
Tabla 4: Comparativa de propiedades mecánicas de distintos tipos de aceros	22
Tabla 5: Valor del parámetro Y en función del material y de la temperatura.....	24
Tabla 6: Catálogo de la brida Welding Neck Serie-A según norma ASME B16.47.25	
Tabla 7: Catálogo brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5.....	27
Tabla 8: Valor de la constante CTP en función del número de pasos por tubo.....	28
Tabla 9: Espesor de bafles transversales.....	29
Tabla 10: Dimensiones estándar de las barras de soporte según la norma TEMA.	29
Tabla 11: Espesor mínimo de la placa portatubos en función del diámetro nominal de la carcasa.....	33
Tabla 12: Datos del diseño ingenieril del regenerador en la zona A.....	34
Tabla 13: Datos del diseño ingenieril del regenerador en la zona B.....	35
Tabla 14: Datos del diseño ingenieril del regenerador en la zona C.....	36
Tabla 15: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de la zona A.....	37
Tabla 16: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de la zona B.....	37
Tabla 17: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de la zona C.....	37
Tabla 18: Parámetros de cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo exterior a los tubos en la zona A	38
Tabla 19: Parámetros de cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo exterior a los tubos en la zona B	38
Tabla 20: Parámetros de cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo exterior a los tubos en la zona C	39
Tabla 21: Pérdida de carga en los tubos en la zona A	39
Tabla 22: Pérdida de carga en la carcasa en la zona A	40
Tabla 23: Pérdida de carga en los tubos en la zona B	40
Tabla 24: Pérdida de carga en la carcasa en la zona B	41
Tabla 25: Pérdida de carga en los tubos en la zona C	41
Tabla 26: Pérdida de carga en la carcasa en la zona C	42
Tabla 27: Resultados de los tubos	42
Tabla 28: Resultados de la carcasa	43
Tabla 29: Resultados de placa de separación, barras de soporte y bafles	43
Tabla 30: Resultado de los cabezales.....	43

1 DISEÑO INGENIERIL DEL EVAPORADOR

En este apartado se describirá el proceso de cálculo del área de transferencia de calor del evaporador así como el número de tubos, la longitud y el diámetro de los mismos.

También se incluirá el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor tanto para el flujo interno como para el flujo externo del evaporador.

El evaporador será un intercambiador de calor de carcasa y tubos, por el que circulará Dowtherm A líquido en el interior de los tubos e isobutano por la carcasa.

El Dowtherm A es el fluido caliente, que cederá calor al isobutano provocando que este se precaliente en una zona que de ahora en adelante será denominada como zona A. El isobutano precalentado por el Dowtherm A seguirá su recorrido por el evaporador entrando en la zona en la que comenzará su cambio de fase de líquido a vapor, esta zona será denominada de ahora en adelante como zona B. Tras concluir su paso por la zona B, el isobutano, ahora en estado vapor continúa su paso por el evaporador llegando así a la zona de sobrecalentamiento, de ahora en adelante zona C.



Figura 1: Distribución en zonas del evaporador

1.1 Cálculo del área de transferencia

El área de transferencia de calor del evaporador se calculará por medio del método de la efectividad y el número de unidades de transferencia, de ahora en adelante *NUT*.

Para utilizar este método previamente han de conocerse las temperaturas de ambos fluidos, el isobutano y el Dowtherm A, en los límites de cada una de las tres zonas. Una vez conocidas las temperaturas límites se procederá a determinar las propiedades termodinámicas por medio del programa de cálculo EES.

Las temperaturas serán calculadas por medio del programa de cálculo EES, así como las propiedades de los fluidos a dichas temperaturas.

Conocidas las temperaturas medias de cada fluido en cada una de las tres zonas del evaporador se procederá al cálculo de la efectividad:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_{frío} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{C_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_{caliente} \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (1)$$

Siendo:

- q : El calor transferido por el fluido frío o caliente.
- q_{max} : El calor máximo que se podría transferir en el evaporador
- ε : Efectividad.
- T_{ce} : Temperatura del fluido caliente en la entrada.
- T_{cs} : Temperatura del fluido caliente en la salida.
- T_{fe} : Temperatura del fluido frío en la entrada.
- T_{fs} : Temperatura del fluido frío en la salida.

1.1.1 Zona A

Tal y como se explicó anteriormente, en la zona A se produce el precalentamiento del isobutano líquido al entrar en el evaporador, por lo tanto la expresión de la ecuación (1) quedará como:

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (2)$$

La potencia del evaporador es conocida, se determina en el Anejo de Cálculo del Ciclo Termodinámico.

Conocidas la potencia y la efectividad de la zona A se procederá a calcular el NUT , las expresiones más comunes para su cálculo son las expuestas en la Tabla 1, siendo la que más se asemeja a las condiciones de trabajo de la zona A la siguiente:

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \cdot \ln\left(\frac{-1}{C_r - 1}\right) \quad (3)$$

El valor de C_r se calculará como:

$$C_r = \frac{C_{frío}}{C_{caliente}} = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (4)$$

Siendo:

$$C_{min} = m_{isobutano} \cdot cp_{isobutano} \quad (5)$$

$$C_{max} = m_{DowthermA} \cdot cp_{DowthermA} \quad (6)$$

Donde:

- NUT : Número de unidades de transferencia.
- $m_{isobutano}$: Caudal másico de isobutano.
- $m_{DowthermA}$: Caudal másico de dowthermA.

- c_p : Calor específico.

El flujo másico de isobutano y de Dowtherm A utilizado en las ecuaciones (5) y (6) se corresponde con el flujo másico real incrementado en un 10%.

Este incremento se realiza para tener en cuenta que se sobredimensionará el evaporador un 10%, de esta forma se conseguirá que el evaporador trabaje en condiciones óptimas incluso con una suciedad que aumente la resistencia térmica de calor.

Una vez calculado el NUT se procederá al cálculo del área por medio de la siguiente expresión:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (7)$$

Donde:

- U : Coeficiente global de transferencia de calor.
- A : Área total de transferencia de calor correspondiente a la zona.

No obstante el valor del coeficiente global de transferencia de calor no es conocido, por lo tanto para determinar el área de transferencia de calor se utilizará un método iterativo en el que intervendrán las siguientes variables: número de tubos, longitud de los tubos y diámetro de los tubos.

Para poder determinar el área de transferencia habrá que fijar el valor de dos de las tres variables citadas en el párrafo anterior, en este caso el número de tubos y el diámetro de los mismos serán fijados. Tras fijarlas se supondrá inicialmente un valor del coeficiente global de transferencia de calor, de tal manera que se elegirá un valor bibliográfico de éste para llevar a cabo el primer cálculo, obteniéndose así un área total de transferencia de calor así como la longitud de los tubos y los coeficientes de transferencia de calor por convección para el flujo interior y exterior en la zona A.

Conocidos los coeficientes de transferencia de calor por convección interior y exterior, así como los diámetros de los tubos, el número de tubos y la longitud de los mismos, se podrá determinar la resistencia térmica total equivalente del circuito y por consiguiente un nuevo valor del coeficiente global de transferencia de calor.

Este nuevo valor del coeficiente de transmisión de calor se hallará como:

$$\frac{1}{U \cdot A} = R_{total} \quad (8)$$

Donde:

- R_{total} : Resistencia térmica total de la zona.

El valor de la resistencia térmica total en la zona A será:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot N_t} + \frac{1}{A_e \cdot h_e} \quad (9)$$

Donde:

- h_i es el coeficiente de transmisión de calor interior.
- A_i es el área interior de los tubos.
- D_e es el diámetro exterior de los tubos.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.
- k es la conductividad térmica de los tubos.
- L es la longitud de los tubos.
- N_t es el número de tubos.
- h_e es el coeficiente de transmisión de calor exterior.
- A_e es el área exterior.

La resistencia total será:

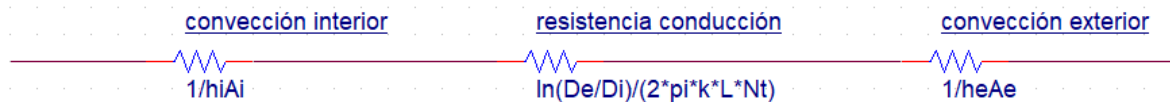


Figura 2: Circuito térmico equivalente

Si el valor del coeficiente global de transferencia de calor hallado de esta forma no coincide con el supuesto inicialmente, se repetirá el proceso descrito de forma iterativa hasta que los valores calculados en una iteración coincidan con los hallados en la anterior.

1.1.2 Zona B

En la zona B se producirá el cambio de fase del isobutano, por lo tanto la expresión de la ecuación (2) quedará como:

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (10)$$

Al haber un cambio de fase en la zona B el NUT no podrá ser calculado por medio de la ecuación (3) dado que:

$$C_r = \infty \quad (11)$$

Por lo tanto se calculará el NUT como:

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (12)$$

Una vez calculado el NUT se procederá a la determinación de una área de transferencia de calor por medio de la ecuación (7), en esta zona el valor de C_{min} será:

$$C_{min} = m_{DowthermA} \cdot c_{pDowthermA} \quad (13)$$

Tras calcular el área se procederá a recalcularla utilizando el método iterativo descrito en el proceso de cálculo del área de transferencia de calor de la zona A hasta que ambas coincidan.

1.1.3 Zona C

El procedimiento de cálculo del área de transferencia de calor de la zona C es idéntico al de la zona A pero utilizando las propiedades físicas propias de la zona C.

Tabla 1: Expresiones del NUT=NUT(efectividad,Cr)

Característica del flujo relativo entre los fluidos	Expresión $NUT = NUT(\varepsilon, C_r)$
Tubos concéntricos	
Corrientes paralelas	$NUT = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Contracorriente	$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \rightarrow C_r < 1$ $NUT = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \rightarrow C_r = 1$
Multitubular	
1 paso por el casco (2, 4, ... por los tubos)	$NUT = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right) \quad (A)$ $E = \frac{\frac{2}{\varepsilon_1} - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}} \quad (B)$
n pasos por el casco (2n, 4n, ... por los tubos)	<p>Ecuaciones (A) y (B) con</p> $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}; \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$
Corrientes cruzadas (1 solo paso)	
C_{max} mezclado; C_{min} sin mezclar	$NUT = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$
C_{min} mezclado; C_{max} sin mezclar	$NUT = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$
Todos los intercambiadores, $C_r=0$	$NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$

1.2 Número de tubos

Como se menciona anteriormente en el cálculo del área de transferencia de calor, se utilizará un método iterativo para el cálculo de la misma en el que se fijará el valor del número de tubos así como el diámetro de los mismos.

1.3 Longitud de los tubos

La longitud de los tubos para cada zona del evaporador se calculará como:

$$L = \frac{A}{\pi \cdot \left(\frac{D_e + D_i}{2}\right) \cdot N_t} \quad (14)$$

Siendo:

- L : Longitud de tubo en una zona determinada del evaporador.
- D_e : Diámetro exterior de los tubos.
- D_i : Diámetro interior de los tubos.
- N_t : Número de tubos.
- A : Área de transferencia de calor de una zona determinada del evaporador

La longitud total de los tubos del evaporador se calculará sumando las longitudes de cada una de las zonas del mismo.

1.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el flujo interno

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección se utilizará la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad (15)$$

Siendo:

- Nu : Número de Nusselt
- h_i : Coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo interno.
- D_i : Diámetro interior del tubo.
- k : Conductividad térmica del fluido.

Para el cálculo del Nusselt se pueden utilizar distintas ecuaciones en función del tipo y de las condiciones del flujo siendo las más utilizadas las de la *Tabla 2*.

Se utilizará para la determinación del valor del Nusselt la correlación de Dittus-Boelter dado que las condiciones de trabajo del evaporador en el flujo interno se encuentran entre los límites de dicha correlación:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (16)$$

Donde:

- Re : Número de Reynolds.
- Pr : Número de Prandtl.

En este caso el parámetro n tomará un valor de 0,4 ya que el fluido frío se calienta.

El valor del número de Prandtl, así como la conductividad térmica del fluido que circula por el interior de los tubos, la densidad y la viscosidad, se calcularán por medio del software EES utilizando los valores de la temperatura media de entrada y salida del isobutano en cada una de las tres zonas y una presión media de 3000kPa.

Tabla 2: Expresiones para el Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular

Expresión	Condiciones	
$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^n$ (Dittus-Boelter)	$Pr > 0,6$ $Re > 10.000$	$n=0,3$ si se enfría $n=0,4$ si se calienta
$Nu = 0,022Re^{4/5}Pr^{0,5}$ (Kays-Crawford)	Gases; $0,5 < Pr < 1$	
$Nu = 0,27Re^{4/5}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$ (Sieder-Tate)	$0,7 < Pr < 16.700$ $Re > 10^4$	
$Nu = \frac{(C_f/2)Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7(C_f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (Petukhov-Krilov)	$0,5 < Pr < 2.000$ $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$	
$Nu = \frac{(C_f/2)(Re - 10^3)Pr}{1 + 12,7(C_f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (Gnielinski)	$0,5 < Pr < 2.000$ $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$	
$Nu = 4,82 + 0,0185Pe^{0,827}$	$10^2 < Pe < 10^4$ $3,6 \cdot 10^3 < Re < 9,05 \cdot 10^5$ Flujo de calor constante en la pared	
$Nu = 5,0 + 0,025Pe^{0,8}$	$Pe > 100$ T_p constante	

El número de Reynolds se calculará como:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{1tubo}}{\pi \cdot \mu \cdot D_i} \quad (17)$$

Donde:

- \dot{m}_{1tubo} : Caudal másico de isobutano que circula por un tubo.
- μ : Viscosidad dinámica del isobutano que circula por los tubos.
- D_i : Diámetro interior de los tubos.

El flujo másico de isobutano total es conocido, fue determinado en el anejo del ciclo termodinámico. El número de tubos y el número de pasos por tubo también son conocidos, por lo tanto se procederá a calcular el flujo másico de isobutano por un tubo:

$$\dot{m}_{1tubo} = \frac{\dot{m}}{N_t} \quad (18)$$

Siendo:

- N_t el número de tubos.
- \dot{m} el flujo másico de isobutano total.

El proceso de cálculo descrito en este apartado será aplicado a las zonas A y C del evaporador.

El cálculo del valor del coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo interno para la zona B debe considerar el cambio de fase de estado líquido a vapor, por lo tanto este valor se ha establecido en base a referencias bibliográficas. El cálculo de éste coeficiente requeriría relaciones empíricas, por lo tanto al usar un fluido como el isobutano no se han encontrado relaciones para dicho fluido. No obstante, debido al cambio de fase del isobutano en el interior de los tubos la resistencia térmica dentro de los tubos es muy baja lo que se refleja en un gran valor del coeficiente de transferencia de calor por cambio de fase del flujo interno para la zona B para el que se asume un valor de $50000 \text{ W/m}^2\text{-K}$.

1.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo

Los cálculos descritos a continuación deberán ser realizados por separado para las zonas A y C del evaporador, caracterizadas por sus propiedades termodinámicas.

El primer paso para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo será determinar la velocidad del Dowtherm A líquido, que se calculará por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = u \cdot \rho \cdot S \quad (19)$$

Siendo:

- u : Velocidad del isobutano vapor en la carcasa.
- ρ : Densidad del Dowtherm A líquido.
- S : Sección de paso.

Antes de poder determinar el Reynolds máximo habrá que elegir una configuración para los tubos, siendo las configuraciones propuestas por la norma TEMA las descritas en la **Figura 3**.

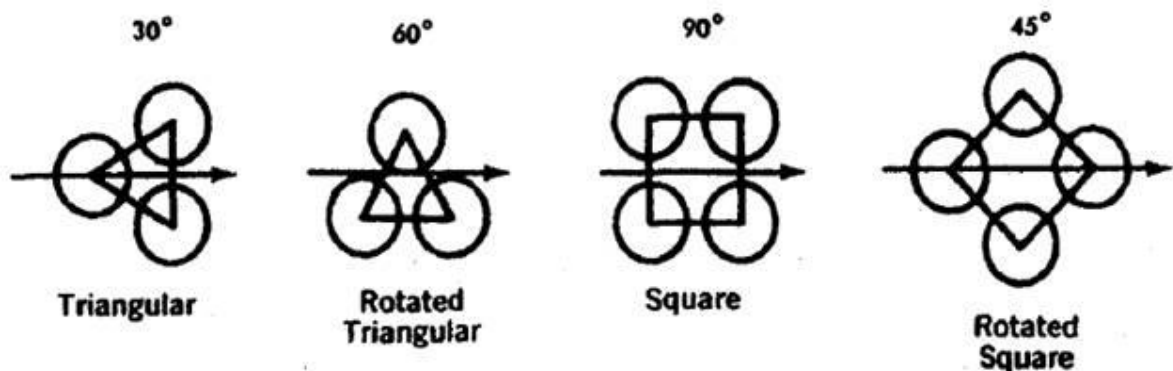


Figura 3: Disposición de los tubos en intercambiadores de calor de carcasa y tubos

Para el evaporador del proyecto se utilizará una distribución cuadrada con un determinado valor de St , que es la distancia entre centros de dos tubos adyacentes, este último aspecto se tratará con más detalle en el diseño mecánico del evaporador.

A continuación se procederá a calcular la velocidad máxima " u_{max} " del fluido que circula por la carcasa:

$$u_{max} = \frac{u \cdot St}{|St - D_e|} \quad (20)$$

Donde:

- St es la distancia entre centros de dos tubos contiguos.
- D_e es el diámetro exterior del tubo.

El número de Nusselt será calculado utilizando la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.033 \cdot (Re_{max})^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot Cn \quad (21)$$

Siendo:

- Re_{max} : el número de Reynolds característico del flujo alrededor de un cilindro.
- Pr : Número de Prandtl.
- Cn : Coeficiente que depende del número de filas.

El valor del número de Prandtl, así como la conductividad térmica del fluido que circula por el exterior de los tubos, la densidad y la viscosidad, se calcularán por medio del software EES utilizando los valores de la temperatura media de entrada y salida del DowthermA y una presión de 400kPa.

El valor de " Cn " se determina por medio de la gráfica de la Figura 4:

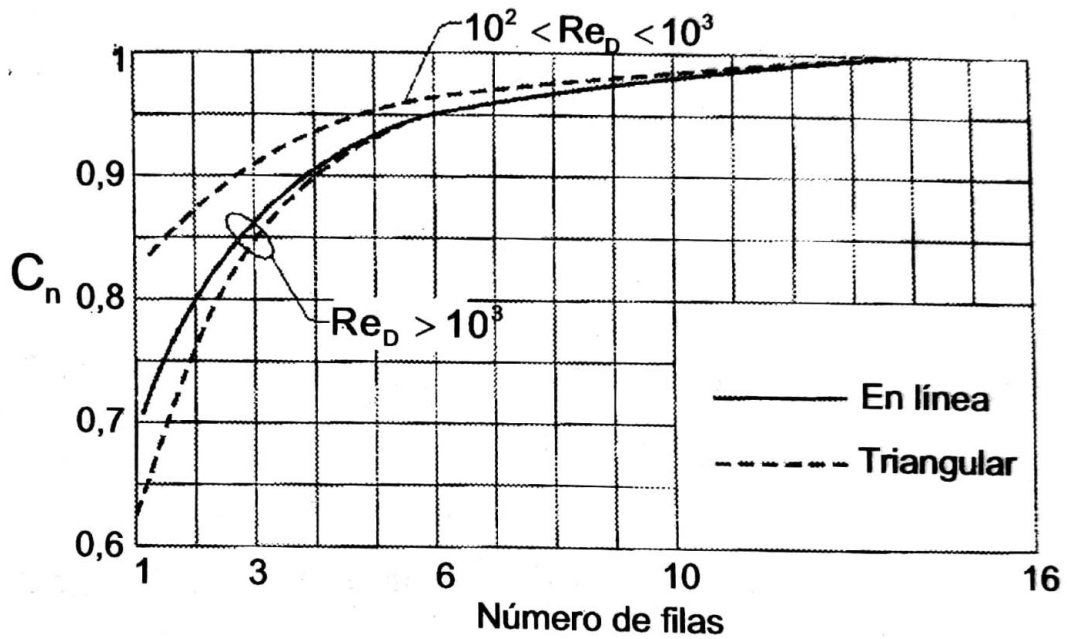


Figura 4: Variación del coeficiente C_n con el número de filas de tubos

El valor del " Re_{max} " se calculará como:

$$Re_{max} = \frac{u_{max} \cdot D_e}{\nu} \quad (22)$$

Finalmente para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo externo se utilizará la ecuación (15).

El procedimiento de cálculo descrito en este apartado se aplicará a las zonas A, B y C del evaporador.

2 PÉRDIDA DE CARGA

En este apartado se determinará la pérdida de carga en la carcasa y en los tubos.

2.1 Pérdida de carga en los tubos

La pérdida de carga en los tubos podrá ser calculada sabiendo el número de pasos por tubo y la longitud del intercambiador de calor. La caída de presión vendrá determinada por la ecuación(23):

$$\Delta P_t = 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} \cdot \rho \cdot \frac{u_{max}^2}{2} \quad (23)$$

Donde:

- ΔP_t : Pérdida de carga en los tubos
- f : Factor de fricción.
- L : Longitud de los tubos.
- p : Número de pasos por tubo.
- D_i : Diámetro interior de los tubos.
- ρ : Densidad del isobutano líquido.
- u_{max} : Velocidad máxima.

O bien por medio de la ecuación:

$$\Delta P_t = 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho} \quad (24)$$

Siendo el valor del factor de fricción, f :

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \cdot Re_t) \quad (25)$$

Donde " Re_t " es el número de Reynolds en el interior de los tubos.

El cambio de dirección en los diferentes pasos introduce una caída de presión adicional, " ΔP_r ", debido a las expansiones y contracciones repentinas que el fluido experimenta durante el retorno, esto es tenido en cuenta añadiendo cuatro cabezas de velocidad por paso:

$$\Delta P_r = 4 \cdot p \cdot \frac{\rho \cdot u_{max}^2}{2} \quad (26)$$

La pérdida de carga total en los tubos por lo tanto será:

$$\Delta P_{total} = \left(4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} + 4 \cdot p \right) \cdot \rho \cdot \frac{u_{max}^2}{2} \quad (27)$$

El procedimiento de cálculo descrito en este apartado se aplicará a cada una de las tres zonas del evaporador.

2.2 Pérdida de carga en la carcasa

La pérdida de carga en la carcasa dependerá del número de tubos por el que el fluido pasa en el haz de tubos entre los baffles, así como de la longitud de cada paso. Si la longitud del haz de tubos está dividida por cuatro baffles, por ejemplo, todo el fluido pasará por el haz cinco veces.

La correlación ha sido obtenida usando el producto de la distancia a lo largo del haz, tomada como el diámetro interior de la carcasa, y el número de veces que el haz es cruzado.

La pérdida de carga en la carcasa se calculará con la ecuación:

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot (N_b + 1) \cdot D_s}{2 \cdot \rho \cdot d_e \cdot \phi_s} \quad (28)$$

Siendo:

- f : Factor de fricción.
- G_s : Velocidad del fluido en la carcasa.
- d_e : Diámetro equivalente.
- N_b : Número de baffles.
- D_s : Diámetro de la carcasa.
- ρ : Densidad DowthermA.

El valor de $(N_b + 1)$ es el número de veces que el fluido que discurre por la carcasa pasa por el haz de tubos.

El diámetro equivalente para una disposición de tubos cuadrada será:

$$d_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi \cdot D_e^2 / 4)}{\pi \cdot D_e} \quad (29)$$

Siendo el valor de P_T , también denominado como S_T el representado en la Figura 5:

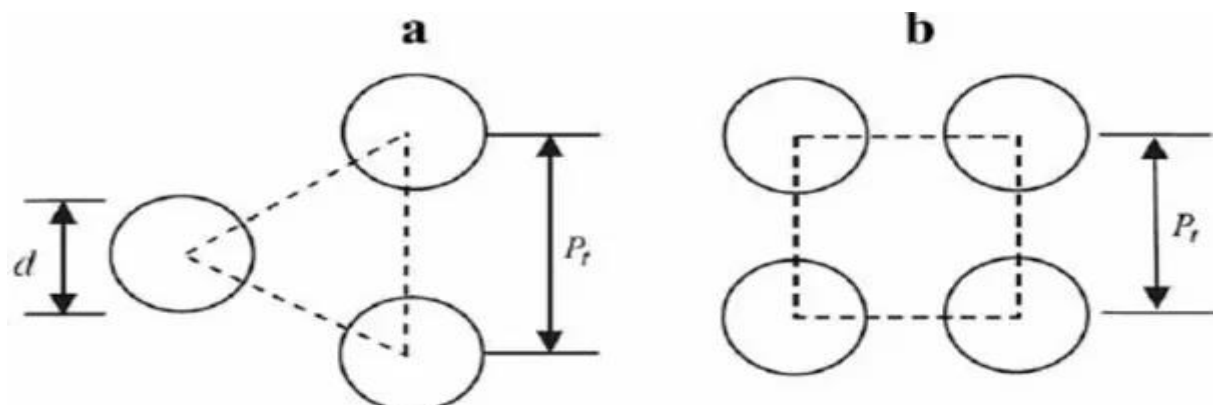


Figura 5: Diseño triangular y cuadrado de disposición de los tubos

Donde:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (30)$$

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (31)$$

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \cdot Re_s) \quad (32)$$

Siendo:

- μ_b : Viscosidad dinámica
- μ_w : Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared
- L : Longitud de los tubos.
- B : Distancia entre baffles.
- Re_s : Número de Reynolds en la carcasa.

Donde $400 < Re_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu} < 1 \cdot 10^6$

El procedimiento de cálculo descrito en este apartado se aplicará a cada una de las tres zonas del evaporador.

3 DISEÑO MECÁNICO

En este apartado se procederá a realizar el diseño mecánico del evaporador, para lo que se han seguido las normas y recomendaciones presentes en el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) así como la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association):

3.1 El código ASME

El código ASME contiene directrices sobre el diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos, calderas y recipientes a presión.

Se encuentra dividido en numerosas secciones, las que se han utilizado con el fin de realizar el proyecto son la sección VIII División 1 y la sección II parte D.

La sección VIII División 1 trata los siguientes aspectos: materiales, temperaturas máximas y mínimas así como presiones de diseño, cargas y esfuerzos máximos admisibles del material, diseño a condiciones de presión interna y diseño a condiciones de presión externa entre otros.

La sección II parte D establece las propiedades y resistencias a la tensión de cada uno de los materiales.

3.2 La norma TEMA

La norma TEMA recoge los estándares fijados por los fabricantes de intercambiadores de calor tubulares TEMA, estos estándares son seguidos en la mayor parte del mundo para su construcción y es aplicable a intercambiadores de calor de carcasa y tubos con un diámetro interior de carcasa máximo de 1524 mm, una presión máxima de 207 bar.

En la norma cada una de las secciones del intercambiador viene identificada por una letra, de tal forma que cada intercambiador estará identificado por un conjunto de tres letras junto con las dimensiones del mismo. La primera letra indica el tipo de cabezal frontal, la segunda el tipo de carcasa y la tercera el tipo de cabezal posterior.

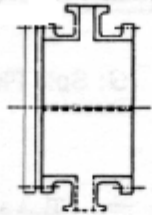
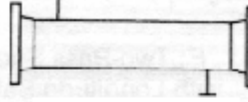
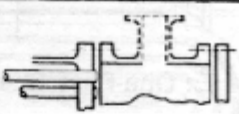
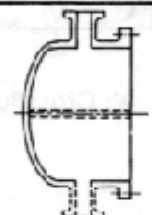
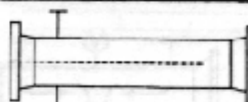
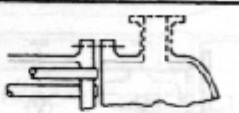
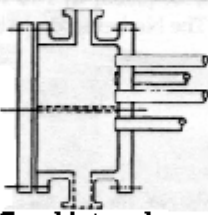
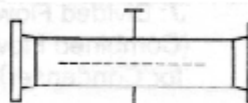
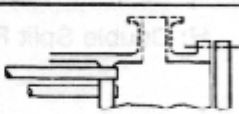
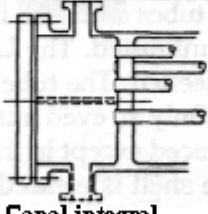
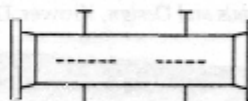
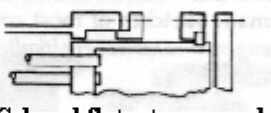
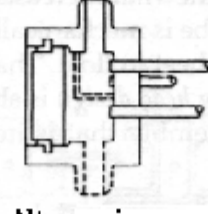
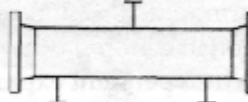
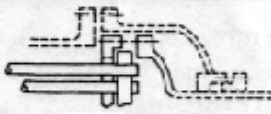
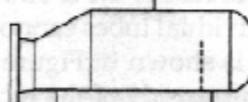

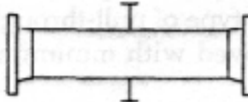
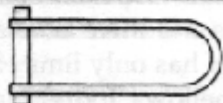
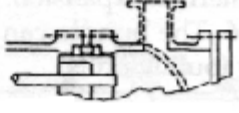
	Frente Cabezales estacionarios		Tipo de carcaza		Terminal Tipos de cabezal
A	 Canal y cubierta removible	E	 Un pase de carcaza	L	 Similar a cabezal A
B	 Bonete (cubierta integral)	F	 Dos pases de carcaza con separador horizontal	M	 Similar a cabezal B
C	 Haz de tubo removible Canal integral Cubierta removible	G	 Flujo dividido	N	 Similar a cabezal N
N	 Canal integral Cubierta removible	H	 Doble flujo dividido	P	 Cabezal flotante empacado por el exterior
D	 Altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Cabezal flotante
		K	 Rehervidor	T	 Cabezal flotante deslizante
		X	 Flujo cruzado	U	 Haz de tubo en U
				W	 Sello externo

Figura 6: Nomenclatura de intercambiadores de calor según norma TEMA

3.3 Materiales

El material utilizado para las distintas partes del evaporador es un acero inoxidable tipo 316. Se trata de un acero inoxidable de cromo y níquel austenítico que contiene molibdeno, esta adición aumenta la resistencia a la corrosión general, mejora la resistencia a picaduras de soluciones de iones cloruro y proporciona mayor resistencia a temperaturas elevadas.

Sus propiedades son similares a las del tipo 304, excepto que esta aleación es un poco más sólida a temperaturas elevadas. La resistencia a la corrosión es mejor,

particularmente contra ácidos sulfúrico, hidrociorhídico, acético, fórmico y tartárico; sulfatos ácidos y cloruros alcalinos.

Entre sus principales aplicaciones se encuentran: cabezales de escape, piezas para hornos, intercambiadores térmicos, equipos farmacéuticos y fotográficos, recortes de válvulas y bombas, equipos químicos, digestores, tanques, evaporadores, equipos de celulosa, papel y procesamiento textil, piezas expuestas a atmósferas marinas y tuberías.

Los requerimientos de su composición química son los siguientes:

Tabla 3: Composición química del acero 316

Elemento	Porcentaje
Carbón	0,03 máximo
Manganeso	2,00 máximo
Fósforo	0,045 máximo
Azufre	0,030 máximo
Silicio	0,75 máximo
Cromo	16,00 a 18,00
Níquel	10,00 a 14,00
Nitrógeno	0,10 máximo
Molibdeno	2,00 a 3,00

Se muestra a continuación en la Tabla 4 las propiedades mecánicas del acero inoxidable 316, así como una comparativa con otros aceros:

Tabla 4: Comparativa de propiedades mecánicas de distintos tipos de aceros

	Acero al carbono	Tipo 304	Tipo 316
Resistencia a la tensión (Mpa)	448	620	860
Elasticidad (%)	30	50	60
Módulo elástico ($\times 10^3$ Mpa)	207	193	210
Densidad (kg/m^3)	7750	8027	7960
Conductividad térmica a 23°C (W/m-K)	52	16,09	16,3
Calor específico (J/kg-K)	512	512	502

3.4 Tubos

Los tubos del evaporador son de acero inoxidable tipo 316 y tienen dimensiones según ASME B36.19M.

3.4.1 Cálculo del diámetro

Para la determinación del diámetro del tubo el principal criterio que se ha tenido en cuenta ha sido la velocidad máxima del fluido en el interior del tubo, por lo tanto, dado el número de tubos seleccionado para el evaporador y el flujo másico total se procederá al cálculo del flujo másico de isobutano por un tubo:

$$\dot{m}_{1tubo} = \frac{\dot{m}}{N_t} \quad (33)$$

Donde:

- \dot{m}_{1tubo} : Caudal másico de isobutano por un tubo.
- \dot{m} : Caudal másico de isobutano total.
- N_t : Número de tubos.

Ya determinado el caudal másico de isobutano por un tubo, conociendo la velocidad máxima de este fluido por el interior de los tubos que será de 1 a 2 m/s para el fluido en estado líquido, se procederá a calcular la velocidad del fluido para el diámetro escogido en función de las propiedades mecánicas, en el caso de que éste último no cumpla con los límites de velocidad se seleccionará uno distinto hasta que cumpla con ambos requisitos. Se entiende que el tubo cumple las propiedades mecánicas si su espesor es superior al espesor mínimo que se calculará en detalle más adelante.

$$u = \frac{4 \cdot \dot{m}_{1tubo}}{\rho \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (34)$$

Donde:

- ρ es la densidad media del isobutano líquido.
- u es la velocidad del isobutano líquido.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.

Una vez establecido el diámetro teórico que cumpla con las necesidades mecánicas y de velocidad se escogerá un diámetro de un catálogo comercial y se repetirán las comprobaciones hasta encontrar uno que cumpla con los requisitos mecánicos y de velocidad.

3.4.2 Cálculo del espesor mínimo

Para el cálculo del espesor mínimo de los tubos se ha seguido el código ASME para tuberías a presión, en el apartado B31 se especifica el espesor mínimo por medio de la siguiente ecuación:

$$t_{min} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E \cdot W + P \cdot Y)} \quad (35)$$

Siendo:

- P: Presión de diseño en kPa.

- D: Diámetro exterior en mm.
- S: Valor del esfuerzo del material.
- E: Factor de calidad.
- W: Factor de reducción de la resistencia de la junta de la soldadura.
- Y: Coeficiente que depende del material y la temperatura de diseño.

El valor de Y será obtenido según la Tabla 5:

Tabla 5: Valor del parámetro Y en función del material y de la temperatura

Material/°C	482	510	538	566	593	621	649	677	Material
Ac. Ferrítico ¹	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
Ac. Austenítico ²	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	A 312 TP 316 L
Otros metales dúctiles	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	A106 A, A106 B, A335GrP11
Hierro colado	0,4	---	---	---	---	---	---	---	

El valor de S será el establecido en la Tabla 4 y el valor de W será 1 ya que no está soldado.

Una vez establecido el espesor mínimo se comprueba que el diámetro interior es lo suficientemente grande como para que se cumpla el criterio de velocidades del apartado anterior, en el caso de que no se cumpla habría que repetir los cálculos para un diámetro exterior diferente.

3.5 Patrón de tubos

El patrón que seguirán los tubos se elegirá entre las opciones representadas en la **Figura 3** eligiéndose para el presente proyecto una distribución cuadrada a 90°.

En cualquier caso, según la norma TEMA la distancia entre centros de dos tubos contiguos, S_T , ha de ser siempre mayor o igual a 6,4mm y mayor o igual a 1.25 veces el De. En este caso se ha elegido una distancia de 1,7 veces el diámetro exterior de los tubos cumpliendo de esta forma con ambos requisitos.

3.6 Bridas

Las bridas escogidas para los diferentes elementos del evaporador están diseñadas según las directrices aportadas por la norma ASME B16.5.

3.6.1 Bridas de unión

Se entenderá por bridas de unión a las bridas utilizadas para unir el cabezal frontal y el posterior a la carcasa, así como las bridas que unen la tapa al cabezal frontal.

Serán necesarias por lo tanto seis bridas de unión de acero inoxidable 316.

La brida seleccionada para cumplir dicha función será una brida de tipo Welding Neck Serie-A Class 150 lbs, tal y como se observa en la Figura 7, según la norma ASME B16.47.

En este tipo de bridas el diámetro interior será especificado en base a las necesidades, siempre y cuando se mantenga un espesor mínimo de la brida que vendrá determinado en el catálogo comercial.

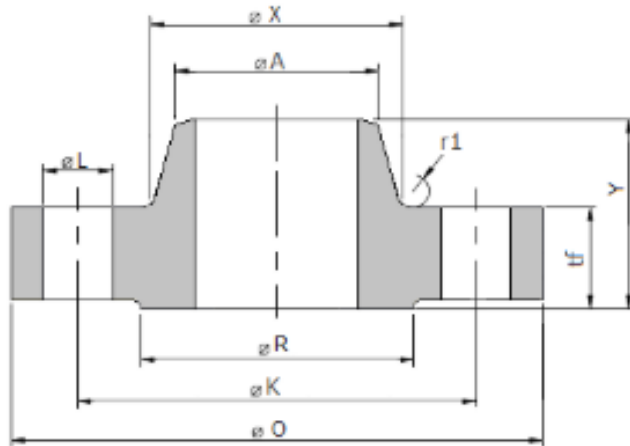


Figura 7: Brida Welding Neck Serie-A según norma ASME B16.47

Tabla 6: Catálogo de la brida Welding Neck Serie-A según norma ASME B16.47

Dimensiones en pulgadas y (milímetros)

Tamaño Nominal Tubería	Ø exterior O	Mínimo espesor tf	Longitud Hub Y	Ø Hub X	Ø Superior Hub A	Ø Raised Face R	Taladros			Ø Tornillo	Radio r1
							Ø K centro tal.	Nº tal	Ø tal. L		
26 (650)	34.25 (870)	2.63 (66.7)	4.69 (119)	26.62 (676)	26 (660.4)	29.5 (749)	31.75 (806.4)	24	1 3/8 (34.925)	1 1/4 (31.75)	0.38 (10)
28 (700)	36.5 (925)	2.75 (69.9)	4.88 (124)	28.62 (727)	28 (711.2)	31.5 (800)	34 (863.6)	28	1 3/8 (34.925)	1 1/4 (31.75)	0.44 (11)
30 (750)	38.75 (985)	2.88 (73.1)	5.32 (135)	30.75 (781)	30 (762)	33.75 (857)	36 (914.4)	28	1 3/8 (34.925)	1 1/4 (31.75)	0.44 (11)
32 (800)	41.75 (1060)	3.13 (79.4)	5.63 (143)	32.75 (832)	32 (812.8)	36 (914)	38.5 (977.9)	28	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.44 (11)
34 (850)	43.75 (1110)	3.19 (81)	5.82 (148)	34.75 (883)	34 (863.6)	38 (965)	40.5 (1028.7)	32	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
36 (900)	46 (1170)	3.5 (88.9)	6.13 (156)	36.75 (933)	36 (914.4)	40.25 (1022)	42.75 (1085.8)	32	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
38 (950)	48.75 (1240)	3.38 (85.8)	6.13 (156)	39 (991)	38 (965.2)	42.25 (1073)	45.25 (1149.4)	32	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
40 (1000)	50.75 (1290)	3.5 (88.9)	6.38 (162)	41 (1041)	40 (1016)	44.25 (1124)	47.25 (1200.2)	36	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
42 (1050)	53 (1345)	3.75 (95.3)	6.69 (170)	43 (1092)	42 (1066.8)	47 (1194)	49.5 (1257.3)	36	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
44 (1100)	55.25 (1405)	3.94 (100.1)	6.94 (176)	45 (1143)	44 (1117.6)	49 (1245)	51.75 (1314.4)	40	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
46 (1150)	57.25 (1455)	4 (101.6)	7.25 (184)	47.12 (1197)	46 (1168.4)	51 (1295)	53.75 (1365.2)	40	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)
48 (1200)	59.5 (1510)	4.19 (106.4)	7.5 (191)	49.12 (1248)	48 (1219.2)	53.5 (1359)	56 (1422.4)	44	1 5/8 (41.275)	1 1/2 (38.1)	0.5 (13)

3.6.2 Bridas de conexión

Se entiende por bridas de conexión a las bridas que unen los tubos de distribución a la carcasa y al cabezal frontal permitiendo así la entrada de fluido en el evaporador.

El criterio para la selección de estas bridas, dado que todas cumplen sobradamente con los requerimientos mecánicos al poder trabajar a unas presiones considerablemente mayores a las presiones de trabajo del evaporador, será la velocidad máxima del isobutano líquido a lo largo de su paso por las bridas, de tal forma que esta velocidad máxima será de 1 a 2 m/s. La ecuación de cálculo del diámetro será la siguiente:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}} \quad (36)$$

Donde:

- u : Velocidad del fluido durante su paso por la brida.
- \dot{m} : Flujo másico de isobutano.
- D : Diámetro de la brida.

El material de estas bridas será también un acero inoxidable 316. De esta forma se consigue que las dilataciones sean las mismas en todos los componentes del evaporador y así evitamos numerosos problemas derivados de las diferencias de dilatación y contracción.

Las bridas tipo 1 serán bridas Lap Joint Class 2500, tal y como se observa en la Figura 8, según la norma ASME B16.5.

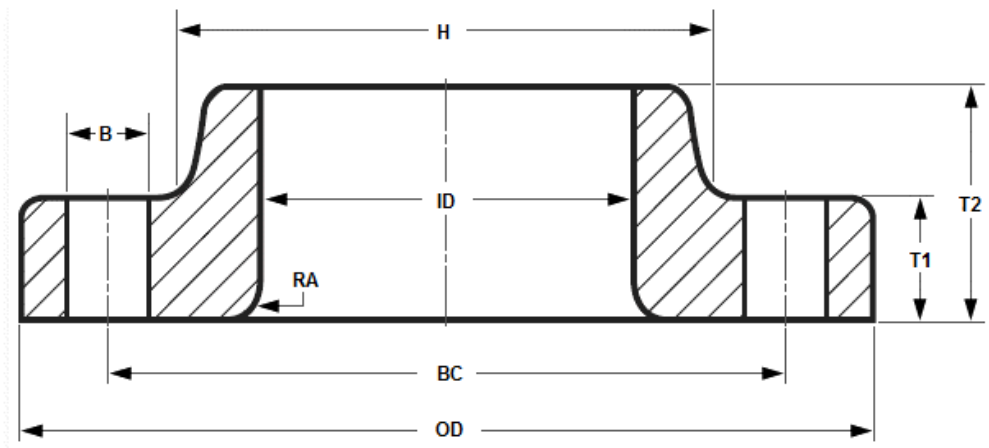


Figura 8: Brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5

Tabla 7: Catálogo brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5

SIZE	ID	OD	Bolt Circle (BC)	H	T1	T2	RA	Bolt Hole (B)	No. of Bolt Holes
1/2"	0.90"	5.25"	3.50"	1.69"	1.19"	1.56"	.12"	0.88"	4
3/4"	1.11"	5.50"	3.75"	2.00"	1.25"	1.69"	.12"	0.88"	4
1"	1.38"	6.25"	4.25"	2.25"	1.38"	1.88"	.12"	1.00"	4
1-1/4"	1.72"	7.25"	5.13"	2.88"	1.50"	2.06"	.19"	1.13"	4
1-1/2"	1.97"	8.00"	5.75"	3.13"	1.75"	2.38"	.25"	1.25"	4
2"	2.46"	9.25"	6.75"	3.75"	2.00"	2.75"	.31"	1.13"	8
2-1/2"	2.97"	10.50"	7.75"	4.50"	2.25"	3.13"	.31"	1.25"	8
3"	3.60"	12.00"	9.00"	5.25"	2.63"	3.63"	.38"	1.38"	8
4"	4.60"	14.00"	10.75"	6.50"	3.00"	4.25"	.44"	1.63"	8
5"	5.69"	16.50"	12.75"	8.00"	3.63"	5.13"	.44"	1.88"	8
6"	6.75"	19.00"	14.50"	9.25"	4.25"	6.00"	.50"	2.13"	8
8"	8.75"	21.75"	17.25"	12.00"	5.00"	7.00"	.50"	2.13"	12
10"	10.92"	26.50"	21.25"	14.75"	6.50"	9.00"	.50"	2.63"	12
12"	12.92"	30.00"	24.38"	17.38"	7.25"	10.00"	.50"	2.88"	12

3.6.3 Juntas

Las juntas de las bridas serán del tipo comercial DURLON FGM316 de acuerdo con la norma ASTM F38.

Estas juntas están formadas por una capa de grafito flexible impermeable unida por medio de un adhesivo a múltiples núcleos de acero 316 de 0,004" de espesor.

3.7 Diámetro de la carcasa

Para continuar con el diseño mecánico es imprescindible conocer el diámetro de la carcasa, que se calculará según la siguiente ecuación:

$$D_s = 0.637 \cdot \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \cdot \left(\frac{A_o \cdot (PR)^2 \cdot D_e}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (37)$$

Siendo:

- D_s : Diámetro interior de la carcasa
- CL : Constante de la disposición de los tubos.
- CTP : Constante según la Tabla 8.
- A_o : Área exterior de los tubos.
- PR : Relación de distancias entre ejes de tubos contiguos
- D_e : Diámetro exterior de los tubos.
- L : Longitud de tubo.

Además:

$$PR = \frac{P_T}{D_e} \quad (38)$$

CTP es una constante que se incluye en la ecuación para tener en cuenta que no toda la sección de la carcasa está cubierta por tubos, sino que habrá un cubrimiento incompleto del diámetro de la carcasa por los tubos debido a los espacios necesarios entre la carcasa y los tubos así como la distancia entre tubos. El valor de CTP viene indicado en la Tabla 8:

Tabla 8: Valor de la constante CTP en función del número de pasos por tubo.

Número de pasos por tubo	CTP
1	0,93
2	0,9
3	0,85
4	0,813

El valor de CL dependerá de la disposición de los tubos, de tal forma que se obtendrá el valor de 1 si están orientados a 90° o 45° y se obtendrá un valor de 0.87 si están orientados a 30° o 60°.

El número de tubos se podrá calcular también por medio de la siguiente ecuación:

$$N_t = 0.785 \cdot \left(\frac{CTP}{CL}\right) \cdot \frac{D_s^2}{(PR)^2 \cdot D_e^2} \quad (39)$$

3.8 Baffles transversales

El diseño de los baffles transversales se realizará siguiendo las indicaciones propuestas por la norma TEMA. Las principales configuraciones son las indicadas en la Figura 9:

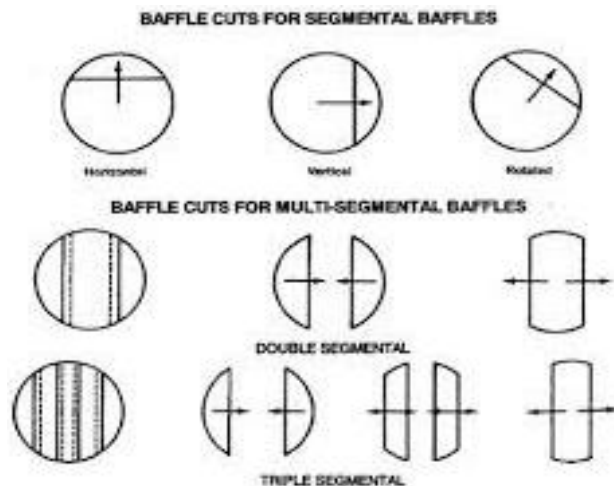


Figura 9: Principales configuraciones de baffles transversales según la norma TEMA

Para el evaporador se seleccionará un tipo de baffles vertical. Dado que la longitud de tubo sin soportar es inferior a 2m y el diámetro exterior de los tubos es inferior a 31.8mm los agujeros para los tubos no tendrán que ser 0.4mm mayores que el diámetro exterior de los mismos tal y como viene establecido en la norma TEMA.

Además como la longitud de tubo sin soportar es inferior a 915mm y el diámetro exterior de los tubos es inferior a 31.8mm no es necesario tener en cuenta una tolerancia para el agujero de los tubos.

El espesor de los baffles se determina por medio de la Tabla 9:

Tabla 9: Espesor de baffles transversales.

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)
8-24 (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)
9-38 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
9-60 (737-985)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
9-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
11-100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

3.9 Barras de soporte

Las barras de soporte serán dimensionadas según la norma TEMA, que proporcionará los diámetros nominales y el número mínimo de barras de soporte tal y como se muestra en la Tabla 10

Tabla 10: Dimensiones estándar de las barras de soporte según la norma TEMA.

Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61-100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

No obstante la norma TEMA permite además otras combinaciones de número de barras de soporte y diámetros siempre y cuando no haya menos de cuatro barras de soporte y no tengan un diámetro inferior a 9.5 mm.

3.10 Placa de separación

En el regenerador habrá dos placas de partición situadas en el cabezal frontal. El espesor mínimo de dichas placas será calculado según la norma TEMA por medio de la ecuación (35).

3.11 Cabezales

Habrá dos cabezales en el evaporador, uno frontal y otro posterior.

3.11.1 Cabezal posterior

El cabezal posterior será diseñado según la norma TEMA. Los tipos de cabezales posteriores más comúnmente utilizados son los representados en la Figura 10:

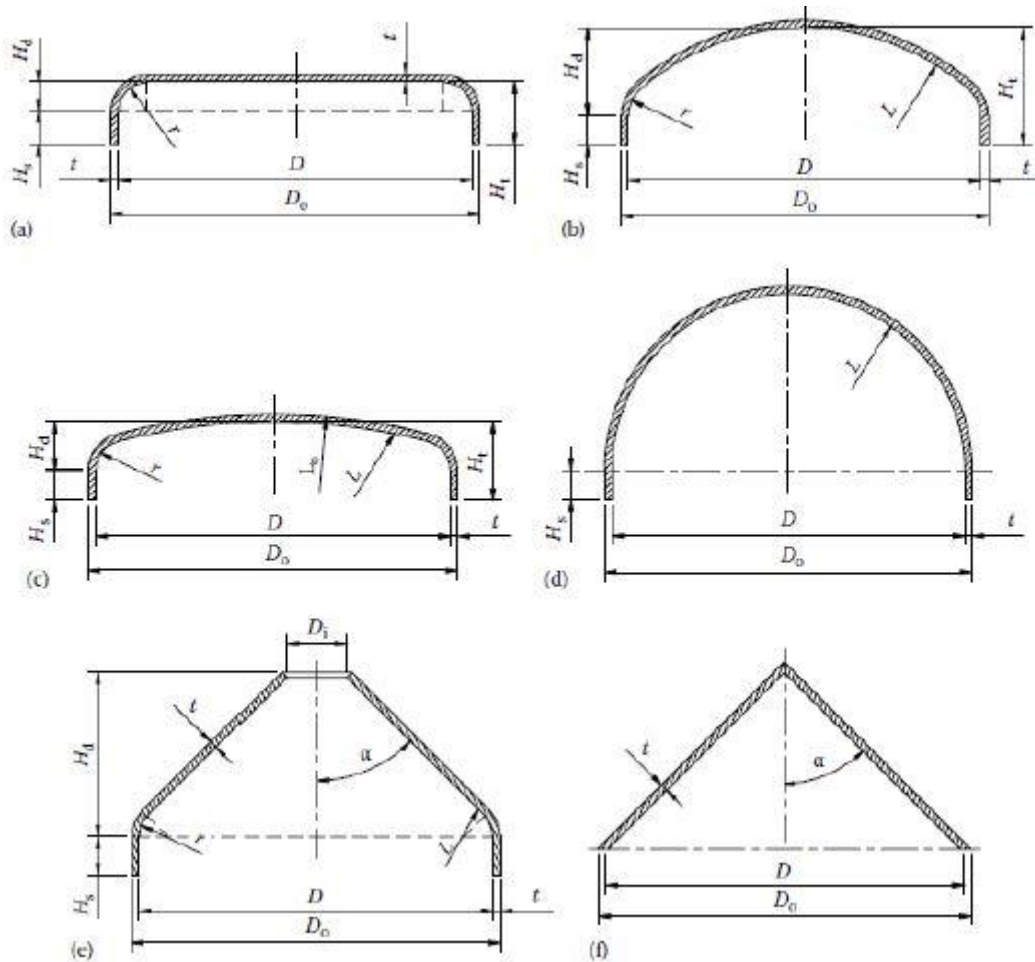


Figura 10: Tipos de cabezales posteriores

El tipo de cabezal posterior escogido para el diseño del evaporador será el tipo (a) de la Figura 10. El espesor mínimo de dicho cabezal vendrá determinado por la ecuación:

$$t = d \cdot \sqrt{\frac{C \cdot P}{S \cdot E}} \quad (40)$$

Donde:

- t : Espesor mínimo del cabezal.

- d : Diámetro interno del cabezal.
- C : Coeficiente según la Figura 11.
- P : Presión de diseño.
- S : Resistencia a la tensión del material del cabezal.
- E : Eficiencia de la junta

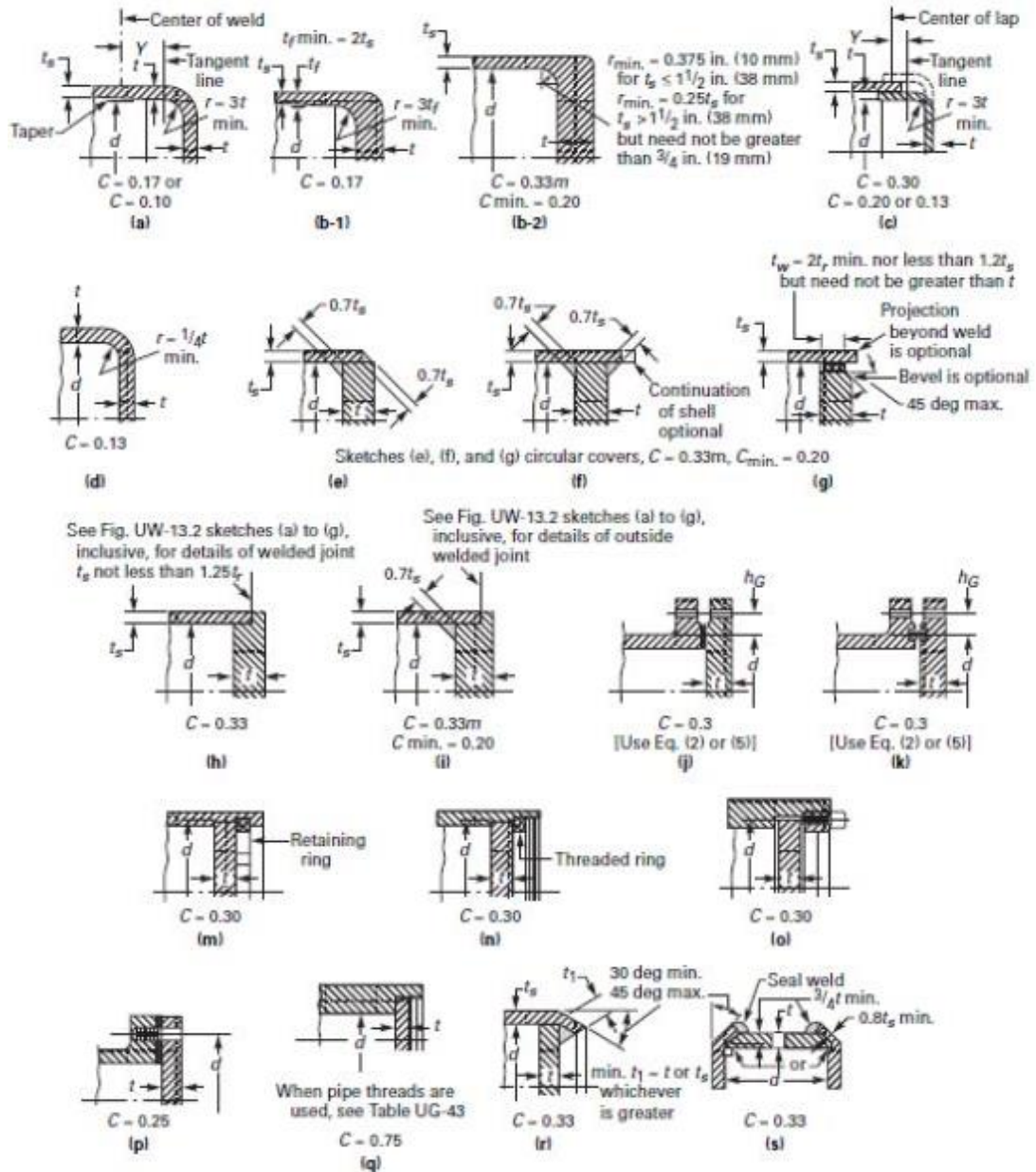


Figura 11: Valor del coeficiente S según la configuración del cabezal.

3.12 Longitud de los cabezales

La longitud de los cabezales vendrá determinada por la siguiente ecuación:

$$L_{cabezal} = 1,3 \cdot \frac{\dot{m}}{D_s \cdot u \cdot \rho} \quad (41)$$

Siendo:

- $L_{cabezal}$: Longitud mínima del cabezal.
- \dot{m} : Flujo másico que circula por los tubos.
- u : Velocidad del fluido por los tubos
- ρ : Densidad del fluido que circula por los tubos.
- D_s : Diámetro de la carcasa.

La velocidad y la presión utilizadas en éste cálculo serán las de la zona C, pues es la que tiene unas condiciones más desfavorables.

La longitud mínima de los cabezales es la calculada por medio de la ecuación (41) según la norma TEMA. No obstante en este proyecto ésta es inferior al ancho de las bridas por lo que será este ancho el que determine la longitud mínima de los cabezales de tal forma que éstos últimos sean siempre más largos que el ancho de la brida.

La longitud mínima de los cabezales es la calculada por medio de la ecuación (41), no obstante en este proyecto al ser dicha longitud inferior al ancho de las bridas, la longitud mínima de cabezal vendrá determinada por el ancho de las bridas, siendo siempre la longitud del cabezal igual o mayor que el ancho de las bridas.

3.13 Longitud del tubo de la brida

La finalidad de este elemento es, por una parte hacer de unión entre la brida y la carcasa o el cabezal, y por otra parte proporcionar la distancia necesaria entre la brida y la carcasa o el cabezal para poder introducir las herramientas en dicho espacio.

La longitud mínima de dicho elemento se calculará según la norma TEMA como:

$$\frac{E_{brida}}{D_{brida}} = 2 \quad (42)$$

Donde:

- E_{brida} : es la distancia que hay entre la brida y la carcasa
- D_{brida} : es el diámetro interior de la brida.

3.14 Placas de tubos

El diseño mecánico de las placas de tubos se realizará según la norma TEMA. Para determinar el espesor mínimo de la placa se entrará en la Tabla 11 con el valor del diámetro nominal de la carcasa que es conocido.

Tabla 11: Espesor mínimo de la placa portatubos en función del diámetro nominal de la carcasa

Nominal Shell Diameter		Espesor mínimo	
in	(mm)	in	(mm)
6	(152)	-	-
8-12	(203-205)	-	-
13-23	(330-584)	5/16	(7.9)
24-29	(610-737)	5/16	(7.9)
30-39	(762-991)	3/8	(9.5)
40-60	(1016-1524)	7/16	(11.1)
61-80	(1549-2032)	1/2	(12.7)
81-100	(2057-2540)	1/2	(12.7)

3.15 Soldaduras

Las soldaduras se llevarán a cabo por arco manual con electrodo revestido o SMAW (*Shielded Metal Arc Welding*), para acero inoxidable 316.

El material de aportación será el acero inoxidable 316.

4 RESULTADOS

En este apartado se detallarán los resultados obtenidos tras aplicar la metodología de cálculo descrita en este anejo.

4.1 Diseño ingenieril

Tabla 12: Datos del diseño ingenieril del regenerador en la zona A

ZONA A		
Variable	Valor	Unidades
$m_{isobutano}$: Caudal de isobutano	14,07	kg/s
T_{ce} : Temperatura del fluido caliente en la entrada	189,2	°C
T_{cs} : Temperatura del fluido caliente en la salida	180	°C
T_{fe} : Temperatura del fluido frío en la entrada	61,47	°C
T_{fs} : Temperatura del fluido frío en la salida	123,2	°C
Q : Potencia del evaporador	2770	kW
$Q_{10\%}$: Potencia del evaporador incrementada un 10%	3047	kW
ε : Efectividad	0,4833	-
cp_{DthA} : Calor específico del DowthermA	2,024	kJ/kg·K
$cp_{isobutano}$: Calor específico del isobutano	3,188	kJ/kg·K
C_{min} : Capacidad térmica del isobutano	49,34	kW/K
C_{max} : Capacidad térmica del DowthermA	299,74	kW/K
Cr	0,1646	-
NUT : Número de unidades de transferencia	0,6911	-
$U \cdot A$	34101	W/K
U : Coeficiente global de transmisión de calor	521,05	W/m ² K
A : Área de transmisión de calor	65,45	m ²
$m_{dowthermA10\%}$: Caudal másico del DowthermA incrementado 10%	162,9	kg/s
N_t : Número de tubos	200	-
A_{1tubo} : Área de un tubo	0,3272	m ²
L_t : Longitud de tubo	4,163	m
D_e : Diámetro exterior	0,02667	m
t : Espesor del tubo	0,00165	m
D_i : Diámetro interior del tubo	0,02337	m
$\rho_{isobutano}$: Densidad del isobutano	455,2	kg/m ³
S_1 : Sección de 1 tubo	0,00042895	m ²
$u_{isobutano}$: Velocidad del isobutano dentro tubos	0,3603	m/s
k : Conductividad térmica del acero inoxidable 316	16	W/m·K
Arreglo de tubos	cuadrado	-

Tabla 13: Datos del diseño ingenieril del regenerador en la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
$m_{isobutano}$: Caudal de isobutano	14,07	kg/s
T_{ce} : Temperatura del fluido caliente en la entrada	195,6	°C
T_{cs} : Temperatura del fluido caliente en la salida	189,2	°C
T_{fe} : Temperatura del fluido frío en la entrada	123,2	°C
T_{fs} : Temperatura del fluido frío en la salida	123,2	°C
Q : Potencia del evaporador	1991	kW
$Q_{10\%}$: Potencia del evaporador incrementada un 10%	2190,1	kW
ε : Efectividad	0,0884	-
cp_{DthA} : Calor específico del DowthermA	2,024	kJ/kg·K
$cp_{isobutano}$: Calor específico del isobutano	∞	kJ/kg·K
C_{min} : Capacidad térmica del isobutano	∞	kW/K
C_{max} : Capacidad térmica del DowthermA	329,71	kW/K
Cr	∞	-
NUT : Número de unidades de transferencia	0,09255	-
$U \cdot A$	30515	W/K
U : Coeficiente global de transmisión de calor	3772	W/m ² K
A : Área de transmisión de calor	8,0897	m ²
$m_{dowthermA10\%}$: Caudal másico del DowthermA incrementado 10%	162,9	kg/s
N_t : Número de tubos	200	-
A_{1tubo} : Área de un tubo	0,04045	m ²
L_t : Longitud de tubo	0,5146	m
D_e : Diámetro exterior	0,02667	m
t : Espesor del tubo	0,00165	m
D_i : Diámetro interior del tubo	0,02337	m
$\rho_{isobutano}$: Densidad del isobutano	268,82	kg/m ³
S_1 : Sección de 1 tubo	0,00042895	m ²
$u_{isobutano}$: Velocidad del isobutano dentro tubos	0,6100	m/s
k : Conductividad térmica del acero inoxidable 316	16	W/m·K
Arreglo de tubos	cuadrado	-

Tabla 14: Datos del diseño ingenieril del regenerador en la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
$m_{isobutano}$: Caudal de isobutano	14,07	kg/s
T_{ce} : Temperatura del fluido caliente en la entrada	200	°C
T_{cs} : Temperatura del fluido caliente en la salida	195,6	°C
T_{fe} : Temperatura del fluido frío en la entrada	123,2	°C
T_{fs} : Temperatura del fluido frío en la salida	150	°C
Q : Potencia del evaporador	1317	kW
$Q_{10\%}$: Potencia del evaporador incrementada un 10%	1448,7	kW
ε : Efectividad	0,3489	-
cp_{DthA} : Calor específico del DowthermA	2,024	kJ/kg·K
$cp_{isobutano}$: Calor específico del isobutano	3,188	kJ/kg·K
C_{min} : Capacidad térmica del isobutano	49,34	kW/K
C_{max} : Capacidad térmica del DowthermA	329,7	kW/K
Cr	0,1496	-
NUT : Número de unidades de transferencia	0,4416	-
$U \cdot A$	21790	W/K
U : Coeficiente global de transmisión de calor	684,4	W/m ² K
A : Área de transmisión de calor	31,84	m ²
$m_{dowthermA10\%}$: Caudal másico del DowthermA incrementado 10%	162,9	kg/s
N_t : Número de tubos	200	-
A_{1tubo} : Área de un tubo	0,1592	m ²
L_t : Longitud de tubo	2,025	m
D_e : Diámetro exterior	0,02667	m
t : Espesor del tubo	0,00165	m
D_i : Diámetro interior del tubo	0,02337	m
$\rho_{isobutano}$: Densidad del isobutano	82,44	kg/m ³
S_1 : Sección de 1 tubo	0,0004289	m ²
$u_{isobutano}$: Velocidad del isobutano dentro tubos	1,989	m/s
k : Conductividad térmica del acero inoxidable 316	16	W/m·K
Arreglo de tubos	cuadrado	-

4.2 Coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior

Tabla 15: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de la zona A

ZONA A		
Variable	Valor	Unidad
m_{1tubo} : Flujo másico de isobutano por un tubo	0,07035	kg/s
Re : Número de Reynolds	5,06E+04	-
μ : Viscosidad dinámica	7,58E-05	kg/m·s
Nu : Número de Nusselt	2,14E+02	-
Pr : Número de Prandlt	3,256	-
h_i : Coeficiente de transmisión de calor interior	640,16	W/m ² ·K
k_i : Conductividad térmica del flujo interior	0,06998	W/m·K

Tabla 16: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
h_i : Coeficiente de transmisión de calor interior	50000	W/m ² ·K

Tabla 17: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de la zona C

ZONA C		
Variable	Variable	Variable
m_{1tubo} : Flujo másico de isobutano por un tubo	0,07035	kg/s
Re : Número de Reynolds	2,85E+05	-
μ : Viscosidad dinámica	1,35E-05	kg/m·s
Nu : Número de Nusselt	5,80E+02	-
Pr : Número de Prandlt	1,247	-
h_i : Coeficiente de transmisión de calor interior	877,5	W/m ² ·K
k_i : Conductividad térmica del flujo interior	0,03536	W/m·K

4.3 Coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior

Tabla 18: Parámetros de cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo exterior a los tubos en la zona A

ZONA A		
Variable	Valor	Unidad
u : Velocidad del DowthermA	1,901	m/s
St : Separación entre los centros de los tubos	45,4	mm
ν : Viscosidad cinemática	4,923E-07	m ² /s
u_{max} : Velocidad máxima	4,607	m/s
Re_{max} : Reynolds máximo	2,50E+05	-
ρ : Densidad del Dowtherm A	921	kg/m ³
μ : Viscosidad dinámica del Dowtherm A	4,53E-04	N·s·m ⁻²
Pr : Número de Prandlt	8,217	-
k_e : Conductividad térmica del Dowtherm A	0,1124	W/m·K
Nu : Número de Nusselt	1593	-
Cn	1	-
Prandlat evaluado a Tsuperficie	8,217	-
h_e : Coeficiente de transmisión de calor exterior	6713	W/m ² ·K

Tabla 19: Parámetros de cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo exterior a los tubos en la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
u : Velocidad del DowthermA	1,853	m/s
St : Separación entre los centros de los tubos	45,4	mm
ν : Viscosidad cinemática	4,653E-07	m ² /s
u_{max} : Velocidad máxima	4,491	m/s
Re_{max} : Reynolds máximo	2,57E+05	-
ρ : Densidad del Dowtherm A	913,9	kg/m ³
μ : Viscosidad dinámica del Dowtherm A	4,25E-04	N·s·m ⁻²
Pr : Número de Prandlt	7,877	-
k_e : Conductividad térmica del Dowtherm A	0,111	W/m·K
Nu : Número de Nusselt	1605	-
Cn	1	-
Prandlat evaluado a Tsuperficie	7,877	-
h_e : Coeficiente de transmisión de calor exterior	6681	W/m ² ·K

Tabla 20: Parámetros de cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo exterior a los tubos en la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
u : Velocidad del DowthermA	1,926	m/s
St : Separación entre los centros de los tubos	45,4	mm
ν : Viscosidad cinemática	4,465E-07	m ² /s
u_{max} : Velocidad máxima	4,669	m/s
Re_{max} : Reynolds máximo	2,79E+05	-
ρ : Densidad del Dowtherm A	909	kg/m ³
μ : Viscosidad dinámica del Dowtherm A	4,06E-04	N·s·m ⁻²
Pr : Número de Prandlt	7,632	-
k_e : Conductividad térmica del Dowtherm A	0,1103	W/m·K
Nu : Número de Nusselt	1690	-
Cn	1	-
Prandlat evaluado a Tsuperficie	7,632	-
h_e : Coeficiente de transmisión de calor exterior	6989	W/m ² ·K

4.4 Pérdida de carga

Tabla 21: Pérdida de carga en los tubos en la zona A

ZONA A		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_t : Pérdida de caga total en los tubos	3649,9	Pa
f : Factor de fricción	0,1677	-
L: Longitud del tubo	4,163	m
N_p : Número de pasos por tubo	1	-
D_i : Diámetro interior de los tubos	0,02337	m
ρ : Densidad media del isobutano líquido	455,2	kg/m ³

Tabla 22: Pérdida de carga en la carcasa en la zona A

ZONA A		
Variable	Variable	Unidad
ΔP_s : Pérdida de carga en la carcasa	15013	Pa
G_s : Velocidad del fluido en la carcasa	1313	kg/m ² s
f : Factor de fricción	0,1677	-
N_b : Número de baffles	12,88	-
D_s : Diámetro de la carcasa	0,7517	m
ρ : Densidad media de Dowtherm A	921	kg/m ³
D_e : Diámetro externo de los tubos	0,02667	m
d_e : Diámetro equivalente	0,1092	m
φ_s	1	-
μ_b : Viscosidad dinámica de DowthermA por la carcasa	7,64E-06	kg/m·s
μ_w : Viscosidad DowthermA a la temperatura de las paredes	7,64E-06	kg/m·s
L : Longitud de los tubos	4,163	m
B : Distancia entre baffles	0,3	m
Re_s : Número de Reynolds del fluido en la carcasa	2,50E+05	-
A_s : Área de cruce	0,1127	m ²
S_T ó P_T : Distancia entre centros de tubos	0,0454	m
C	0,02667	m
\dot{m} : Flujo másico de DowthermA	148,09	kg/s

Tabla 23: Pérdida de carga en los tubos en la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_t : Pérdida de caga total en los tubos	935	Pa
f : Factor de fricción	0,1668	-
L : Longitud del tubo	0,5146	m
N_p : Número de pasos por tubo	1	-
D_i : Diámetro interior de los tubos	0,02337	m
ρ : Densidad media del isobutano líquido	268,82	kg/m ³

Tabla 24: Pérdida de carga en la carcasa en la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_s : Pérdida de carga en la carcasa	2249	Pa
G_s : Velocidad del fluido en la carcasa	1445	kg/m ² s
f : Factor de fricción	0,1668	-
N_b : Número de baffles	0,7153	-
D_s : Diámetro de la carcasa	0,7517	m
ρ : Densidad media de DowthermA	913,9	kg/m ³
D_e : Diámetro externo de los tubos	0,02667	m
d_e : Diámetro equivalente	0,1092	m
ϕ_s	1	-
μ_b : Viscosidad dinámica de DowthermA por la carcasa	7,64E-06	kg/m·s
μ_w : Viscosidad DowthermA a la temperatura de las paredes	7,64E-06	kg/m·s
L : Longitud de los tubos	0,5146	m
B : Distancia entre baffles	0,3	m
Re_s : Número de Reynolds del fluido en la carcasa	2,57E+05	-
A_s : Área de cruce	0,1127	m ²
S_T ó P_T : Distancia entre centros de tubos	0,0454	m
C	0,02667	m
\dot{m} : Flujo másico de Dowtherm A	148,09	kg/s

Tabla 25: Pérdida de carga en los tubos en la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_t : Pérdida de caga total en los tubos	9941,38	Pa
f : Factor de fricción	0,1643	-
L : Longitud del tubo	2,0253	m
N_p : Número de pasos por tubo	1	-
D_i : Diámetro interior de los tubos	0,02337	m
ρ : Densidad media del isobutano líquido	82,44	kg/m ³

Tabla 26: Pérdida de carga en la carcasa en la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_s : Pérdida de carga en la carcasa	7245	Pa
G_s : Velocidad del fluido en la carcasa	1313	kg/m ² s
f : Factor de fricción	0,1643	-
N_b : Número de baffles	5,751	-
D_s : Diámetro de la carcasa	0,7517	m
ρ : Densidad media de DowthermA	909	kg/m ³
D_e : Diámetro externo de los tubos	0,02667	m
d_e : Diámetro equivalente	0,1092	m
φ_s	1	-
L : Longitud de los tubos	2,025	m
B : Distancia entre baffles	0,3	m
Re_s : Número de Reynolds del fluido en la carcasa	2,79E+05	-
A_s : Área de cruce	0,1127	m ²
S_T ó P_T : Distancia entre centros de tubos	0,0454	m
C	0,02667	m
\dot{m} : Flujo másico de DowthermA	148,09	kg/s

4.5 Diseño mecánico

Tabla 27: Resultados de los tubos

Variable	Valor	Unidad
\dot{m}_{1tubo} : Flujo másico isobutano un tubo	0,07035	kg/s
\dot{m} : Flujo másico de isobutano vapor	14,07	kg/s
N_t : Número de tubos	200	-
t_{min} : Espesor mínimo de los tubos	0,68	mm
$P_{diseño}$: Presión de diseño del regenerador	4500	kPa
S : Resistencia a la tensión del acero 316	860	MPa
E : Factor de calidad	1	-
W : Factor junta	1	-
y	0,4	-
S_T, P_T : Distancia entre centros de tubos	45,4	mm

Tabla 28: Resultados de la carcasa

Variable	Valor	Unidad
D_s : Diámetro de la carcasa	0,7516	m
CL	1	-
PR: Relación de distancias entre ejes de tubos contiguos	1,702	-
D_e : Diámetro exterior de los tubos	0,02667	m
CTP	0,93	-
N_t : Número de tubos	200	-
A_0 : Área exterior de los tubos	112,32	m ²

Tabla 29: Resultados de placa de separación, barras de soporte y bafles

Variable	Valor	Unidad
Espesor de los bafles transversales	4.8	mm
Espesor mínimo de la placa de separación	0,36	mm
Espesor de la placa de separación	2	mm
Número de placas de separación	1	-
Número de barras de soporte	8	-
Diámetro de barras de soporte	12,7	mm

Tabla 30: Resultado de los cabezales

Variable	Valor	Unidad
$t_{cabezal}$: Espesor mínimo de la pared de los cabezales	6,26	mm
B	0,5	-
q : Pérdida de carga en el cabezal frontal	10	kPa
S: Resistencia a la tensión del acero 316	860000	kPa
b	754	mm
a	753,1	mm
a/b	1	-
D_i : Diámetro interno del cabezal	752	mm
C: Coeficiente de diseño de los cabezales	0,1	-
Presión de diseño de los cabezales	600	mm
S : Resistencia a la tensión del acero 316	860000	kPa
E	1	-
$L_{cabezal}$: Longitud mínima del cabezal	0,149	m
\dot{m} : Caudal másico de isobutano	14,07	Kg/s
ρ_{tubos} : Densidad del isobutano en los tubos en la zona C	82,44	Kg/m ³
u_{tubos} : Velocidad del isobutano en los tubos en la zona C	1,98	m/s
D_s : Diámetro de la carcasa	0,752	m

En Ferrol, a Junio de 2018



Fdo.: Sergio García Palmeiro



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Anejo IV

CÁLCULOS CONDENSADOR

Índice

1	Diseño ingenieril del condensador	7
1.1	Cálculo del área de transferencia.....	7
1.1.1	Zona A.....	8
1.1.1	Zona B.....	11
1.1.1	Zona C.....	12
1.2	Número de tubos	12
1.3	Longitud de los tubos.....	12
1.4	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el flujo interno.....	12
1.5	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo	14
1.5.1	Zona A y C	14
1.5.2	Zona B.....	16
2	Pérdida de carga.....	18
2.1	Pérdida de carga en los tubos	18
2.2	Pérdida de carga en la carcasa	19
3	Diseño mecánico	21
3.1	El código ASME.....	21
3.2	La norma TEMA.....	21
3.3	Materiales	22
3.4	Tubos	24
3.4.1	Cálculo del diámetro.....	24
3.4.2	Aletas	24
3.4.3	Cálculo del espesor mínimo.....	25
3.5	Patrón de tubos	25
3.6	Bridas	26
3.6.1	Bridas de unión.....	26
3.6.2	Bridas de conexión	26
3.6.3	Juntas.....	28
3.7	Diámetro de la carcasa	28
3.8	Barras de soporte	29
3.9	Placa de separación	29
3.10	Cabezales.....	30
3.10.1	Cabezal posterior.....	30
3.11	Longitud de los cabezales.....	32
3.12	Longitud del tubo de la brida.....	32

3.13 Placas de tubos	33
3.14 Soldaduras.....	33
4 Resultados	34
4.1 Diseño ingenieril	34
4.1 Coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior	37
4.1 Coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior	38
4.1 Pérdida de carga	40
4.1 Diseño mecánico	43

Índice de tablas

Tabla 1: Expresiones del $NUT=NUT(\text{efectividad}, Cr)$	10
<i>Tabla 2: Expresiones para el Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular</i>	13
Tabla 3: Composición química del acero 316.....	23
Tabla 4: Comparativa de propiedades mecánicas de distintos tipos de aceros	23
Tabla 5: Valor del parámetro Y en función del material y de la temperatura.....	25
Tabla 6: Catálogo de brida de unión DIN 2631	26
Tabla 7: Catálogo brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5	27
Tabla 8: Valor de la constante CTP en función del número de pasos por tubo.	28
Tabla 9: Dimensiones estándar de las barras de soporte según la norma TEMA..	29
Tabla 10: Espesor mínimo de la placa portatubos en función del diámetro nominal de la carcasa.....	33
Tabla 11: Datos del diseño ingenieril del condensador en la zona A.....	34
Tabla 12: Datos del diseño ingenieril del condensador en la zona B.....	35
Tabla 13: Datos del diseño ingenieril del condensador en la zona C	36
Tabla 14: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de los tubos en la zona A.....	37
Tabla 15: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de los tubos en la zona B.....	37
Tabla 16: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de los tubos en la zona C.....	37
Tabla 17: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior de la zona A	38
Tabla 18: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior de la zona B.....	38
Tabla 19: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior de la zona C.....	39
Tabla 20: Pérdida de carga en los tubos en la zona A	40
Tabla 21: Pérdida de carga en la carcasa en la zona A	40
Tabla 22: Pérdida de carga en los tubos en la zona B	41
Tabla 23: Pérdida de carga en la carcasa en la zona B	41
Tabla 24: Pérdida de carga en los tubos en la zona C	42
Tabla 25: Pérdida de carga en la carcasa en la zona C	42
Tabla 26: Resultados de los tubos	43
Tabla 27: Resultados de la carcasa	43
Tabla 28: Resultados de placa de separación y barras de soporte	43
Tabla 29: Resultado de los cabezales.....	44

Índice de figuras

Figura 1: Distribución en zonas del condensador.....	7
Figura 2: Circuito térmico equivalente en la zona A	10
Figura 3: Disposición de los tubos en intercambiadores de calor de carcasa y tubos	15
Figura 4: Variación del coeficiente C_n con el número de filas de tubos.....	16
Figura 5: Disposición de los tubos según norma TEMA	19
Figura 6: Nomenclatura de intercambiadores de calor según norma TEMA.....	22
Figura 7: Brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5	27
Figura 8: Tipos de cabezales posteriores.....	30
Figura 9: Valor del coeficiente S según la configuración del cabezal.	31

1 DISEÑO INGENIERIL DEL CONDENSADOR

En este apartado se describirá el proceso de cálculo del área de transferencia de calor del condensador así como el número de tubos, la longitud y el diámetro de los mismos.

También se incluirá el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor tanto para el flujo interno como para el flujo externo del condensador.

El condensador será un intercambiador de calor de carcasa y tubos por el que circulará agua por el interior de los tubos e isobutano por el exterior. Los tubos de las zonas C y B serán tubos aleteados, lo que permitirá disminuir la longitud de tubo de dichas zonas. Esto se debe a que las aletas incrementan no sólo el área de transferencia sino que también introducen tensiones superficiales que pueden jugar un rol significativo en adelgazar la capa de isobutano condensado alrededor del tubo. En la zona A los tubos no irán aleteados ya que estarán inundados en cierta medida por el isobutano líquido.

Se dividirá el condensador en tres zonas:

- La zona A se corresponderá con la entrada del agua al condensador y con la salida del isobutano subenfriado.
- La zona B se corresponderá con la zona del condensador en la que se produce el cambio de fase del isobutano.
- La zona C se corresponderá con la entrada del isobutano vapor en el condensador y con la salida del agua del mismo.

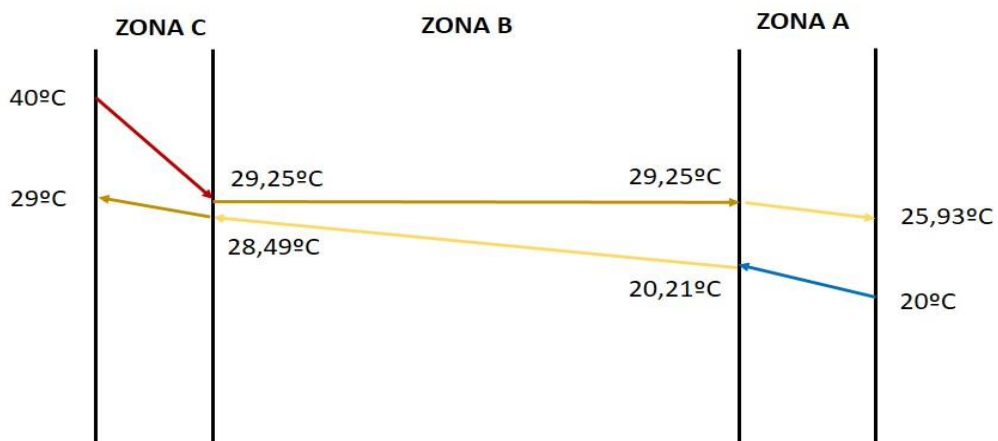


Figura 1: Distribución en zonas del condensador

1.1 Cálculo del área de transferencia

El área de transferencia de calor del condensador se calculará por medio del método de la efectividad y el número de unidades de transferencia, de ahora en adelante *NUT*.

Para utilizar este método previamente han de conocerse las temperaturas de ambos fluidos, el isobutano y el agua, en los límites de cada una de las tres zonas. Una vez conocidas las temperaturas límites se procederá a determinar las propiedades termodinámicas por medio del programa de cálculo EES.

Las temperaturas serán calculadas por medio del programa de cálculo EES, así como las propiedades de los fluidos a dichas temperaturas.

Conocidas las temperaturas medias de cada fluido en cada una de las tres zonas del condensador se procederá al cálculo de la efectividad:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_{frío} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{C_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_{caliente} \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (1)$$

Siendo:

- q : El calor transferido por el fluido frío o caliente.
- q_{max} : El calor máximo que se podría transferir en el condensador
- ε : Efectividad.
- T_{ce} : Temperatura del fluido caliente en la entrada.
- T_{cs} : Temperatura del fluido caliente en la salida.
- T_{fe} : Temperatura del fluido frío en la entrada.
- T_{fs} : Temperatura del fluido frío en la salida.

1.1.1 Zona A

Tal y como se explicó anteriormente, en la zona A se produce el subenfriamiento del isobutano líquido al salir del condensador, por lo tanto la expresión de la ecuación (1) quedará como:

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (2)$$

La potencia del condensador es conocida, se determina en el Anejo de Cálculos del Ciclo Termodinámico.

Conocidas la potencia y la efectividad de la zona A se procederá a calcular el NUT , las expresiones más comunes para su cálculo son las expuestas en la Tabla 1, siendo la que más se asemeja a las condiciones de trabajo de la zona A la siguiente:

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \cdot \ln\left(\frac{-1}{C_r - 1}\right) \quad (3)$$

El valor de C_r se calculará como:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (4)$$

Siendo:

$$C_{min} = m_{isobutano} \cdot cp_{isobutano} \quad (5)$$

$$C_{max} = m_{agua} \cdot cp_{agua} \quad (6)$$

Donde:

- NUT : Número de unidades de transferencia.
- $m_{isobutano}$: Caudal másico de isobutano.
- m_{agua} : Caudal másico de agua.
- c_p : Calor específico.

El flujo másico de isobutano y de agua utilizado en las ecuaciones (5) y (6) se corresponde con el flujo másico real incrementado en un 10%.

Este incremento se realiza para tener en cuenta que se sobredimensionará el condensador un 10%, de esta forma se conseguirá que el condensador trabaje en condiciones óptimas incluso con una suciedad que aumente la resistencia térmica de calor.

Una vez calculado el NUT se procederá al cálculo del área por medio de la siguiente expresión:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (7)$$

- U : Coeficiente global de transferencia de calor.
- A : Área total de transferencia de calor correspondiente a la zona.

No obstante el valor del coeficiente global de transferencia de calor no es conocido, por lo tanto para determinar el área de transferencia de calor se utilizará un método iterativo en el que intervendrán las siguientes variables: número de tubos, longitud de los tubos y diámetro de los tubos.

Para poder determinar el área de transferencia habrá que fijar el valor de dos de las tres variables citadas en el párrafo anterior, en este caso el número de tubos y la longitud de los mismos serán fijadas. Tras fijarlas se supondrá inicialmente un valor del coeficiente global de transferencia de calor, de tal manera que se elegirá un valor bibliográfico de éste para llevar a cabo el primer cálculo, obteniendo de ésta forma un área total de transferencia de calor así como la longitud de los tubos y los coeficientes de transferencia de calor por convección para el flujo interior y exterior en la zona A.

Conocidos los coeficientes de transferencia de calor por convección interior y exterior, así como los diámetros de los tubos, el número de tubos y la longitud de los mismos, se podrá determinar la resistencia térmica total equivalente del circuito y por consiguiente un nuevo valor del coeficiente global de transferencia de calor.

Este nuevo valor del coeficiente de transmisión de calor se hallará como:

$$\frac{1}{U \cdot A} = R_{total} \quad (8)$$

Donde:

- R_{total} : Resistencia térmica total de la zona.

El valor de la resistencia térmica total en la zona A será:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot N_t} + \frac{1}{A_e \cdot h_e} \quad (9)$$

Donde:

- h_i es el coeficiente de transmisión de calor interior.
- A_i es el área interior de los tubos.
- D_e es el diámetro exterior de los tubos.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.
- k es la conductividad térmica de los tubos.
- L es la longitud de los tubos.
- N_t es el número de tubos.
- h_e es el coeficiente de transmisión de calor exterior.
- A_e es el área exterior.

La resistencia total será:

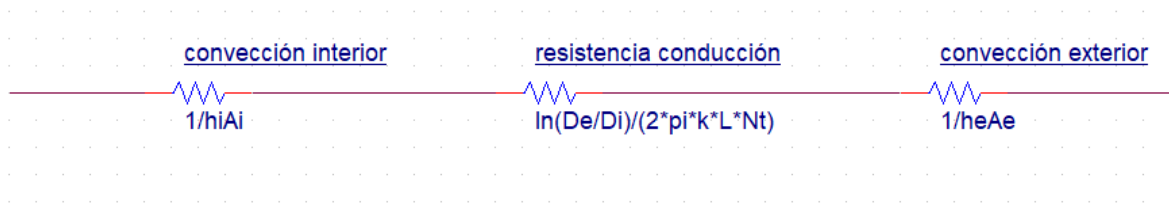


Figura 2: Circuito térmico equivalente en la zona A

Si el valor del coeficiente global de transferencia de calor hallado de esta forma no coincide con el supuesto inicialmente, se repetirá el proceso descrito de forma iterativa hasta que los valores calculados en una iteración coincidan con los hallados en la anterior.

Tabla 1: Expresiones del $NUT = NUT(\epsilon, C_r)$

Característica del flujo relativo entre los fluidos	Expresión $NUT = NUT(\epsilon, C_r)$
Tubos concéntricos	
Corrientes paralelas	$NUT = -\frac{\ln[1 - \epsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Contracorriente	$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon C_r - 1}\right) \rightarrow C_r < 1$ $NUT = \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} \rightarrow C_r = 1$
Multitubular	
1 paso por el casco (2, 4, ... por los tubos)	$NUT = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right) \quad (A)$ $E = \frac{2}{\epsilon_1} - (1 + C_r) \quad (B)$ $E = \frac{2}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$
n pasos por el casco (2n, 4n, ... por los tubos)	Ecuaciones (A) y (B) con $\epsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}; F = \left(\frac{\epsilon C_r - 1}{\epsilon - 1}\right)^{1/n}$
Corrientes cruzadas (1 solo paso)	
C_{max} mezclado; C_{min} sin mezclar	$NUT = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \epsilon C_r)\right]$
C_{min} mezclado; C_{max} sin mezclar	$NUT = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \epsilon) + 1]$
Todos los intercambiadores, $C_r=0$	$NUT = -\ln(1 - \epsilon)$

1.1.1 Zona B

En la zona B se producirá el cambio de fase del isobutano, por lo tanto la expresión de la ecuación (3) quedará como:

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (10)$$

Al haber un cambio de fase en la zona B el NUT no podrá ser calculado por medio de la ecuación (3) dado que:

$$C_r = \infty \quad (11)$$

Por lo tanto se calculará el NUT como:

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (12)$$

Una vez calculado el NUT se procederá a la determinación del área de transferencia de calor por medio de la ecuación (7), en esta zona el valor de C_{min} será:

$$C_{min} = m_{DowthermA} \cdot cp_{DowthermA} \quad (13)$$

Una vez determinado el NUT se procederá a calcular el área de transferencia de calor del a zona B del condensador. Para ello se utilizará un método iterativo, descrito en el proceso de cálculo del área de transferencia de calor de la zona A.

No obstante el valor de la resistencia térmica total de la zona B será distinto dado que los tubos son aleteados quedando la ecuación(9) de la siguiente forma:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot N_t} + \frac{1}{A_e \cdot h_e \cdot \eta_{aleta}} \quad (14)$$

Donde:

- η_{aleta} : Rendimiento de la aleta.

1.1.1 Zona C

El procedimiento de cálculo del área de transferencia de calor de la zona C es idéntico al de la zona A con la salvedad de que la expresión de la resistencia total será igual a la ecuación(14).

1.2 Número de tubos

Como se menciona anteriormente en el cálculo del área de transferencia de calor, se utilizará un método iterativo para el cálculo de la misma en el que se fijará el valor del número de tubos así como el diámetro de los mismos.

1.3 Longitud de los tubos

La longitud de los tubos para cada zona del condensador se calculará como:

$$L = \frac{A}{\pi \cdot \left(\frac{D_e + D_i}{2}\right) \cdot N_t} \quad (15)$$

Siendo:

- L : Longitud de tubo en una zona determinada del condensador.
- D_e : Diámetro exterior de los tubos.
- D_i : Diámetro interior de los tubos.
- N_t : Número de tubos.
- A : Área de transferencia de calor de una zona determinada del condensador

La longitud total de los tubos del condensador se calculará sumando las longitudes de cada una de las zonas del mismo.

1.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el flujo interno

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección se utilizará la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad (16)$$

Siendo:

- “ Nu ”: Número de Nusselt
- “ h_i ”: Coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo interno.
- “ D_i ”: Diámetro interior del tubo.
- “ k ”: Conductividad térmica del fluido que circula por el interior de los tubos.

Para el cálculo del Nusselt se pueden utilizar distintas ecuaciones en función del tipo y de las condiciones del flujo siendo las más utilizadas las de la *Tabla 2*.

Se utilizará para la determinación del valor del Nusselt la correlación de Dittus-Boelter dado que las condiciones de trabajo del condensador en el flujo interno se encuentran entre los límites de dicha correlación:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (17)$$

Donde:

- “*Re*”: Número de Reynolds.
- “*Pr*”: Número de Prandtl.

En este caso el parámetro *n* tomará un valor de 0,4 ya que el fluido frío se calienta.

El valor del número de Prandtl, así como la conductividad térmica del fluido que circula por el interior de los tubos, la densidad y la viscosidad, se calcularán por medio del software EES utilizando los valores de la temperatura media de entrada y salida del agua en cada una de las tres zonas y una presión media de 400kPa.

Tabla 2: Expresiones para el Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular

Expresión	Condiciones	
$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^n$ (Dittus-Boelter)	$Pr > 0,6$ $Re > 10.000$	$n=0,3$ si se enfría $n=0,4$ si se calienta
$Nu = 0,022Re^{4/5}Pr^{0,5}$ (Kays-Crawford)	Gases; $0,5 < Pr < 1$	
$Nu = 0,27Re^{4/5}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$ (Sieder-Tate)	$0,7 < Pr < 16.700$ $Re > 10^4$	
$Nu = \frac{(C_f/2)Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7(C_f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (Petukhov-Krilov)	$0,5 < Pr < 2.000$ $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$	
$Nu = \frac{(C_f/2)(Re - 10^3)Pr}{1 + 12,7(C_f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (Gnielinski)	$0,5 < Pr < 2.000$ $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$	
$Nu = 4,82 + 0,0185Pe^{0,827}$	$10^2 < Pe < 10^4$ $3,6 \cdot 10^3 < Re < 9,05 \cdot 10^5$ Flujo de calor constante en la pared	
$Nu = 5,0 + 0,025Pe^{0,8}$	$Pe > 100$ T_p constante	

El número de Reynolds se calculará como:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tubo}}{\pi \cdot \mu \cdot D_i} \quad (18)$$

Donde:

- \dot{m}_{tubo} : Caudal másico de agua que circula por un tubo.
- μ : Viscosidad dinámica del agua que circula por los tubos.
- D_i : Diámetro interior de los tubos.

El flujo másico de agua total es conocido, fue determinado en el anejo del ciclo termodinámico. El número de tubos y el número de pasos por tubo también son conocidos, por lo tanto se procederá a calcular el flujo másico de agua por un tubo:

$$\dot{m}_{tubo} = \frac{\dot{m}}{N_t} \quad (19)$$

Siendo:

- " N_t " el número de tubos.
- " \dot{m} " el flujo másico de agua total.

El proceso de cálculo descrito en este apartado será aplicado a cada una de las tres zonas del condensador.

1.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo

Los cálculos descritos a continuación deberán ser realizados por separado para cada una de las partes del condensador, caracterizadas por sus propiedades termodinámicas.

1.5.1 Zona A y C

El primer paso para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el flujo externo será determinar la velocidad del isobutano, que se calculará por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = u \cdot \rho \cdot S \quad (20)$$

Siendo:

- " u ": Velocidad del isobutano en la carcasa.
- " ρ ": Densidad del isobutano.
- " S ": Sección de paso.

Antes de poder determinar el Reynolds máximo habrá que elegir una configuración para los tubos, siendo las configuraciones propuestas por la norma TEMA las descritas en la **Figura 3**.

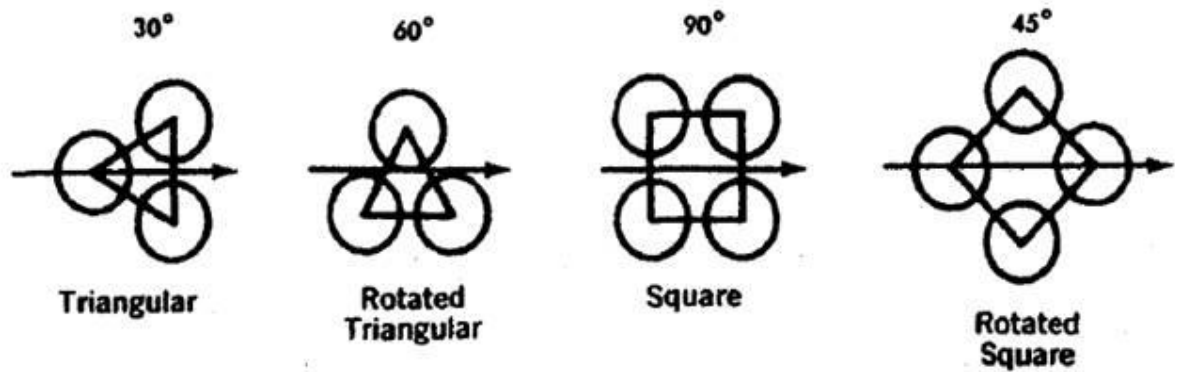


Figura 3: Disposición de los tubos en intercambiadores de calor de carcasa y tubos

Para el condensador del proyecto se utilizará una distribución cuadrada con un determinado valor de St , que es la distancia entre centros de dos tubos adyacentes, este último aspecto se tratará con más detalle en el diseño mecánico del condensador.

A continuación se procederá a calcular la velocidad máxima " u_{max} " del fluido que circula por la carcasa:

$$u_{max} = \frac{u \cdot St}{|St - D_e|} \quad (21)$$

Donde:

- " St " es la distancia entre centros de dos tubos contiguos.
- " D_e " es el diámetro exterior del tubo.

El número de Nusselt será calculado utilizando la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.033 \cdot (Re_{max})^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot Cn \quad (22)$$

Siendo:

- " Re_{max} ": el número de Reynolds característico del flujo alrededor de un cilindro.
- " Pr ": Número de Prandtl.
- " Cn ": Coeficiente que depende del número de filas.

El valor del número de Prandtl, así como la conductividad térmica del fluido que circula por el exterior de los tubos, la densidad y la viscosidad, se calcularán por medio del software EES utilizando los valores de la temperatura media de entrada y salida del isobutano y una presión de 390kPa.

El valor de “ C_n ” se determina por medio de la gráfica de la Figura 4:

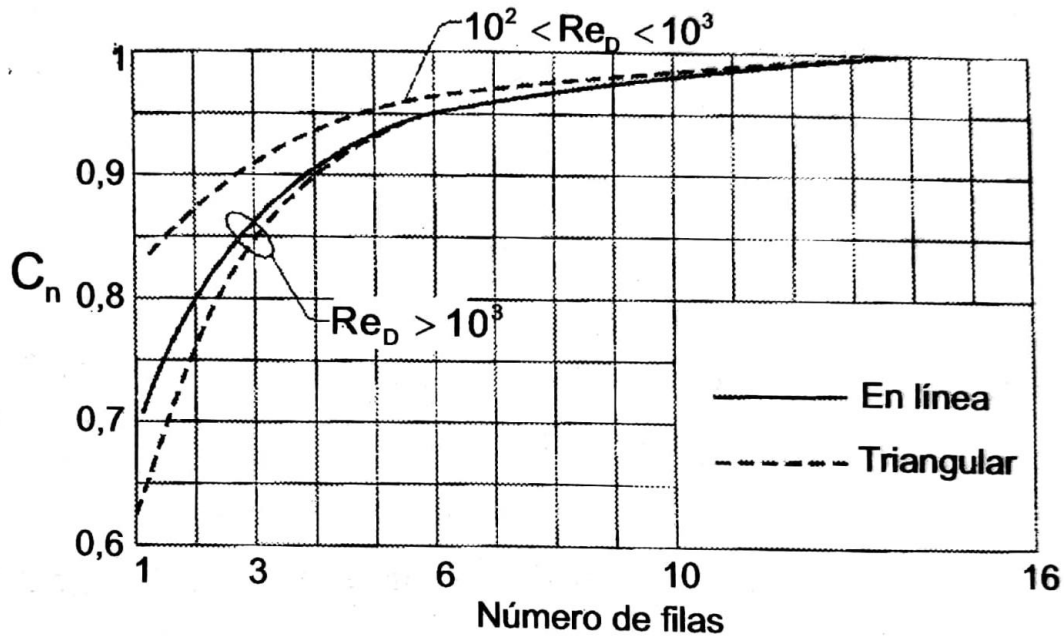


Figura 4: Variación del coeficiente C_n con el número de filas de tubos

El valor del “ Re_{max} ” se calculará como:

$$Re_{max} = \frac{u_{max} \cdot D_e}{\nu} \quad (23)$$

Finalmente para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo externo se utilizará la ecuación (16).

El procedimiento de cálculo descrito en este apartado se aplicará la zona A y C del condensador.

1.5.2 Zona B

En la zona B se produce una condensación en capa fina del isobutano alrededor de los tubos aleteados. Por lo tanto para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo externo se utilizará la correlación de Beatty y Katz:

$$h_{m,f} = 0.689 \cdot \left(\frac{k_l^3 \cdot \rho_l^2 \cdot g \cdot h_{fg}}{\mu_l \cdot \Delta T \cdot D_e} \right)^{1/4} \quad (24)$$

Siendo:

- $h_{m,f}$: Coeficiente de transferencia de calor en un tubo aleteado
- k_l : Conductividad térmica

- ρ_l^2 : Densidad del isobutano en fase líquida
- g : Aceleración de la gravedad
- h_{fg} : Entalpía de cambio de fase
- μ_l : Viscosidad del isobutano líquido.
- ΔT : Gradiente térmico
- D_e : Factor calculado a partir de la ecuación (25).

Donde:

$$\left(\frac{1}{D_e}\right)^{1/4} = 1,30 \cdot \eta_{aleta} \cdot \frac{A_{fs}}{A_{ef}} \cdot \frac{1}{\bar{L}^{1/4}} + \frac{A_{ft}}{A_{ef}} \cdot \frac{1}{D_0^{1/4}} + \frac{A_u}{A_{ef}} \cdot \frac{1}{D_r^{1/4}} \quad (25)$$

Para:

- η_{aleta} : Rendimiento de las aletas.
- A_{fs} : Área de la superficie lateral de las aletas.
- A_{ft} : Superficie de las puntas de las aletas.
- A_u : Superficie del tubo entre aletas.

$$\bar{L} = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - D_r^2)}{4 \cdot D_0} \quad (26)$$

$$A_{ef} = A_{fs} + A_{ft} + A_u \quad (27)$$

Finalmente se calculará el coeficiente de transmisión de calor para un haz de tubos como, $h_{m,N}$:

$$h_{m,N} = h_{m,f} \cdot N^{-a} \quad (28)$$

Donde el valor de a será el número medio de filas de tubos en el haz.

2 PÉRDIDA DE CARGA

En este apartado se determinará la pérdida de carga en la carcasa y en los tubos.

2.1 Pérdida de carga en los tubos

La pérdida de carga en los tubos podrá ser calculada sabiendo el número de pasos por tubo y la longitud del intercambiador de calor. La caída de presión vendrá determinada por la ecuación(29):

$$\Delta P_t = 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} \cdot \rho \cdot \frac{u_{max}^2}{2} \quad (29)$$

Donde:

- ΔP_t : Pérdida de carga en los tubos
- f : Factor de fricción.
- L : Longitud de los tubos.
- p : Número de pasos por tubo.
- D_i : Diámetro interior de los tubos.
- ρ : Densidad del agua.
- u_{max} : Velocidad máxima.

O bien por medio de la ecuación:

$$\Delta P_t = 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho} \quad (30)$$

Siendo el valor de f:

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \cdot Re_t) \quad (31)$$

Donde " Re_t " es el número de Reynolds en el interior de los tubos.

El cambio de dirección en los diferentes pasos introduce una caída de presión adicional, " ΔP_r ", debido a las expansiones y contracciones repentinas que el fluido experimenta durante el retorno, esto es tenido en cuenta añadiendo cuatro cabezas de velocidad por paso:

$$\Delta P_r = 4 \cdot p \cdot \frac{\rho \cdot u_{max}^2}{2} \quad (32)$$

La pérdida de carga total en los tubos por lo tanto será:

$$\Delta P_{total} = \left(4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot p}{D_i} + 4 \cdot p \right) \cdot \rho \cdot \frac{u_{max}^2}{2} \quad (33)$$

El procedimiento de cálculo descrito en este apartado se aplicará a cada una de las tres zonas del condensador.

2.2 Pérdida de carga en la carcasa

La pérdida de carga en la carcasa dependerá del número de tubos por el que el fluido pasa en el haz de tubos entre los baffles, así como de la longitud de cada paso. Si la longitud del haz de tubos está dividida por cuatro baffles, por ejemplo, todo el fluido pasará por el haz cinco veces.

La correlación ha sido obtenida usando el producto de la distancia a lo largo del haz, tomada como el diámetro interior de la carcasa, y el número de veces que el haz es cruzado.

La pérdida de carga en la carcasa se calculará con la ecuación:

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot (N_b + 1) \cdot D_s}{2 \cdot \rho \cdot d_e \cdot \phi_s} \quad (34)$$

Siendo:

- f : Factor de fricción.
- G_s : Velocidad del fluido en la carcasa.
- d_e : Diámetro equivalente.
- N_b : Número de baffles.
- D_s : Diámetro de la carcasa.
- ρ : Densidad isobutano.

El valor de $(N_b + 1)$ es el número de veces que el fluido que discurre por la carcasa pasa por el haz de tubos.

El diámetro equivalente para una disposición de tubos cuadrada será:

$$d_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi \cdot D_e^2/4)}{\pi \cdot D_e} \quad (35)$$

Siendo el valor de P_T , también denominado como S_T el representado en la Figura 5:

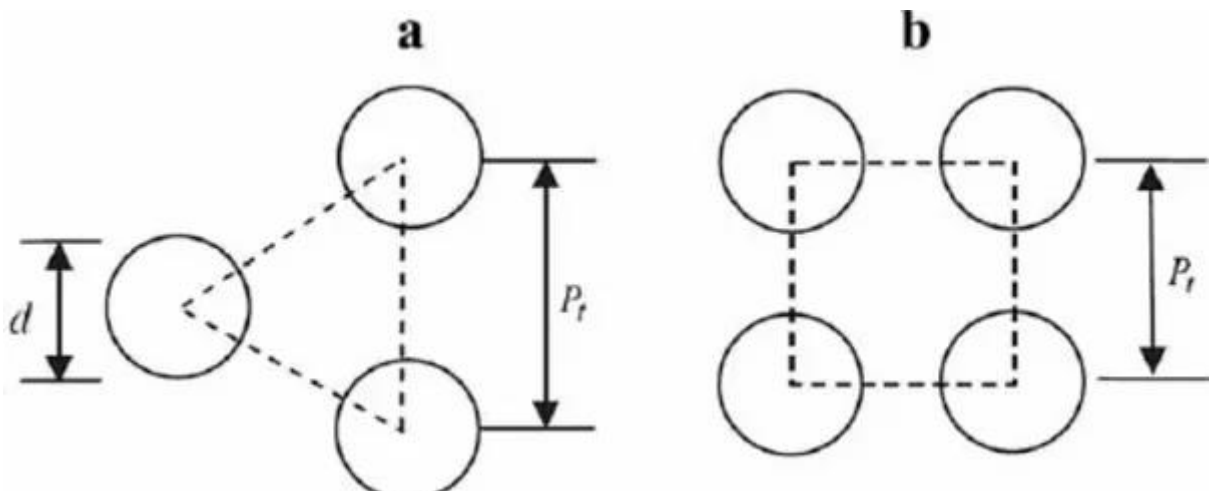


Figura 5: Disposición de los tubos según norma TEMA

Donde:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (36)$$

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (37)$$

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \cdot Re_s) \quad (38)$$

Siendo:

- μ_b : Viscosidad dinámica
- μ_w : Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared
- L : Longitud de los tubos.
- B : Distancia entre baffles.
- Re_s : Número de Reynolds en la carcasa.

Donde $400 < Re_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu} < 1 \cdot 10^6$

El procedimiento de cálculo descrito en este apartado se aplicará a cada una de las tres zonas del condensador.

3 DISEÑO MECÁNICO

En este apartado se procederá a realizar el diseño mecánico del evaporador, para lo que se han seguido las normas y recomendaciones presentes en el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) así como la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association):

3.1 El código ASME

El código ASME contiene directrices sobre el diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos, calderas y recipientes a presión.

Se encuentra dividido en numerosas secciones, las que se han utilizado con el fin de realizar el proyecto son la sección VIII División 1 y la sección II parte D.

La sección VIII División 1 trata los siguientes aspectos: materiales, temperaturas máximas y mínimas así como presiones de diseño, cargas y esfuerzos máximos admisibles del material, diseño a condiciones de presión interna y diseño a condiciones de presión externa entre otros.

La sección II parte D establece las propiedades y resistencias a la tensión de cada uno de los materiales.

3.2 La norma TEMA

La norma TEMA recoge los estándares fijados por los fabricantes de intercambiadores de calor tubulares TEMA, estos estándares son seguidos en la mayor parte del mundo para su construcción y es aplicable a intercambiadores de calor de carcasa y tubos con un diámetro interior de carcasa máximo de 1524 mm, una presión máxima de 207 bar.

En la norma cada una de las secciones del intercambiador viene identificada por una letra, de tal forma que cada intercambiador estará identificado por un conjunto de tres letras junto con las dimensiones del mismo. La primera letra indica el tipo de cabezal frontal, la segunda el tipo de carcasa y la tercera el tipo de cabezal posterior.

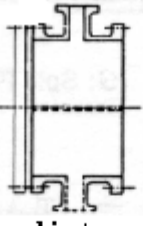
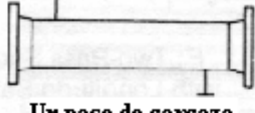
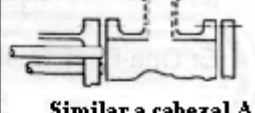
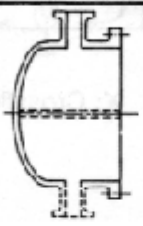
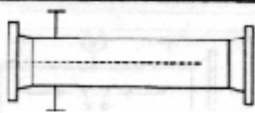
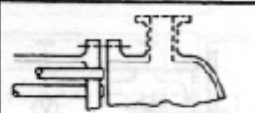
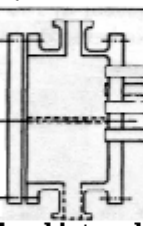
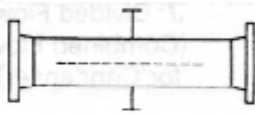

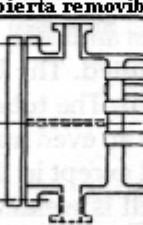
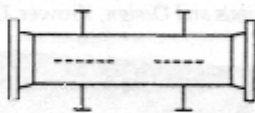

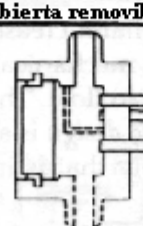
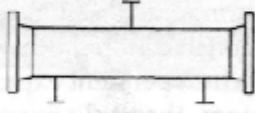
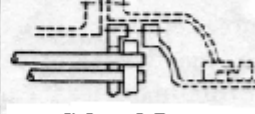
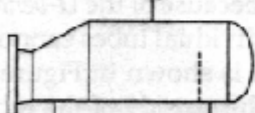

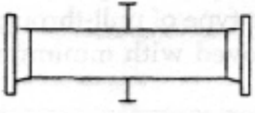
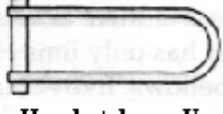
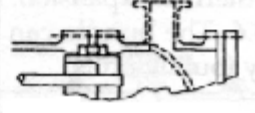
Frente Cabezales estacionarios		Tipo de carcaza	Terminal Tipos de cabezal
A	 Canal y cubierta removible	E  Un pase de carcaza	L  Similar a cabezal A
B	 Bonete (cubierta integral)	F  Dos pases de carcaza con separador horizontal	M  Similar a cabezal B
C	 Haz de tubo removible Canal integral Cubierta removible	G  Flujo dividido	N  Similar a cabezal N
N	 Canal integral Cubierta removible	H  Doble flujo dividido	P  Cabezal flotante empacado por el exterior
D	 Altas presiones	J  Flujo dividido	S  Cabezal flotante
		K  Rehervidor	T  Cabezal flotante deslizante
		X  Flujo cruzado	U  Haz de tubo en U
			W  Sello externo

Figura 6: Nomenclatura de intercambiadores de calor según norma TEMA

3.3 Materiales

El material utilizado para las distintas partes del evaporador es un acero inoxidable tipo 316. Se trata de un acero inoxidable de cromo y níquel austenítico que contiene molibdeno, esta adición aumenta la resistencia a la corrosión general, mejora la resistencia a picaduras de soluciones de iones cloruro y proporciona mayor resistencia a temperaturas elevadas.

Sus propiedades son similares a las del tipo 304, excepto que esta aleación es un poco más sólida a temperaturas elevadas. La resistencia a la corrosión es mejor,

particularmente contra ácidos sulfúrico, hidrociorhídico, acético, fórmico y tartárico; sulfatos ácidos y cloruros alcalinos.

Entre sus principales aplicaciones se encuentran: cabezales de escape, piezas para hornos, intercambiadores térmicos, equipos farmacéuticos y fotográficos, recortes de válvulas y bombas, equipos químicos, digestores, tanques, evaporadores, equipos de celulosa, papel y procesamiento textil, piezas expuestas a atmósferas marinas y tuberías.

Los requerimientos de su composición química son los siguientes:

Tabla 3: Composición química del acero 316

Elemento	Porcentaje
Carbón	0,03 máximo
Manganeso	2,00 máximo
Fósforo	0,045 máximo
Azufre	0,030 máximo
Silicio	0,75 máximo
Cromo	16,00 a 18,00
Níquel	10,00 a 14,00
Nitrógeno	0,10 máximo
Molibdeno	2,00 a 3,00

Se muestra a continuación en la Tabla 4 las propiedades mecánicas del acero inoxidable 316, así como una comparativa con otros aceros:

Tabla 4: Comparativa de propiedades mecánicas de distintos tipos de aceros

	Acero al carbono	Tipo 304	Tipo 316
Resistencia a la tensión (Mpa)	448	620	860
Elasticidad (%)	30	50	60
Módulo elástico ($\times 10^3$ Mpa)	207	193	210
Densidad (kg/m^3)	7750	8027	7960
Conductividad térmica a 23°C (W/m-K)	52	16,09	16,3
Calor específico (J/kg-K)	512	512	502

3.4 Tubos

Los tubos del evaporador son de acero inoxidable tipo 316 y tienen dimensiones según ASME B36.19M.

3.4.1 Cálculo del diámetro

Para la determinación del diámetro del tubo el principal criterio que se ha tenido en cuenta ha sido la velocidad máxima del fluido en el interior del tubo, por lo tanto, dado el número de tubos seleccionado para el evaporador y el flujo másico total se procederá al cálculo del flujo másico de isobutano por un tubo:

$$\dot{m}_{1tubo} = \frac{\dot{m}}{N_t} \quad (39)$$

Donde:

- \dot{m}_{1tubo} : Caudal másico de isobutano líquido por un tubo.
- \dot{m} : Caudal másico de isobutano líquido total.
- N_t : Número de tubos.

Ya determinado el caudal másico de isobutano líquido por un tubo, conociendo la velocidad máxima de este fluido por el interior de los tubos que será de 1 a 2 m/s se procederá a calcular la velocidad del fluido para el diámetro escogido en función de las propiedades mecánicas, en el caso de que éste último no cumpla con los límites de velocidad se seleccionará uno distinto hasta que cumpla con ambos requisitos. Se entiende que el tubo cumple las propiedades mecánicas si su espesor es superior al espesor mínimo que se calculará en detalle más adelante.

$$u = \frac{4 \cdot \dot{m}_{1tubo}}{\rho \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (40)$$

Donde:

- ρ es la densidad media del isobutano líquido.
- u es la velocidad del isobutano líquido.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.

Una vez establecido el diámetro teórico que cumpla con las necesidades mecánicas y de velocidad se escogerá un diámetro de un catálogo comercial y se repetirán las comprobaciones hasta encontrar uno que cumpla con los requisitos mecánicos y de velocidad.

3.4.2 Aletas

Los tubos de las zonas C y B serán tubos aleteados. Estas aletas poseerán un diámetro igual al doble del diámetro de los tubos.

La finalidad de dichas aletas es la de reducir la longitud de los tubos en el condensador.

Las dimensiones de las aletas se especificarán en los resultados.

3.4.3 Cálculo del espesor mínimo

Para el cálculo del espesor mínimo de los tubos se ha seguido el código ASME para tuberías a presión, en el apartado B31 se especifica el espesor mínimo por medio de la siguiente ecuación:

$$t_{min} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E \cdot W + P \cdot Y)} \quad (41)$$

Siendo:

- P: Presión de diseño en kPa.
- D: Diámetro exterior en mm.
- S: Valor del esfuerzo del material.
- E: Factor de calidad.
- W: Factor de reducción de la resistencia de la junta de la soldadura.
- Y: Coeficiente que depende del material y la temperatura de diseño.

El valor de Y será obtenido según la Tabla 5:

Tabla 5: Valor del parámetro Y en función del material y de la temperatura

Material/°C	482	510	538	566	593	621	649	677	Material
Ac. Ferrítico ¹	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
Ac. Austenítico ²	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	A 312 TP 316 L
Otros metales dúctiles	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	A106 A, A106 B, A335GrP11
Hierro colado	0,4	---	---	---	---	---	---	---	

El valor de S será el establecido en la Tabla 4 y el valor de W será 1 ya que no está soldado.

Una vez establecido el espesor mínimo se comprueba que el diámetro interior es lo suficientemente grande como para que se cumpla el criterio de velocidades del apartado anterior, en el caso de que no se cumpla habría que repetir los cálculos para un diámetro exterior diferente.

3.5 Patrón de tubos

El patrón que seguirán los tubos se elegirá entre las opciones representadas en la **Figura 3** eligiéndose para el presente proyecto una distribución cuadrada a 90°.

En cualquier caso, según la norma TEMA la distancia entre centros de dos tubos contiguos, S_T , ha de ser siempre mayor o igual a 6,4mm y mayor o igual a 1.25 veces el De. En este caso se ha elegido una distancia de 1,25 veces el diámetro exterior de las aletas cumpliendo de esta forma con ambos requisitos.

3.6 Bridas

Las bridas escogidas para los diferentes elementos del evaporador están diseñadas según las directrices aportadas por la norma ASME B16.5.

3.6.1 Bridas de unión

Se entenderá por bridas de unión a las bridas utilizadas para unir el cabezal frontal y el posterior a la carcasa, así como las bridas que unen la tapa al cabezal frontal.

Serán necesarias por lo tanto seis bridas de unión de acero inoxidable 316.

El tipo de brida seleccionado para cumplir con esta función será una brida DIN 2631:

Tabla 6: Catálogo de brida de unión DIN 2631

TUBO		BRIDA				CUELLO				RESALTO DE JUNTA		TORNILLOS			Peso de una brida (7,85 kg/dm ³) kg	
DN	d ₁	D	b	k	h ₁	d ₂	s	r	h ₂	d ₃	f	Cantidad	Rosca	d ₄		
600	609,6	755	24	705	70	640	7,1	12	16	670	5	20	M24	(7/8")	27	31,5
	622															37,4
700	711,2	860	24	810	70	740	7,1	12	16	775	5	24	M27	(1")	30	46,1
	720															55,6
800	812,8	975	24	920	70	842	7,1	12	16	880	5	28	M30	(1 1/8")	33	61,9
	820															100
900	914,4	1.075	26	1.020	70	942	7,1	12	16	980	5	32	M33	(1 1/4")	36	149
	920															180
1.000	1.016	1.175	26	1.120	70	1.045	7,1	16	16	1.080	5	40	M36	(1 3/8")	39	225
	1.020															295
1.200	1.220	1.405	28	1.340	90	1.248	8	16	20	1.295	5	36	M39	(1 1/2")	42	361
1.400	1.420	1.630	32	1.560	90	1.452	8	16	20	1.510	5	40				415
1.600	1.620	1.830	34	1.760	90	1.655	9	16	20	1.710	5	44	M45	(1 3/4")	48	530
1.800	1.820	2.045	36	1.970	100	1.855	10	16	20	1.920	5	48				643
2.000	2.020	2.265	38	2.180	110	2.058	11	16	25	2.125	2	52	M52	(2")	56	777
2.200	2.220	2.475	42	2.390	115	2.260	12	18	25	2.335	6	56				851
2.400	2.420	2.685	44	2.600	125	2.462	13	18	25	2.545	6	60	M52	(2")	56	993
2.600	2.620	2.905	46	2.810	130	2.665	14	18	25	2.750	6	60				1001
2.800	2.820	3.115	48	3.020	135	2.865	15	18	30	2.960	6	64	M52	(2")	56	643
3.000	3.020	3.315	50	3.220	140	3.068	16	18	30	3.160	6	68				777
3.200	3.220	3.525	54	3.430	150	3.272	16	20	30	3.370	6	72	M52	(2")	56	851
3.400	3.420	3.735	56	3.640	160	3.475	18	20	35	3.580	6	76				993
3.600	3.620	3.970	60	3.860	165	3.678	18	20	35	3.790	6	80	M52	(2")	56	1001

3.6.2 Bridas de conexión

Se entiende por bridas de conexión a las bridas que unen los tubos de distribución a la carcasa y al cabezal frontal permitiendo así la entrada de fluido en el evaporador.

El criterio para la selección de estas bridas, dado que todas cumplen sobradamente con los requerimientos mecánicos al poder trabajar a unas presiones considerablemente mayores a las presiones de trabajo del evaporador, será la velocidad máxima del isobutano líquido a lo largo de su paso por las bridas, de tal forma que esta velocidad máxima será de 1 a 2 m/s. La ecuación de cálculo del diámetro será la siguiente:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}} \quad (42)$$

Donde:

- u : Velocidad del fluido durante su paso por la brida.

- \dot{m} : Flujo másico de isobutano.
- D : Diámetro de la brida.

El material de estas bridas será también un acero inoxidable 316. De esta forma se consigue que las dilataciones sean las mismas en todos los componentes del evaporador y así evitamos numerosos problemas derivados de las diferencias de dilatación y contracción.

Las bridas tipo 1 serán bridas Lap Joint Class 2500, tal y como se observa en la Figura 7, según la norma ASME B16.5.

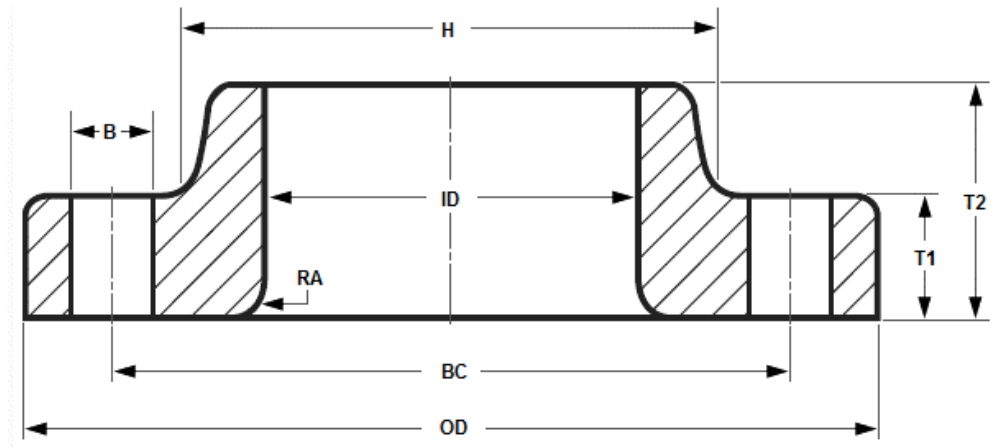


Figura 7: Brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5

Tabla 7: Catálogo brida tipo Lap Joint Class 2500 según norma ASME B16.5

SIZE	ID	OD	Bolt Circle (BC)	H	T1	T2	RA	Bolt Hole (B)	No. of Bolt Holes
1/2"	0.90"	5.25"	3.50"	1.69"	1.19"	1.56"	.12"	0.88"	4
3/4"	1.11"	5.50"	3.75"	2.00"	1.25"	1.69"	.12"	0.88"	4
1"	1.38"	6.25"	4.25"	2.25"	1.38"	1.88"	.12"	1.00"	4
1-1/4"	1.72"	7.25"	5.13"	2.88"	1.50"	2.06"	.19"	1.13"	4
1-1/2"	1.97"	8.00"	5.75"	3.13"	1.75"	2.38"	.25"	1.25"	4
2"	2.46"	9.25"	6.75"	3.75"	2.00"	2.75"	.31"	1.13"	8
2-1/2"	2.97"	10.50"	7.75"	4.50"	2.25"	3.13"	.31"	1.25"	8
3"	3.60"	12.00"	9.00"	5.25"	2.63"	3.63"	.38"	1.38"	8
4"	4.60"	14.00"	10.75"	6.50"	3.00"	4.25"	.44"	1.63"	8
5"	5.69"	16.50"	12.75"	8.00"	3.63"	5.13"	.44"	1.88"	8
6"	6.75"	19.00"	14.50"	9.25"	4.25"	6.00"	.50"	2.13"	8
8"	8.75"	21.75"	17.25"	12.00"	5.00"	7.00"	.50"	2.13"	12
10"	10.92"	26.50"	21.25"	14.75"	6.50"	9.00"	.50"	2.63"	12
12"	12.92"	30.00"	24.38"	17.38"	7.25"	10.00"	.50"	2.88"	12

3.6.3 Juntas

Las juntas de las bridas serán del tipo comercial DURLON FGM316 de acuerdo con la norma ASTM F38.

Estas juntas están formadas por una capa de grafito flexible impermeable unida por medio de un adhesivo a múltiples núcleos de acero 316 de 0,004" de espesor.

3.7 Diámetro de la carcasa

Para continuar con el diseño mecánico es imprescindible conocer el diámetro de la carcasa, que se calculará según la siguiente ecuación:

$$D_s = 0.637 \cdot \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \cdot \left(\frac{A_o \cdot (PR)^2 \cdot D_e}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (43)$$

Siendo:

- D_s : Diámetro interior de la carcasa
- CL : Constante de la disposición de los tubos.
- CTP : Constante según la Tabla 8.
- A_o : Área exterior de los tubos.
- PR : Relación de distancias entre ejes de tubos contiguos
- D_e : Diámetro exterior de los tubos.
- L : Longitud de tubo.

Además:

$$PR = \frac{P_T}{D_e} \quad (44)$$

CTP es una constante que se incluye en la ecuación para tener en cuenta que no toda la sección de la carcasa está cubierta por tubos, sino que habrá un cubrimiento incompleto del diámetro de la carcasa por los tubos debido a los espacios necesarios entre la carcasa y los tubos así como la distancia entre tubos. El valor de CTP viene indicado en la Tabla 8:

Tabla 8: Valor de la constante CTP en función del número de pasos por tubo.

Número de pasos por tubo	CTP
1	0,93
2	0,9
3	0,85
4	0,813

El valor de CL dependerá de la disposición de los tubos, de tal forma que se obtendrá el valor de 1 si están orientados a 90 o 45° y se obtendrá un valor de 0.87 si están orientados a 30 o 60°.

El número de tubos se podrá calcular también por medio de la siguiente ecuación:

$$N_t = 0.785 \cdot \left(\frac{CTP}{CL} \right) \cdot \frac{D_s^2}{(PR)^2 \cdot D_e^2} \quad (45)$$

3.8 Barras de soporte

Las barras de soporte serán dimensionadas según la norma TEMA, que proporcionará los diámetros nominales y el número mínimo de barras de soporte tal y como se muestra en la Tabla 9

Tabla 9: Dimensiones estándar de las barras de soporte según la norma TEMA.

Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61-100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

No obstante la norma TEMA permite además otras combinaciones de número de barras de soporte y diámetros siempre y cuando no haya menos de cuatro barras de soporte y no tengan un diámetro inferior a 9.5 mm.

3.9 Placa de separación

En el regenerador habrá dos placas de partición situadas en el cabezal frontal. El espesor mínimo de dichas placas será calculado según la norma TEMA por medio de la ecuación (41).

3.10 Cabezales

Habrá dos cabezales en el evaporador, uno frontal y otro posterior.

3.10.1 Cabezal posterior

El cabezal posterior será diseñado según la norma TEMA. Los tipos de cabezales posteriores más comúnmente utilizados son los representados en la Figura 8:

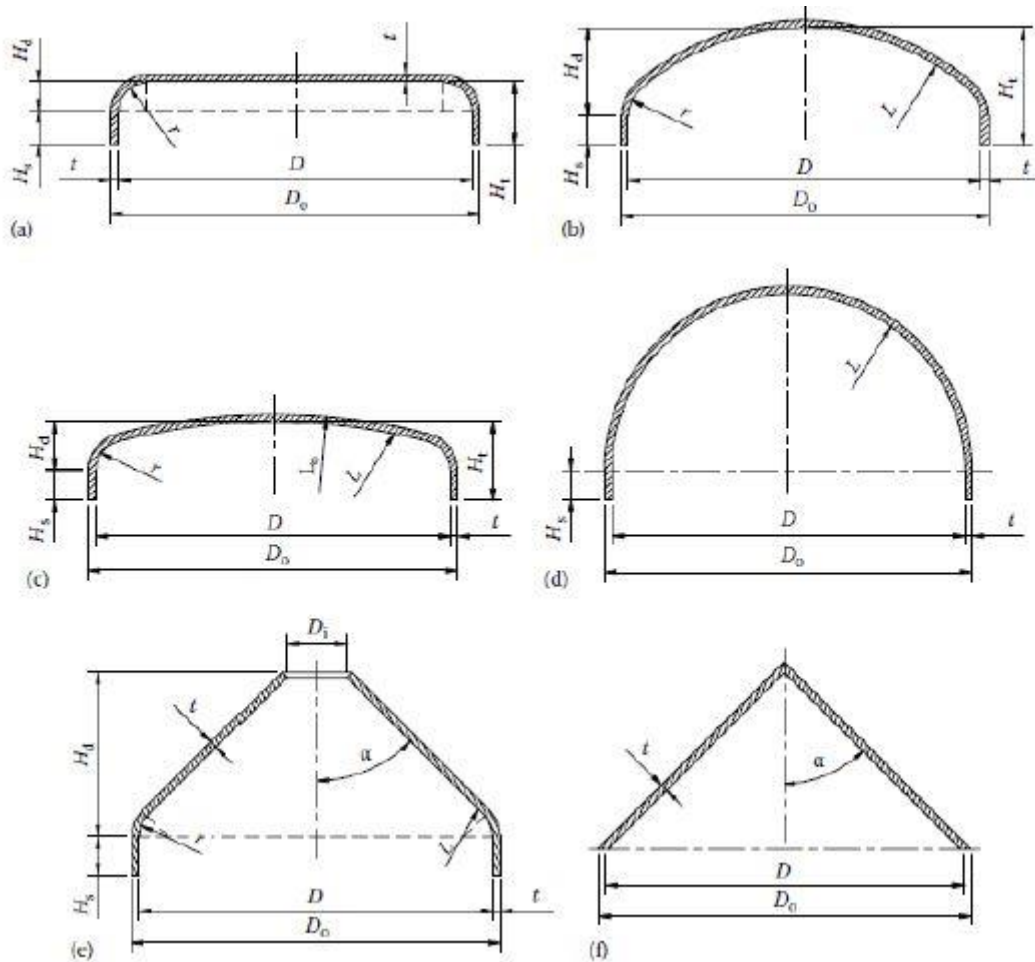


Figura 8: Tipos de cabezales posteriores

El tipo de cabezal posterior escogido para el diseño del evaporador será el tipo (a) de la Figura 8. El espesor mínimo de dicho cabezal vendrá determinado por la ecuación:

$$t = d \cdot \sqrt{\frac{C \cdot P}{S \cdot E}} \quad (46)$$

Donde:

- t : Espesor mínimo del cabezal.

- d : Diámetro interno del cabezal.
- C : Coeficiente según la Figura 9.
- P : Presión de diseño.
- S : Tensión máxima admisible del acero inoxidable 316.
- E : Eficiencia de la junta

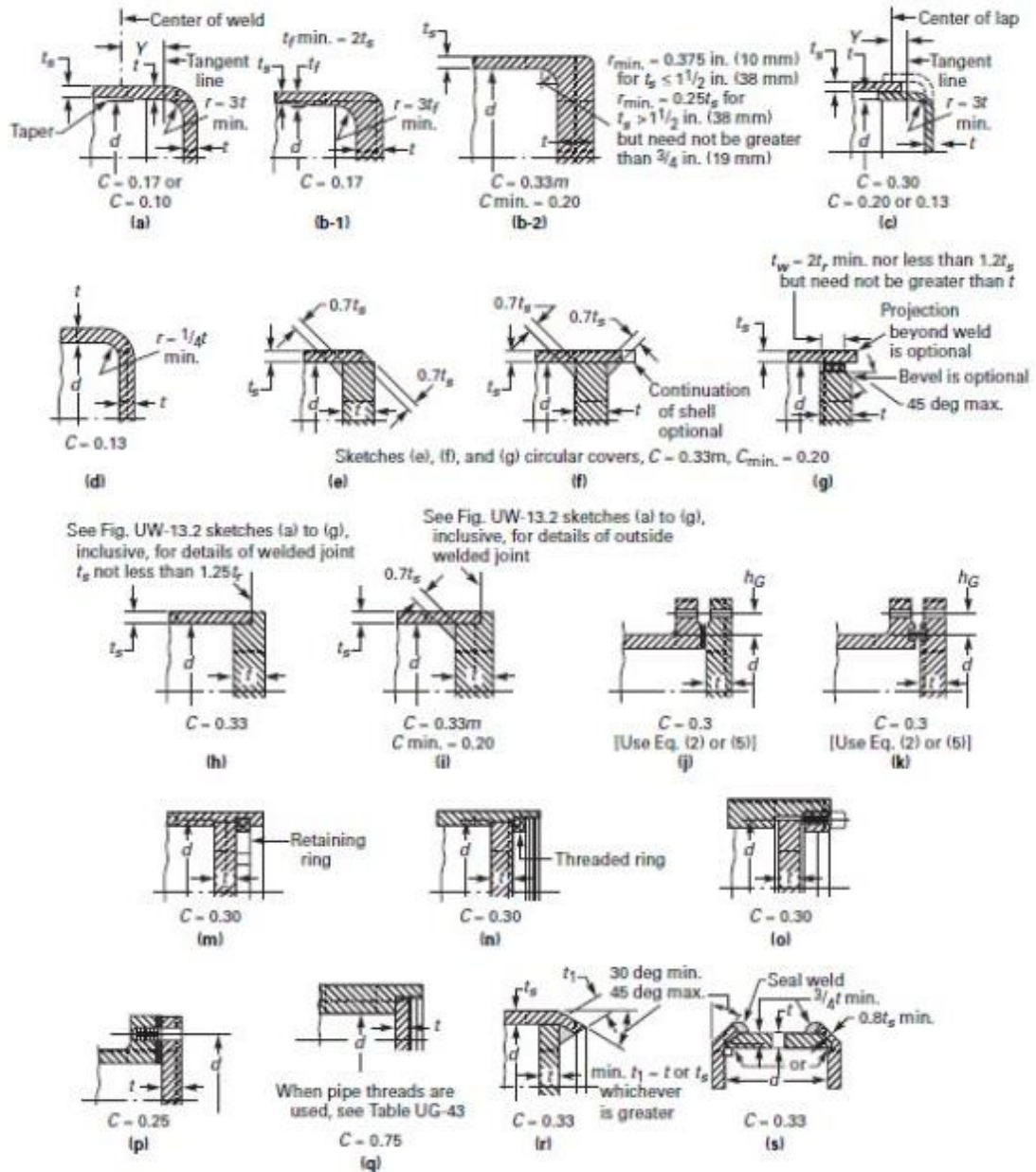


Figura 9: Valor del coeficiente S según la configuración del cabezal.

3.11 Longitud de los cabezales

La longitud de los cabezales vendrá determinada por la siguiente ecuación:

$$L_{cabezal} = 1,3 \cdot \frac{\dot{m}}{D_s \cdot u \cdot \rho} \quad (47)$$

Siendo:

- $L_{cabezal}$: Longitud mínima del cabezal.
- \dot{m} : Flujo másico que circula por los tubos.
- u : Velocidad del fluido por los tubos
- ρ : Densidad del fluido que circula por los tubos.
- D_s : Diámetro de la carcasa.

La velocidad y la presión utilizadas en éste cálculo serán las de la zona C, pues es la que tiene unas condiciones más desfavorables.

La longitud mínima de los cabezales es la calculada por medio de la ecuación (47) según la norma TEMA. No obstante en este proyecto ésta es inferior al ancho de las bridas por lo que será este ancho el que determine la longitud mínima de los cabezales de tal forma que éstos últimos sean siempre más largos que el ancho de la brida.

3.12 Longitud del tubo de la brida

La finalidad de este elemento es, por una parte hacer de unión entre la brida y la carcasa o el cabezal, y por otra parte proporcionar la distancia necesaria entre la brida y la carcasa o el cabezal para poder introducir las herramientas en dicho espacio.

La longitud mínima de dicho elemento se calculará según la norma TEMA como:

$$\frac{E_{brida}}{D_{brida}} = 2 \quad (48)$$

Donde:

- E_{brida} : es la distancia que hay entre la brida y la carcasa
- D_{brida} : es el diámetro interior de la brida.

3.13 Placas de tubos

El diseño mecánico de las placas de tubos se realizará según la norma TEMA. Para determinar el espesor mínimo de la placa se entrará en la Tabla 10 con el valor del diámetro nominal de la carcasa que es conocido.

Tabla 10: Espesor mínimo de la placa portatubos en función del diámetro nominal de la carcasa

Nominal Shell Diameter		Espesor mínimo	
in	(mm)	in	(mm)
6	(152)	-	-
8-12	(203-205)	-	-
13-23	(330-584)	5/16	(7.9)
24-29	(610-737)	5/16	(7.9)
30-39	(762-991)	3/8	(9.5)
40-60	(1016-1524)	7/16	(11.1)
61-80	(1549-2032)	1/2	(12.7)
81-100	(2057-2540)	1/2	(12.7)

3.14 Soldaduras

Las soldaduras se llevarán a cabo por arco manual con electrodo revestido o SMAW (*Shielded Metal Arc Welding*), para acero inoxidable 316.

El material de aportación será el acero inoxidable 316.

4 RESULTADOS

En este apartado se detallarán los resultados obtenidos tras aplicar la metodología de cálculo descrita en este anejo.

4.1 Diseño ingenieril

Tabla 11: Datos del diseño ingenieril del condensador en la zona A

ZONA A		
Variable	Valor	Unidad
$m_{isobutano}$: Caudal de isobutano	14,07	kg/s
T_{ce} : Temperatura del fluido caliente en la entrada	29,25	°C
T_{cs} : Temperatura del fluido caliente en la salida	25,93	°C
T_{fe} : Temperatura del fluido frío en la entrada	20	°C
T_{fs} : Temperatura del fluido frío en la salida	20,21	°C
Q : Potencia del condensador	115,3	kW
$Q_{10\%}$: Potencia del condensador incrementada un 10%	126,83	kW
ε : Efectividad	0,3589	-
cp_{agua} : Calor específico del agua	4,182	kJ/kg·K
$cp_{isobutano}$: Calor específico del isobutano	2,467	kJ/kg·K
C_{min} : Capacidad térmica del isobutano	38,18	kW/K
C_{max} : Capacidad térmica del agua	605,97	kW/K
Cr	0,0630	-
NUT : Número de unidades de transferencia	0,4501	-
$U \cdot A$	17185	W/K
U : Coeficiente global de transmisión de calor	1029,9	W/m ² K
A : Área de transmisión de calor	16,686	m ²
m_{agua} : Caudal másico de agua	131,73	Kg/s
$m_{agua\%}$: Caudal másico del agua incrementado un 10%	144,9	kg/s
N_t : Número de tubos	6400	-
A_{1tubo} : Área de un tubo	0,002607	m ²
L_t : Longitud de tubo	0,06875	m
D_e : Diámetro exterior	0,01372	m
t : Espesor del tubo	0,00165	m
D_i : Diámetro interior del tubo	0,01042	m
ρ_{agua} : Densidad del agua	997,9	kg/m ³
S_1 : Sección de 1 tubo	8,5276E-05	m ²
$u_{isobutano}$: Velocidad del isobutano dentro tubos	0,2419	m/s
k : Conductividad térmica del acero inoxidable 316	16	W/m·K
Arreglo de tubos	cuadrado	-

Tabla 12: Datos del diseño ingenieril del condensador en la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
$m_{isobutano}$: Caudal de isobutano	14,07	kg/s
T_{ce} : Temperatura del fluido caliente en la entrada	29,25	°C
T_{cs} : Temperatura del fluido caliente en la salida	29,25	°C
T_{fe} : Temperatura del fluido frío en la entrada	20,21	°C
T_{fs} : Temperatura del fluido frío en la salida	28,49	°C
Q : Potencia del condensador	4562	kW
$Q_{10\%}$: Potencia del condensador incrementada un 10%	5018,2	kW
ε : Efectividad	0,9159292	-
cp_{agua} : Calor específico del agua	4,182	kJ/kg·K
$cp_{isobutano}$: Calor específico del isobutano		kJ/kg·K
C_{min} : Capacidad térmica del isobutano		kW/K
C_{max} : Capacidad térmica del agua	605,9718	kW/K
Cr	0	-
NUT : Número de unidades de transferencia	2,476	-
$U \cdot A$	1500444,36	W/K
U : Coeficiente global de transmisión de calor	845,989	W/m ² K
A : Área de transmisión de calor	1773,598	m ²
m_{agua} : Caudal másico de agua	131,73	Kg/s
$m_{agua\%}$: Caudal másico del agua incrementado un 10%	144,9	kg/s
N_t : Número de tubos	6400	-
A_{1tubo} : Área de un tubo	0,2771	m ²
L_t : Longitud de tubo	7,308	m
D_e : Diámetro exterior	0,01372	m
t : Espesor del tubo	0,00165	m
D_i : Diámetro interior del tubo	0,01042	m
D_0 : Diámetro de la aleta	0,02058	m
η_{aleta} : Rendimiento de la aleta	0,8	-
ρ_{agua} : Densidad del agua	997,05	kg/m ³
S_1 : Sección de 1 tubo	8,5276E-05	m ²
$u_{isobutano}$: Velocidad del isobutano dentro tubos	0,02586	m/s
k : Conductividad térmica del acero inoxidable 316	16	W/m·K
Arreglo de tubos	cuadrado	-

Tabla 13: Datos del diseño ingenieril del condensador en la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
$m_{isobutano}$: Caudal de isobutano	14,07	kg/s
T_{ce} : Temperatura del fluido caliente en la entrada	40	°C
T_{cs} : Temperatura del fluido caliente en la salida	29,25	°C
T_{fe} : Temperatura del fluido frío en la entrada	28,49	°C
T_{fs} : Temperatura del fluido frío en la salida	29	°C
Q : Potencia del condensador	281	kW
$Q_{10\%}$: Potencia del condensador incrementada un 10%	309,1	kW
ε : Efectividad	0,04431	-
cp_{agua} : Calor específico del agua	4,182	kJ/kg·K
$cp_{isobutano}$: Calor específico del isobutano	1,858	kJ/kg·K
C_{min} : Capacidad térmica del isobutano	28,76	kW/K
C_{max} : Capacidad térmica del agua	605,97	kW/K
Cr	0,04745	-
NUT : Número de unidades de transferencia	0,04537	-
$U \cdot A$	1304,64	W/K
U : Coeficiente global de transmisión de calor	200	W/m ² K
A : Área de transmisión de calor	6,523	m ²
m_{agua} : Caudal másico de agua	131,73	Kg/s
$m_{agua\%}$: Caudal másico del agua incrementado un 10%	144,9	kg/s
N_t : Número de tubos	6400	-
A_{1tubo} : Área de un tubo	0,001019	m ²
L_t : Longitud de tubo	0,02688	m
D_e : Diámetro exterior	0,01372	m
t : Espesor del tubo	0,00165	m
D_i : Diámetro interior del tubo	0,01042	m
D_0 : Diámetro de la aleta	0,02058	m
η_{aleta} : Rendimiento de la aleta	0,8	-
ρ_{agua} : Densidad del agua	996,2	kg/m ³
S_1 : Sección de 1 tubo	8,5276E-05	m ²
$u_{isobutano}$: Velocidad del isobutano dentro tubos	0,2423	m/s
k : Conductividad térmica del acero inoxidable 316	16	W/m·K
Arreglo de tubos	cuadrado	-

4.1 Coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior

Tabla 14: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de los tubos en la zona A

ZONA A		
Variable	Valor	Unidad
m_{1tubo} : Flujo másico de agua por un tubo	0,02264	kg/s
Re : Reynolds	2,77E+03	-
μ : Viscosidad dinámica	9,99E-04	kg/m·s
Nu : Número de Nusselt	2,86E+01	-
Pr : Número de Prandlt	7,12	-
h_i : Coeficiente de transmisión de calor interior	1609,90	W/m ² ·K
k_i : Conductividad térmica del flujo interior	0,5864	W/m·K

Tabla 15: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de los tubos en la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
m_{1tubo} : Flujo másico de agua por un tubo	0,02264	kg/s
Re : Reynolds	3,06E+03	-
μ : Viscosidad dinámica	9,04E-04	kg/m·s
Nu : Número de Nusselt	2,96E+01	-
Pr : Número de Prandlt	6,366	-
h_i : Coeficiente de transmisión de calor interior	1752,57	W/m ² ·K
k_i : Conductividad térmica del flujo interior	0,616	W/m·K

Tabla 16: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo interior de los tubos en la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
m_{1tubo} : Flujo másico de agua por un tubo	0,002198	kg/s
Re : Reynolds	3,28E+02	-
μ : Viscosidad dinámica	8,20E-04	kg/m·s
Nu : Número de Nusselt	4,75E+00	-
Pr : Número de Prandlt	5,702	-
h_i : Coeficiente de transmisión de calor interior	273,97	W/m ² ·K
k_i : Conductividad térmica del flujo interior	0,6011	W/m·K

4.1 Coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior

Tabla 17: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior de la zona A

ZONA A		
Variable	Valor	Unidad
u : Velocidad del isobutano	1,6369	m/s
St : Separación entre los centros de los tubos	25,725	mm
ν : Viscosidad cinemática	2,669E-07	m ² /s
u_{max} : Velocidad máxima	3,5077	m/s
Re_{max} : Reynolds máximo	1,80E+05	-
ρ : Densidad del isobutano	546,6	kg/m ³
μ : Viscosidad dinámica del isobutano	1,46E-04	N·s·m ⁻²
Pr : Número de Prandtl	4,089	-
Ke : Conductividad térmica del isobutano	0,088	W/m·K
Nu : Número de Nusselt	928,92	-
Cn	1	-
Prandlat evaluado a $T_{superficie}$	4,089	-
h_e : Coeficiente de transmisión de calor exterior	5958,07	W/m ² ·K

Tabla 18: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior de la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
D_0 : Diámetro de la aleta	0,02058	m
D_r : Diámetro del tubo	0,01372	m
t : Espesor de la aleta	0,001	m
s : Espacio entre aletas	0,006092	m
e : Altura de la aleta	0	m
p : Paso de aleta	0,006092	m
nf : Número de aletas por metro	164,15	aleta/m
A_{aletas} : Área de las aletas	1418,88	m ²
A_{1aleta} : Área de una aleta	0,0001848	m ²
N_{aletas} : Número de aletas	7677803,6	-
A_{fs} : Área de la superficie lateral de las aletas	0,06067	m ²
A_{ft} : Superficie de las puntas de las aletas	0,01061	m ²
A_u : Superficie del tubo entre aletas	0,04310	m ²
A_{ef}	0,11439	m ² /m
η_{aleta} : Rendimiento de la aleta	0,8	-
\bar{L} :	0,008979	m
$(1/D_e)^{1/4}$:	3,138	

$h_{m,N}$:	863,92	W/m ² -K
$h_{m,f}$:	2583,72	W/m ² -K
g: Aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
ρ_l : Densidad del isobutano líquido	544	kg/m ³
ρ_v : Densidad del isobutano en fase vapor	10,27	kg/m ³
k_l : Conductividad térmica del isobutano en fase líquido	0,08741	W/mK
h_{fg} : Entalpía de cambio de fase	324300	J/kg
T_{sat} : Temperatura de saturación	302,25	K
T_s : Temperatura de la superficie del tubo	300,26	K
D_r : Diámetro exterior del tubo	0,01372	m
μ_l :	1,43E-04	
N: Número medio de filas de tubos	80	-

Tabla 19: Parámetros de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo exterior de la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
u : Velocidad del isobutano	16,62	m/s
St : Separación entre los centros de los tubos	25,725	mm
ν : Viscosidad cinemática	7,999E-07	m ² /s
u_{max} : Velocidad máxima	35,61	m/s
Re_{max} : Reynolds máximo	6,11E+05	-
ρ : Densidad del isobutano	10,01	kg/m ³
μ : Viscosidad dinámica del isobutano	4,05E-04	N·s·m ⁻²
Pr : Número de Prandtl	0,8259	-
Ke : Conductividad térmica del isobutano	0,018	W/m·K
Nu : Número de Nusselt	1300,16	-
Cn	1	-
Prandlat evaluado a Tsuperficie	0,8259	-
h_e : Coeficiente de transmisión de calor exterior	1705,7	W/m ² ·K

4.1 Pérdida de carga

Tabla 20: Pérdida de carga en los tubos en la zona A

ZONA A		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_t : Pérdida de caga total en los tubos	254,24	Pa
f : Factor de fricción	0,1784	-
L : Longitud del tubo	0,06875	m
N_p : Número de pasos por tubo	1	-
D_i : Diámetro interior de los tubos	0,01042	m
ρ : Densidad media del agua	997,9	kg/m ³
U_m : Velocidad en los tubos	0,2419	m/s

Tabla 21: Pérdida de carga en la carcasa en la zona A

ZONA A		
Variable	Variable	Unidad
ΔP_s : Pérdida de carga en la carcasa	1,079	Pa
G_s : Velocidad del fluido en la carcasa	26,21	kg/m ² s
f : Factor de fricción	0,1784472	-
N_b : Número de baffles	0	-
D_s : Diámetro de la carcasa	2,409	m
ρ : Densidad media del isobutano	546,6	kg/m ³
D_e : Diámetro externo de los tubos	0,01372	m
d_e : Diámetro equivalente	0,2503	m
ϕ_s	1	-
L : Longitud de los tubos	0,06875	m
B : Distancia entre baffles	0,3	m
Re_s : Número de Reynolds del fluido en la carcasa	1,80E+05	-
A_s : Área de cruce	0,5369	m ²
S_T ó P_T : Distancia entre centros de tubos	0,05334	m
C	0,03962	m
\dot{m} : Flujo másico de isobutano	14,07	kg/s

Tabla 22: Pérdida de carga en los tubos en la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_t : Pérdida de caga total en los tubos	16202	Pa
f : Factor de fricción	0,1963	-
L: Longitud del tubo	7,308	m
N_p : Número de pasos por tubo	1	-
D_i : Diámetro interior de los tubos	0,02337	m
ρ : Densidad media del agua	997,05	kg/m ³
U_m : Velocidad en los tubos	0,2419	m/s

Tabla 23: Pérdida de carga en la carcasa en la zona B

ZONA B		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_s : Pérdida de carga en la carcasa	2,331	Pa
G_s : Velocidad del fluido en la carcasa	26,21	kg/m ² s
f : Factor de fricción	0,1963	-
N_b : Número de bafles	0	-
D_s : Diámetro de la carcasa	2,409	m
ρ : Densidad media del isobutano	278,31	kg/m ³
D_e : Diámetro externo de los tubos	0,01372	m
d_e : Diámetro equivalente	0,2503	m
ϕ_s	1	-
L: Longitud de los tubos	7,308	m
B: Distancia entre bafles	0,3	m
Re_s : Número de Reynolds del fluido en la carcasa	1,09E+05	-
A_s : Área de cruce	0,5369	m ²
S_T ó P_T : Distancia entre centros de tubos	0,05334	m
C	0,03962	m
\dot{m} : Flujo másico de isobutano	14,07	kg/s

Tabla 24: Pérdida de carga en los tubos en la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_t : Pérdida de carga total en los tubos	159,7	Pa
f : Factor de fricción	0,1415	-
L : Longitud del tubo	0,02688	m
N_p : Número de pasos por tubo	1	-
D_i : Diámetro interior de los tubos	0,02337	m
ρ : Densidad media del agua	996,2	kg/m ³

Tabla 25: Pérdida de carga en la carcasa en la zona C

ZONA C		
Variable	Valor	Unidad
ΔP_s : Pérdida de carga en la carcasa	46,73	Pa
G_s : Velocidad del fluido en la carcasa	26,21	kg/m ² s
f : Factor de fricción	0,1415	-
N_b : Número de baffles	0	-
D_s : Diámetro de la carcasa	2,409	m
ρ : Densidad media del isobutano	10,01	kg/m ³
D_e : Diámetro externo de los tubos	0,01372	m
d_e : Diámetro equivalente	0,2503	m
ϕ_s	1	-
L : Longitud de los tubos		m
B : Distancia entre baffles		m
Re_s : Número de Reynolds del fluido en la carcasa	0,02688	-
A_s : Área de cruce	0,3	m ²
S_T ó P_T : Distancia entre centros de tubos	6,11E+05	m
C	0,5369	m
\dot{m} : Flujo másico de isobutano	0,05334	kg/s

4.1 Diseño mecánico

Tabla 26: Resultados de los tubos

Variable	Valor	Unidad
\dot{m}_{1tubo} : Flujo másico agua por un tubo	0,02058	kg/s
\dot{m} : Flujo másico de agua	131,73	kg/s
N_t : Número de tubos	6400	-
t_{min} : Espesor mínimo de los tubos	0,04	mm
$P_{diseño}$: Presión de diseño del condensador	600	kPa
S: Resistencia a la tensión del acero 316	860	MPa
E: Factor de calidad	1	-
W: Factor junta	1	-
γ	0,4	-
S_T, P_T : Distancia entre centros de tubos	25,725	mm

Tabla 27: Resultados de la carcasa

Variable	Valor	Unidad
D_s : Diámetro de la carcasa	2,40945192	m
CL	1	-
PR: Relación de distancias entre ejes de tubos contiguos	1,875	-
D_e : Diámetro exterior de los tubos	0,01372	m
CTP	0,93	-
N_t : Número de tubos	6400	-
A_0 : Área exterior de los tubos	2042,43	m ²

Tabla 28: Resultados de placa de separación y barras de soporte

Variable	Valor	Unidad
Espesor mínimo de la placa de separación	2,3	mm
Espesor de la placa de separación	2,5	mm
Número de placas de separación	1	-
b	1022	mm
a/b	2,34	-
B	0,75	-
S	860000	kPa
Número de barras de soporte	12	-
Diámetro de barras de soporte	15,9	mm

Tabla 29: Resultado de los cabezales

Variable	Valor	Unidad
$t_{cabezal}$: Espesor mínimo del cabezal posterior	19,71	mm
B	0,5	-
S: Resistencia a la tensión del acero 316	860000	kPa
b	754	mm
a	753,1	mm
a/b	1	-
D_i : Diámetro interno del cabezal	2360	mm
C: Coeficiente de diseño de los cabezales	0,1	-
Presión de diseño de los cabezales	600	mm
E	1	-
$L_{cabezal}$: Longitud mínima del cabezal	0,1	m
\dot{m} : Caudal másico de agua	131,73	Kg/s
ρ_{tubos} : Densidad del agua en los tubos en la zona C	997,9	Kg/m ³
u_{tubos} : Velocidad del agua en los tubos en la zona C	0,2423	m/s
D_s : Diámetro de la carcasa	2,409	m

En Ferrol, a Junio de 2018



Fdo.: Sergio García Palmeiro



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2017/18**

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Anejo V

CÓDIGO EES

Índice

1 Resolución del ciclo termodinámico y cálculo de parámetros de estado del regenerador.....	5
2 Cálculo de parámetros del condensador	10
3 Cálculo de parámetros del evaporador	16

1 RESOLUCIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO Y CÁLCULO DE PARÁMETROS DE ESTADO DEL REGENERADOR

"La finalidad de este apartado es la resolución del ciclo termodinámico que se plantea para este proyecto obteniendo de esta forma los parámetros necesarios para el posterior diseño ingenieril y mecánico de los intercambiadores de calor. El ciclo se trata de un Ciclo Orgánico de Rankine (ORC), cuya finalidad es la producción de potencia. Para ello se evaporará un fluido orgánico, el isobutano, que posteriormente será turbinado produciendo de esta forma una potencia determinada.

Los procedimientos de cálculo están descritos y explicados en los diferentes anejos de cálculos.

A continuación se procederá a calcular los parámetros necesarios para realizar los cálculos descritos en el Anejo de Cálculos del Ciclo Termodinámico:"

"Datos: los datos de partida serán: la presión del isobutano vapor en la entrada de la turbina, la presión del isobutano vapor ya turbinado, la temperatura del isobutano vapor en la entrada de la turbina, los rendimientos de la turbina y de la bomba, el título del isobutano a la salida del condensador y la potencia neta requerida."

p_1=3000 [kPa]
p_2=400 [kPa]
T_1=150 [°C]
eta_s=0,85
eta_tem=0,90
x_4=0
W_dot_net=1000 [kW]

"Estado 1: vapor recalentado entrada de la turbina"

h_1=enthalpy(Isobutane;T=T_1;P=p_1)
s_1=entropy(Isobutane;T=T_1;P=p_1)

"Estado 2: vapor en la salida de la turbina"

s_2s=s_1
h_2s=enthalpy(Isobutane;s=s_2s;P=p_2)
T_2s=temperature(Isobutane;P=p_2;s=s_2s)
eta_s=(h_1-h_2)/(h_1-h_2s)
s_2=entropy(Isobutane;h=h_2;P=p_2)
T_2=temperature(Isobutane;P=p_2;h=h_2)

"Estado 4: líquido saturado"

p_4=p_2-40 "Se supone una pérdida de presión de 20 kPa en el condensador y una pérdida de carga de 20 kPa en el regenerador"

h_4=enthalpy(Isobutane;x=x_4;P=p_4)
v_4=volume(Isobutane;x=x_4;P=p_4)
T_4=temperature(Isobutane;P=p_4;x=x_4)

"Estado 5: líquido subenfriado"

P_5=P_1+20 "Se supone una pérdida de carga de 20kPa en el regenerador durante el intercambio de calor"

h_5s=h_4+v_4*(p_5-p_4)
eta_s=(h_5s-h_4)/(h_5-h_4)
T_5s=temperature(Isobutane;P=P_5;h=h_5s)
T_5=temperature(Isobutane;P=P_5;h=h_5)

"Caudal másico"

W_dot_net=m_dot*(h_1-h_2)*eta_tem

"Intercambiador"

T_3=40
P_3=P_2-20 "20kPa de pérdida de presión en el intercambiador fluido caliente"
h_3=enthalpy(Isobutane;T=T_3;P=P_3)
(h_2-h_3)=(h_6-h_5)
P_6=P_1
T_6=temperature(Isobutane;P=P_6;h=h_6)
T_sat3=temperature(Isobutane;P=P_3;x=0)
T_sat6=temperature(Isobutane;P=P_6;x=0)
T_sat5=temperature(Isobutane;P=P_5;x=0)

"Potencia Evaporador"

Q_dot_e=m_dot*(h_1-h_6)

"Potencia condensador"

Q_dot_c=m_dot*(h_3-h_4)

Anejo V

Sergio García Palmeiro

"Potencia de bombeo"

$$W_{\text{dot_bomb}} = m_{\text{dot}} \cdot (h_5 - h_4)$$

"Eficiencia del ORC"

$$\eta = (W_{\text{dot_net}} - W_{\text{dot_bomb}}) / Q_{\text{dot_e}}$$
$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - ((T_3 + 273) / (T_1 + 273))$$

"Área de campo solar"

$$\text{Flux} = 0,8 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$
$$A = Q_{\text{dot_e}} / \text{Flux}$$

"Una vez calculados todos los parámetros necesarios para definir el ciclo termodinámico se procederá a definir todos los parámetros necesarios para realizar los cálculos descritos en el Anejo de Cálculos del Regenerador"

"Flujo interior del Regenerador: aquí se determinarán todas las propiedades del fluido para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo interno"

$$P_{\text{reg_media_i}} = (P_5 + P_6) / 2$$
$$T_{\text{reg_media_i}} = (T_5 + T_6) / 2$$
$$Pr_{\text{reg_i}} = \text{prandtl}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_i}}; P = P_{\text{reg_media_i}})$$
$$\mu_{\text{reg_i}} = \text{viscosity}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_i}}; P = P_{\text{reg_media_i}})$$
$$k_{\text{reg_i}} = \text{conductivity}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_i}}; P = P_{\text{reg_media_i}})$$

"Flujo exterior del Regenerador: aquí se determinarán todas las propiedades del fluido para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo interno"

$$P_{\text{reg_media_e}} = (P_2 + P_3) / 2$$
$$T_{\text{reg_media_e}} = (T_2 + T_3) / 2$$
$$Pr_{\text{reg_e}} = \text{prandtl}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_e}}; P = P_{\text{reg_media_e}})$$
$$\mu_{\text{reg_e}} = \text{viscosity}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_e}}; P = P_{\text{reg_media_e}})$$
$$\nu_{\text{reg_e}} = \text{kinematicviscosity}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_e}}; P = P_{\text{reg_media_e}})$$
$$k_{\text{reg_e}} = \text{conductivity}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_e}}; P = P_{\text{reg_media_e}})$$
$$\rho_{\text{reg_e}} = \text{density}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_e}}; P = P_{\text{reg_media_e}})$$
$$cp_{\text{reg_e}} = \text{cp}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg_media_e}}; P = P_{\text{reg_media_e}})$$

La finalidad de este apartado es la resolución del ciclo termodinámico que se plantea para este proyecto obteniendo de esta forma los parámetros necesarios para el posterior diseño ingenieril y mecánico de los intercambiadores de calor. El ciclo se trata de un Ciclo Orgánico de Rankine (ORC), cuya finalidad es la producción de potencia. Para ello se evaporará un fluido orgánico, el isobutano, que posteriormente será turbinado produciendo de esta forma una potencia determinada. Los procedimientos de cálculo están descritos y explicados en los diferentes anejos de cálculos.

A continuación se procederá a calcular los parámetros necesarios para realizar los cálculos descritos en el Anejo de Cálculos del Ciclo Termodinámico:

Datos: los datos de partida serán: la presión del isobutano vapor en la entrada de la turbina, la presión del isobutano vapor ya turbinado, la temperatura del isobutano vapor en la entrada de la turbina, los rendimientos de la turbina y de la bomba, el título del isobutano a la salida del condensador y la potencia neta requerida.

$$p_1 = 3000 \text{ [kPa]}$$

$$p_2 = 400 \text{ [kPa]}$$

$$T_1 = 150 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\eta_s = 0,85$$

$$\eta_{\text{tem}} = 0,9$$

$$x_4 = 0$$

Anejo V

Sergio García Palmeiro

$$\dot{W}_{\text{net}} = 1000 \text{ [kW]}$$

Estado 1: vapor recalentado entrada de la turbina

$$h_1 = h \text{ (Isobutane ; } T = T_1 ; P = p_1 \text{)}$$

$$s_1 = s \text{ (Isobutane ; } T = T_1 ; P = p_1 \text{)}$$

Estado 2: vapor en la salida de la turbina

$$s_{2s} = s_1$$

$$h_{2s} = h \text{ (Isobutane ; } s = s_{2s} ; P = p_2 \text{)}$$

$$T_{2s} = T \text{ (Isobutane ; } P = p_2 ; s = s_{2s} \text{)}$$

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

$$s_2 = s \text{ (Isobutane ; } h = h_2 ; P = p_2 \text{)}$$

$$T_2 = T \text{ (Isobutane ; } P = p_2 ; h = h_2 \text{)}$$

Estado 4: líquido saturado

$$p_4 = p_2 - 40$$

Se supone una pérdida de presión de 20 kPa en el condensador y una pérdida de carga de 20 kPa en el regenerador

$$h_4 = h \text{ (Isobutane ; } x = x_4 ; P = p_4 \text{)}$$

$$v_4 = v \text{ (Isobutane ; } x = x_4 ; P = p_4 \text{)}$$

$$T_4 = T \text{ (Isobutane ; } P = p_4 ; x = x_4 \text{)}$$

Estado 5: líquido subenfriado

$$P_5 = p_1 + 20$$

Se supone una pérdida de carga de 20kPa en el regenerador durante el intercambio de calor

$$h_{5s} = h_4 + v_4 \cdot (P_5 - p_4)$$

$$\eta_s = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4}$$

$$T_{5s} = T \text{ (Isobutane ; } P = P_5 ; h = h_{5s} \text{)}$$

$$T_5 = T \text{ (Isobutane ; } P = P_5 ; h = h_5 \text{)}$$

Caudal másico

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{\text{tem}}$$

Intercambiador

$$T_3 = 40$$

$$P_3 = p_2 - 20$$

20kPa de pérdida de presión en el intercambiador fluido caliente

Anejo V

Sergio García Palmeiro

$$h_3 = h(\text{Isobutane}; T = T_3; P = P_3)$$

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

$$P_6 = p_1$$

$$T_6 = T(\text{Isobutane}; P = P_6; h = h_6)$$

$$T_{\text{sat}3} = T(\text{Isobutane}; P = P_3; x = 0)$$

$$T_{\text{sat}6} = T(\text{Isobutane}; P = P_6; x = 0)$$

$$T_{\text{sat}5} = T(\text{Isobutane}; P = P_5; x = 0)$$

Potencia Evaporador

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6)$$

Potencia condensador

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

Potencia de bombeo

$$\dot{W}_{\text{bomb}} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4)$$

Eficiencia del ORC

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{net}} - \dot{W}_{\text{bomb}}}{\dot{Q}_e}$$

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \left[\frac{T_3 + 273}{T_1 + 273} \right]$$

Área de campo solar

$$\text{Flux} = 0,8 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

$$A = \frac{\dot{Q}_e}{\text{Flux}}$$

Una vez calculados todos los parámetros necesarios para definir el ciclo termodinámico se procederá a definir todos los parámetros necesarios para realizar los cálculos descritos en el Anejo de Cálculos del Regenerador

Flujo interior del Regenerador: aquí se determinarán todas las propiedades del fluido para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo interno

$$P_{\text{reg,media,i}} = \frac{P_5 + P_6}{2}$$

$$T_{\text{reg,media,i}} = \frac{T_5 + T_6}{2}$$

$$Pr_{\text{reg,i}} = Pr(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg,media,i}}; P = P_{\text{reg,media,i}})$$

$$\mu_{\text{reg,i}} = \text{Visc}(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg,media,i}}; P = P_{\text{reg,media,i}})$$

$$k_{\text{reg,i}} = k(\text{Isobutane}; T = T_{\text{reg,media,i}}; P = P_{\text{reg,media,i}})$$

Flujo exterior del Regenerador: aquí se determinarán todas las propiedades del fluido para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo interno

$$P_{\text{reg,media,e}} = \frac{p_2 + P_3}{2}$$

$$T_{\text{reg,media,e}} = \frac{T_2 + T_3}{2}$$

$$Pr_{\text{reg,e}} = Pr (\text{Isobutane} ; T = T_{\text{reg,media,e}} ; P = P_{\text{reg,media,e}})$$

$$\mu_{\text{reg,e}} = \text{Visc} (\text{Isobutane} ; T = T_{\text{reg,media,e}} ; P = P_{\text{reg,media,e}})$$

$$\nu_{\text{reg,e}} = \text{KinematicViscosity} (\text{Isobutane} ; T = T_{\text{reg,media,e}} ; P = P_{\text{reg,media,e}})$$

$$k_{\text{reg,e}} = k (\text{Isobutane} ; T = T_{\text{reg,media,e}} ; P = P_{\text{reg,media,e}})$$

$$\rho_{\text{reg,e}} = \rho (\text{Isobutane} ; T = T_{\text{reg,media,e}} ; P = P_{\text{reg,media,e}})$$

$$c_{p,\text{reg,e}} = Cp (\text{Isobutane} ; T = T_{\text{reg,media,e}} ; P = P_{\text{reg,media,e}})$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$A = 7498 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\eta = 0,1533$$

$$\eta_s = 0,85$$

$$\text{Flux} = 0,8 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

$$h_2 = 701 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_3 = 614,8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_5 = 267,4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_6 = 353,6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$k_{\text{reg,i}} = 0,08425 \text{ [W/m-K]}$$

$$\mu_{\text{reg,i}} = 0,0001278 \text{ [Nsm}^{-2}\text{]}$$

$$\nu_{\text{reg,e}} = 9,866\text{E-}07 \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$Pr_{\text{reg,i}} = 3,862$$

$$p_2 = 400 \text{ [kPa]}$$

$$p_4 = 360 \text{ [kPa]}$$

$$P_6 = 3000 \text{ [kPa]}$$

$$P_{\text{reg,media,i}} = 3010 \text{ [kPa]}$$

$$\dot{Q}_e = 5998 \text{ [kW]}$$

$$s_1 = 2,597 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$s_{2s} = 2,597 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$T_2 = 84,97 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_3 = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_5 = 27,66 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_6 = 61,47 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{reg,media,i}} = 44,56 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{sat5}} = 123,6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$v_4 = 0,001823 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$\dot{W}_{\text{net}} = 1000 \text{ [kW]}$$

$$c_{p,\text{reg,e}} = 1,927 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$\eta_{\text{carnot}} = 0,26$$

$$\eta_{\text{tem}} = 0,9$$

$$h_1 = 779,9 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{2s} = 687 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_4 = 261,7 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{5s} = 266,6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$k_{\text{reg,e}} = 0,02115 \text{ [W/m-K]}$$

$$\mu_{\text{reg,e}} = 0,00000864 \text{ [Nsm}^{-2}\text{]}$$

$$\dot{m} = 14,07 \text{ [kg/s]}$$

$$Pr_{\text{reg,e}} = 0,7875$$

$$p_1 = 3000 \text{ [kPa]}$$

$$P_3 = 380 \text{ [kPa]}$$

$$P_5 = 3020 \text{ [kPa]}$$

$$P_{\text{reg,media,e}} = 390 \text{ [kPa]}$$

$$\dot{Q}_c = 4968 \text{ [kW]}$$

$$\rho_{\text{reg,e}} = 8,757 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$s_2 = 2,636 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$T_1 = 150 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{2s} = 78 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_4 = 25,93 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{5s} = 27,31 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{reg,media,e}} = 62,48 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{sat3}} = 27,8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{sat6}} = 123,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\dot{W}_{\text{bomb}} = 80,24 \text{ [kW]}$$

$$x_4 = 0$$

2 CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL CONDENSADOR

"A continuación se detalla el código de EES utilizado para hallar las propiedades termodinámicas necesarias para el cálculo del área de transferencia de calor del condensador. Los procedimientos de cálculo se detallarán en el Anejo de Cálculos del Condensador."

P=396 "Es la presión media en el condensador, teniendo en cuenta la pérdida de carga real que hubo en el regenerador"

T_1=25,93 "Es la temperatura de salida del isobutano del condensador"

T_2=temperature(isobutane;P=P;x=1) "Es la temperatura de saturación del isobutano en las condiciones de trabajo de la zona B"

T_3=T_2

T_4=40 "Es la temperatura de entrada del isobutano vapor en el condensador"

T_sat1=T_sat(Isobutane;P=280)

h_1=Enthalpy(Isobutane;T=T_1;P=P)

h_2=Enthalpy(Isobutane;x=0;P=P)

T_sat=T_sat(Isobutane;P=P)

h_3=Enthalpy(Isobutane;x=1;P=P)

h_4=Enthalpy(Isobutane;T=T_4;P=P)

DELTAh_vap=Enthalpy_vaporization(Isobutane;T=T_2)

m_dot=14,07

"Las variables denominadas como q_dot indican la potencia del condensador"

q_dot_total=q_dot_A+q_dot_B+q_dot_C

q_dot_A=m_dot*(h_2-h_1)

q_dot_B=m_dot*(h_3-h_2)

q_dot_C=m_dot*(h_4-h_3)

"Las variables denominadas como P_A,P_B, P_C, P_total indican la potencia del condensador y de cada una de las zonas del mismo con un incremento del 10% tal y como se indica en el Anejo de Cálculos del Condensador"

P_A=q_dot_A*1,1

P_B=q_dot_B*1,1

P_C=q_dot_C*1,1

P_total=q_dot_total*1,1

R=14,07*1,1 "caudal sobredimensionado"

"Se comprueba que la potencia calculada por medio del producto del salto entálpico por el caudal másico sobredimensionado coincide con la potencia incrementada un 10% calculada anteriormente"

L_dot_A=R*(h_2-h_1)

L_dot_B=R*(h_3-h_2)

L_dot_C=R*(h_4-h_3)

tita_8=20

tita_5=29

P_w=400

h_5=Enthalpy(water; T=tita_5; P=P_w)

h_6=Enthalpy(Water; T=tita_6; P=P_w)

h_7=Enthalpy(Water; T=tita_7; P=P_w)

h_8=Enthalpy(Water; T=tita_8; P=P_w)

L_dot_C=m_dot_w*(h_5-h_6)

L_dot_A=m_dot_w*(h_7-h_8)

P_total=m_dot_w*(h_5-h_8) "caudal sobredimensionado"

cp_iA=(h_2-h_1)/(T_2-T_1)

cp_iC=(h_4-h_3)/(T_4-T_3)

cp_w_A=(h_7-h_8)/(tita_7-tita_8)

cp_w_B=(h_6-h_7)/(tita_6-tita_7)

cp_w_C=(h_6-h_5)/(tita_6-tita_5)

"Zona A"

rho_wA=density(Water;T=(tita_7+tita_8)/2;P=P_w)

Anejo V

Sergio García Palmeiro

$\mu_{wA} = \text{Viscosity}(\text{Water}; T = (tita_7 + tita_8)/2; P = P_w)$
 $Pr_{wA} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (tita_7 + tita_8)/2; P = P_w)$
 $k_{wA} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = (tita_7 + tita_8)/2; P = P_w)$

$\mu_{iA} = \text{KinematicViscosity}(\text{Isobutane}; T = (T_2 + T_1)/2; P = P)$
 $\rho_{iA} = \text{density}(\text{Isobutane}; T = (T_2 + T_1)/2; P = P)$
 $\mu_{iA} = \text{Viscosity}(\text{Isobutane}; T = (T_2 + T_1)/2; P = P)$
 $Pr_{iA} = \text{Prandtl}(\text{Isobutane}; T = (T_2 + T_1)/2; P = P)$
 $k_{iA} = \text{Conductivity}(\text{Isobutane}; T = (T_2 + T_1)/2; P = P)$

"Zona C"

$\rho_{wC} = \text{density}(\text{Water}; T = (tita_5 + tita_6)/2; P = P_w)$

$\mu_{wC} = \text{Viscosity}(\text{Water}; T = (tita_5 + tita_6)/2; P = P_w)$
 $Pr_{wC} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (tita_5 + tita_6)/2; P = P_w)$
 $k_{wC} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = (tita_5 + tita_6)/2; P = P_w)$

$\mu_{iC} = \text{KinematicViscosity}(\text{Isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$
 $\rho_{iC} = \text{density}(\text{Isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$
 $\mu_{iC} = \text{Viscosity}(\text{Isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$
 $Pr_{iC} = \text{Prandtl}(\text{Isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$
 $k_{iC} = \text{Conductivity}(\text{Isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$

"Zona B"

$\rho_{wB} = \text{density}(\text{Water}; T = (tita_7 + tita_6)/2; P = P_w)$

$\mu_{wB} = \text{Viscosity}(\text{Water}; T = (tita_7 + tita_6)/2; P = P_w)$
 $Pr_{wB} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (tita_7 + tita_6)/2; P = P_w)$
 $k_{wB} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = (tita_7 + tita_6)/2; P = P_w)$

"A continuación se determinarán las propiedades necesarias para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la zona B. los cálculos están detallados en el Anejo de Cálculos del Condensador"

$\rho_{iB} = \text{Density}(\text{Isobutane}; x = 1; P = P)$
 $\rho_{iBliq} = \text{Density}(\text{Isobutane}; x = 0; P = P)$
 $\mu_{iBliq} = \text{Viscosity}(\text{Isobutane}; x = 0; P = P)$
 $k_{iBliq} = \text{Conductivity}(\text{Isobutane}; x = 0; P = P)$

A continuación se detalla el código de EES utilizado para hallar las propiedades termodinámicas necesarias para el cálculo del área de transferencia de calor del condensador. Los procedimientos de cálculo se detallarán en el Anejo de Cálculos del Condensador.

$P = 396$

Es la presión media en el condensador, teniendo en cuenta la pérdida de carga real que hubo en el regenerador

$T_1 = 25,93$

Es la temperatura de salida del isobutano del condensador

$T_2 = T(\text{Isobutane}; P = P; x = 1)$

Es la temperatura de saturación del isobutano en las condiciones de trabajo de la zona B

$T_3 = T_2$

$T_4 = 40$

Es la temperatura de entrada del isobutano vapor en el condensador

$T_{sat1} = T_{sat}(\text{Isobutane}; P = 280)$

$h_1 = h(\text{Isobutane}; T = T_1; P = P)$

Anejo V

Sergio García Palmeiro

$$h_2 = h(\text{Isobutane}; x = 0; P = P)$$

$$T_{\text{sat}} = T_{\text{sat}}(\text{Isobutane}; P = P)$$

$$h_3 = h(\text{Isobutane}; x = 1; P = P)$$

$$h_4 = h(\text{Isobutane}; T = T_4; P = P)$$

$$\Delta h_{\text{vap}} = \text{Enthalpy}_{\text{vaporization}}(\text{Isobutane}; T = T_2)$$

$$\dot{m} = 14,07$$

Las variables denominadas como \dot{q} indican la potencia del condensador

$$\dot{q}_{\text{total}} = \dot{q}_A + \dot{q}_B + \dot{q}_C$$

$$\dot{q}_A = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{q}_B = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$$

$$\dot{q}_C = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3)$$

Las variables denominadas como $P_A, P_B, P_C, P_{\text{total}}$ indican la potencia del condensador y de cada una de las zonas del mismo con un incremento del 10% tal y como se indica en el Anejo de Cálculos del Condensador

$$P_A = \dot{q}_A \cdot 1,1$$

$$P_B = \dot{q}_B \cdot 1,1$$

$$P_C = \dot{q}_C \cdot 1,1$$

$$P_{\text{total}} = \dot{q}_{\text{total}} \cdot 1,1$$

$$R = 14,07 \cdot 1,1 \text{ caudal sobredimensionado}$$

Se comprueba que la potencia calculada por medio del producto del salto entálpico por el caudal másico sobredimensionado coincide con la potencia incrementada un 10% calculada anteriormente

$$\dot{L}_A = R \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{L}_B = R \cdot (h_3 - h_2)$$

$$\dot{L}_C = R \cdot (h_4 - h_3)$$

$$\text{tita}_8 = 20$$

$$\text{tita}_5 = 29$$

$$P_w = 400$$

$$h_5 = h(\text{water}; T = \text{tita}_5; P = P_w)$$

$$h_6 = h(\text{water}; T = \text{tita}_6; P = P_w)$$

$$h_7 = h(\text{water}; T = \text{tita}_7; P = P_w)$$

$$h_8 = h(\text{water}; T = \text{tita}_8; P = P_w)$$

$$\dot{L}_C = \dot{m}_w \cdot (h_5 - h_6)$$

$$\dot{L}_A = \dot{m}_w \cdot (h_7 - h_8)$$

$$P_{total} = \dot{m}_w \cdot (h_5 - h_8)$$

caudal sobredimensionado

$$cp_{iA} = \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1}$$

$$cp_{iC} = \frac{h_4 - h_3}{T_4 - T_3}$$

$$cp_{w,A} = \frac{h_7 - h_8}{tita_7 - tita_8}$$

$$cp_{w,B} = \frac{h_6 - h_7}{tita_6 - tita_7}$$

$$cp_{w,C} = \frac{h_6 - h_5}{tita_6 - tita_5}$$

Zona A

$$\rho_{wA} = \rho \left[\text{water} ; T = \frac{tita_7 + tita_8}{2} ; P = P_w \right]$$

$$\mu_{wA} = \text{Visc} \left[\text{water} ; T = \frac{tita_7 + tita_8}{2} ; P = P_w \right]$$

$$Pr_{wA} = Pr \left[\text{water} ; T = \frac{tita_7 + tita_8}{2} ; P = P_w \right]$$

$$k_{wA} = k \left[\text{water} ; T = \frac{tita_7 + tita_8}{2} ; P = P_w \right]$$

$$v_{iA} = \text{KinematicViscosity} \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_2 + T_1}{2} ; P = P \right]$$

$$\rho_{iA} = \rho \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_2 + T_1}{2} ; P = P \right]$$

$$\mu_{iA} = \text{Visc} \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_2 + T_1}{2} ; P = P \right]$$

$$Pr_{iA} = Pr \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_2 + T_1}{2} ; P = P \right]$$

$$k_{iA} = k \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_2 + T_1}{2} ; P = P \right]$$

Zona C

$$\rho_{wC} = \rho \left[\text{water} ; T = \frac{tita_5 + tita_6}{2} ; P = P_w \right]$$

$$\mu_{wC} = \text{Visc} \left[\text{water} ; T = \frac{tita_5 + tita_6}{2} ; P = P_w \right]$$

$$Pr_{wC} = Pr \left[\text{water} ; T = \frac{tita_5 + tita_6}{2}; P = P_w \right]$$

$$k_{wC} = k \left[\text{water} ; T = \frac{tita_5 + tita_6}{2}; P = P_w \right]$$

$$v_{iC} = \text{KinematicViscosity} \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2}; P = P \right]$$

$$\rho_{iC} = \rho \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2}; P = P \right]$$

$$\mu_{iC} = \text{Visc} \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2}; P = P \right]$$

$$Pr_{iC} = Pr \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2}; P = P \right]$$

$$k_{iC} = k \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2}; P = P \right]$$

Zona B

$$\rho_{wB} = \rho \left[\text{water} ; T = \frac{tita_7 + tita_6}{2}; P = P_w \right]$$

$$\mu_{wB} = \text{Visc} \left[\text{water} ; T = \frac{tita_7 + tita_6}{2}; P = P_w \right]$$

$$Pr_{wB} = Pr \left[\text{water} ; T = \frac{tita_7 + tita_6}{2}; P = P_w \right]$$

$$k_{wB} = k \left[\text{water} ; T = \frac{tita_7 + tita_6}{2}; P = P_w \right]$$

A continuación se determinarán las propiedades necesarias para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la zona B, los cálculos están detallados en el Anejo de Cálculos del Condensador

$$\rho_{iB} = \rho (\text{Isobutane} ; x = 1 ; P = P)$$

$$\rho_{iBliq} = \rho (\text{Isobutane} ; x = 0 ; P = P)$$

$$\mu_{iBliq} = \text{Visc} (\text{Isobutane} ; x = 0 ; P = P)$$

$$k_{iBliq} = k (\text{Isobutane} ; x = 0 ; P = P)$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$cp_{iA} = 2,467 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$cp_{w,A} = 4,182 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$cp_{w,C} = 4,182 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$h_1 = 261,7 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$h_3 = 594,2 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$h_5 = 121,8 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$h_7 = 85,08 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$k_{iA} = 0,08802 \text{ [W/m-K]}$$

$$k_{iC} = 0,018 \text{ [W/m-K]}$$

$$cp_{iC} = 1,858 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$cp_{w,B} = 4,182 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$\Delta h_{vap} = 324,3 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$h_2 = 269,9 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$h_4 = 614,2 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$h_6 = 119,7 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$h_8 = 84,21 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$k_{iBliq} = 0,08741 \text{ [W/m-K]}$$

$$k_{wA} = 0,5864 \text{ [W/m-K]}$$

Anejo V

Sergio García Palmeiro

$k_{wB} = 0,5938$ [W/m-K]
 $\dot{L}_A = 126,8$ [kW]
 $\dot{L}_C = 309,1$ [kW]
 $\mu_{iBliq} = 0,0001432$ [Ns/m²]
 $\mu_{wA} = 0,0009994$ [Ns/m²]
 $\mu_{wC} = 0,0008195$ [Ns/m²]
 $\dot{m}_w = 144,9$ [kg/s]
 $v_{iC} = 7,999E-07$ [m²/s]
 $P_{riA} = 4,089$
 $P_{rWA} = 7,128$
 $P_{rWC} = 5,702$
 $P_B = 5019$ [kW]
 $P_{total} = 5455$ [kW]
 $\dot{q}_A = 115,3$ [kW]
 $\dot{q}_C = 281$ [kW]
 $R = 15,48$ [kg/s]
 $\rho_{iB} = 10,27$ [kg/m³]
 $\rho_{iC} = 10,01$ [kg/m³]
 $\rho_{wB} = 997,4$ [kg/m³]
 $tita_5 = 29$ [°C]
 $tita_7 = 20,21$ [°C]
 $T_1 = 25,93$ [°C]
 $T_3 = 29,25$ [°C]
 $T_{sat} = 29,25$ [°C]

$k_{wC} = 0,6011$ [W/m-K]
 $\dot{L}_B = 5019$ [kW]
 $\mu_{iA} = 0,0001459$ [Ns/m²]
 $\mu_{iC} = 0,000008004$ [Ns/m²]
 $\mu_{wB} = 0,0009038$ [Ns/m²]
 $\dot{m} = 14,07$ [kg/s]
 $v_{iA} = 2,669E-07$ [m²/s]
 $P = 396$ [kPa]
 $P_{riC} = 0,8259$
 $P_{rWB} = 6,366$
 $P_A = 126,8$ [kW]
 $P_C = 309,1$ [kW]
 $P_w = 400$ [kPa]
 $\dot{q}_B = 4562$ [kW]
 $\dot{q}_{total} = 4959$ [kW]
 $\rho_{iA} = 546,6$ [kg/m³]
 $\rho_{iBliq} = 544,4$ [kg/m³]
 $\rho_{wA} = 998,3$ [kg/m³]
 $\rho_{wC} = 996,2$ [kg/m³]
 $tita_6 = 28,49$ [°C]
 $tita_8 = 20$ [°C]
 $T_2 = 29,25$ [°C]
 $T_4 = 40$ [°C]
 $T_{satt} = 17,53$ [°C]

3 CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL EVAPORADOR

"A continuación se expondrá el código de EES por el cual se hallaron los parámetros necesarios para definir todos los estados del evaporador y que serán utilizados en el Anejo de Cálculos del Evaporador para calcular el área de transferencia de calor del evaporador"

"Los datos de partida han sido calculados en el apartado anterior al resolver el ciclo termodinámico"

P=3000 "Se corresponde con la presión del isobutano en el evaporador"

T_1=61,5 "Es la temperatura de entrada del isobutano en el evaporador"

T_2=temperature(isobutane;P=P;x=1) "Es la temperatura de saturación del isobutano"

T_3=T_2 "Es la temperatura de saturación del isobutano"

T_4=150 "Es la temperatura de salida del isobutano en el evaporador"

h_1=Enthalpy(Isobutane;T=T_1;P=P)

h_2=Enthalpy(Isobutane;x=0;P=P)

h_3=Enthalpy(Isobutane;x=1;P=P)

h_4=Enthalpy(Isobutane;T=T_4;P=P)

m_dot=14,07 "Es el caudal másico de isobutano que circula por el evaporador"

"Las variables denominadas con q_dot_ son la potencia del evaporador y de cada una de las zonas del mismo"

q_dot_total=q_dot_A+q_dot_B+q_dot_C

q_dot_A=m_dot*(h_2-h_1)

q_dot_B=m_dot*(h_3-h_2)

q_dot_C=m_dot*(h_4-h_3)

"Las variables denominadas como P_ son la potencia del evaporador y de cada una de las zonas del mismo incrementadas en un 10% tal y como se describe en el Anejo de Cálculos del Evaporador"

P_A=q_dot_A*1,1

P_B=q_dot_B*1,1

P_C=q_dot_C*1,1

P_total=q_dot_total*1,1

R=14,07*1,1 "Caudal sobredimensionado de isobutano"

"A continuación se realizará una comprobación, recalculando la potencia de cada una de las zonas del evaporador como el caudal másico por el salto entálpico"

L_dot_A=R*(h_2-h_1)

L_dot_B=R*(h_3-h_2)

L_dot_C=R*(h_4-h_3)

tita_8=180 "Es la temperatura del DowthermA tras ceder calor al isobutano en el evaporador"

tita_5=200 "Es la temperatura del DowthermA en la entrada del evaporador"

P_dow=400 "Es la presión del DowthermA"

"Las temperaturas del Dowtherm A en las zonas límite entra las zonas A y B, B y C del evaporador no son conocidas, se determinarán a continuación como:"

h_5=Enthalpy(Dowtherm_A; T=tita_5; P=P_dow)

h_6=Enthalpy(Dowtherm_A; T=tita_6; P=P_dow)

h_7=Enthalpy(Dowtherm_A; T=tita_7; P=P_dow)

h_8=Enthalpy(Dowtherm_A; T=tita_8; P=P_dow)

L_dot_C=m_dot_dow*(h_5-h_6)

L_dot_A=m_dot_dow*(h_7-h_8)

P_total=m_dot_dow*(h_5-h_8)

cp_iA=(h_2-h_1)/(T_2-T_1)

cp_iC=(h_4-h_3)/(T_4-T_3)

cp_dow_A=(h_7-h_8)/(tita_7-tita_8)

cp_dow_B=(h_6-h_7)/(tita_6-tita_7)

cp_dow_C=(h_6-h_5)/(tita_6-tita_5)

"Zona C"

$\rho_{iC} = \text{density}(\text{isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$
 $k_{iC} = \text{Conductivity}(\text{Isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$
 $Pr_{iC} = \text{Prandtl}(\text{Isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$
 $\mu_{iC} = \text{Viscosity}(\text{Isobutane}; T = (T_3 + T_4)/2; P = P)$
 $\rho_{dowC} = \text{density}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_5 + tita_6)/2)$
 $\nu_{dowC} = \text{KinematicViscosity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_5 + tita_6)/2)$
 $\mu_{dowC} = \text{Viscosity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_5 + tita_6)/2)$
 $Pr\#_{dowC} = \text{Prandtl}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_5 + tita_6)/2)$
 $k_{dowC} = \text{Conductivity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_5 + tita_6)/2)$

"Zona A"

$\rho_{iA} = \text{density}(\text{isobutane}; T = (T_1 + T_2)/2; P = P)$
 $k_{iA} = \text{Conductivity}(\text{Isobutane}; T = (T_1 + T_2)/2; P = P)$
 $Pr_{iA} = \text{Prandtl}(\text{Isobutane}; T = (T_1 + T_2)/2; P = P)$
 $\mu_{iA} = \text{Viscosity}(\text{Isobutane}; T = (T_1 + T_2)/2; P = P)$
 $\rho_{dowA} = \text{density}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_8)/2)$
 $\nu_{dowA} = \text{KinematicViscosity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_8)/2)$
 $\mu_{dowA} = \text{Viscosity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_8)/2)$
 $Pr\#_{dowA} = \text{Prandtl}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_8)/2)$
 $k_{dowA} = \text{Conductivity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_8)/2)$

"Zona B"

$\rho_{dowB} = \text{density}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_6)/2)$
 $\nu_{dowB} = \text{KinematicViscosity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_6)/2)$
 $\mu_{dowB} = \text{Viscosity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_6)/2)$
 $Pr\#_{dowB} = \text{Prandtl}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_6)/2)$
 $k_{dowB} = \text{Conductivity}(\text{Dowtherm_A}; T = (tita_7 + tita_6)/2)$

A continuación se expondrá el código de EES por el cual se hallaron los parámetros necesarios para definir todos los estados del evaporador y que serán utilizados en el Anejo de Cálculos del Evaporador para calcular el área de transferencia de calor del evaporador

Los datos de partida han sido calculados en el apartado anterior al resolver el ciclo termodinámico

$P = 3000$ *Se corresponde con la presión del isobutano en el evaporador*

$T_1 = 61,5$ *Es la temperatura de entrada del isobutano en el evaporador*

$T_2 = T(\text{Isobutane}; P = P; x = 1)$ *Es la temperatura de saturación del isobutano*

$T_3 = T_2$ *Es la temperatura de saturación del isobutano*

$T_4 = 150$ *Es la temperatura de salida del isobutano en el evaporador*

$h_1 = h(\text{Isobutane}; T = T_1; P = P)$

$h_2 = h(\text{Isobutane}; x = 0; P = P)$

$h_3 = h(\text{Isobutane}; x = 1; P = P)$

$h_4 = h(\text{Isobutane}; T = T_4; P = P)$

$\dot{m} = 14,07$ *Es el caudal másico de isobutano que circula por el evaporador*

Las variables denominadas con \dot{q} son la potencia del evaporador y de cada una de las zonas del mismo

$$\dot{q}_{\text{total}} = \dot{q}_A + \dot{q}_B + \dot{q}_C$$

$$\dot{q}_A = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{q}_B = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$$

$$\dot{q}_C = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3)$$

Las variables denominadas como P son la potencia del evaporador y de cada una de las zonas del mismo incrementadas en un 10% tal y como se describe en el Anejo de Cálculos del Evaporador

$$P_A = \dot{q}_A \cdot 1,1$$

$$P_B = \dot{q}_B \cdot 1,1$$

$$P_C = \dot{q}_C \cdot 1,1$$

$$P_{\text{total}} = \dot{q}_{\text{total}} \cdot 1,1$$

$$R = 14,07 \cdot 1,1 \quad \text{Caudal sobredimensionado de isobutano}$$

A continuación se realizará una comprobación, recalculando la potencia de cada una de las zonas del evaporador como el caudal másico por el salto entálpico

$$\dot{L}_A = R \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{L}_B = R \cdot (h_3 - h_2)$$

$$\dot{L}_C = R \cdot (h_4 - h_3)$$

$$t_{iA} = 180 \quad \text{Es la temperatura del DowthermA tras ceder calor al isobutano en el evaporador}$$

$$t_{i5} = 200 \quad \text{Es la temperatura del DowthermA en la entrada del evaporador}$$

$$P_{\text{dow}} = 400 \quad \text{Es la presión del DowthermA}$$

Las temperaturas del Dowtherm A en las zonas limite entra las zonas A y B, B y C del evaporador no son conocidas, se determinarán a continuación como:

$$h_5 = h(\text{DowthermA}; T = t_{i5}; P = P_{\text{dow}})$$

$$h_6 = h(\text{DowthermA}; T = t_{i6}; P = P_{\text{dow}})$$

$$h_7 = h(\text{DowthermA}; T = t_{i7}; P = P_{\text{dow}})$$

$$h_8 = h(\text{DowthermA}; T = t_{i8}; P = P_{\text{dow}})$$

$$\dot{L}_C = \dot{m}_{\text{dow}} \cdot (h_5 - h_6)$$

$$\dot{L}_A = \dot{m}_{\text{dow}} \cdot (h_7 - h_8)$$

$$P_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{dow}} \cdot (h_5 - h_8)$$

$$cp_{iA} = \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1}$$

$$cp_{iC} = \frac{h_4 - h_3}{T_4 - T_3}$$

$$cp_{\text{dow},A} = \frac{h_7 - h_8}{\text{tita}_7 - \text{tita}_8}$$

$$cp_{\text{dow},B} = \frac{h_6 - h_7}{\text{tita}_6 - \text{tita}_7}$$

$$cp_{\text{dow},C} = \frac{h_6 - h_5}{\text{tita}_6 - \text{tita}_5}$$

Zona C

$$\rho_{iC} = \rho \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2} ; P = P \right]$$

$$k_{iC} = k \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2} ; P = P \right]$$

$$Pr_{iC} = Pr \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2} ; P = P \right]$$

$$\mu_{iC} = \text{Visc} \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_3 + T_4}{2} ; P = P \right]$$

$$\mu_{iC} = \text{Visc} \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{I_3 + I_4}{2} ; P = P \right]$$

$$\rho_{\text{dow}C} = \rho \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_5 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

$$v_{\text{dow}C} = \text{KinematicViscosity} \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_5 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

$$\mu_{\text{dow}C} = \text{Visc} \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_5 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

$$Pr\#_{\text{dow}C} = Pr \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_5 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

$$k_{\text{dow}C} = k \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_5 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

Zona A

$$\rho_{iA} = \rho \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_1 + T_2}{2} ; P = P \right]$$

$$k_{iA} = k \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_1 + T_2}{2} ; P = P \right]$$

$$Pr_{iA} = Pr \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_1 + T_2}{2} ; P = P \right]$$

$$\mu_{iA} = \text{Visc} \left[\text{Isobutane} ; T = \frac{T_1 + T_2}{2} ; P = P \right]$$

$$\rho_{\text{dow}A} = \rho \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_8}{2} \right]$$

$$v_{\text{dow}A} = \text{KinematicViscosity} \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_8}{2} \right]$$

$$\mu_{\text{dowA}} = \text{Visc} \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_8}{2} \right]$$

$$\text{Pr}\#_{\text{dowA}} = \text{Pr} \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_8}{2} \right]$$

$$k_{\text{dowA}} = k \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_8}{2} \right]$$

Zona B

$$\rho_{\text{dowB}} = \rho \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

$$v_{\text{dowB}} = \text{KinematicViscosity} \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

$$\mu_{\text{dowB}} = \text{Visc} \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

$$\text{Pr}\#_{\text{dowB}} = \text{Pr} \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

$$k_{\text{dowB}} = k \left[\text{Dowtherm}_A ; T = \frac{\text{tita}_7 + \text{tita}_6}{2} \right]$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

cp_{dow,A} = 2,024 [kJ/kg-K]

cp_{dow,C} = 2,024 [kJ/kg-K]

cp_{ic} = 3,499 [kJ/kg-K]

h₂ = 550,5 [kJ/kg]

h₄ = 779,9 [kJ/kg]

h₆ = 328,4 [kJ/kg]

h₈ = 296,8 [kJ/kg]

k_{dowB} = 0,1111 [W/m-K]

k_{iA} = 0,06998 [W/m-K]

Ḡ_A = 3047 [kW]

Ḡ_C = 1449 [kW]

μ_{dowB} = 0,0004253 [kg/m-s]

μ_{iA} = 0,00007578 [kg/m-s]

ṁ = 14,07 [kg/s]

v_{dowA} = 4,923E-07 [m²/s]

v_{dowC} = 4,465E-07 [m²/s]

Pr#_{dowA} = 8,217

Pr#_{dowC} = 7,632

Pr_{ic} = 1,247

P_B = 2102 [kW]

P_{dow} = 400 [kPa]

q̇_A = 2770 [kW]

q̇_C = 1317 [kW]

R = 15,48 [kg/s]

ρ_{dowB} = 913,9 [kg/m³]

ρ_{iA} = 455,2 [kg/m³]

tita₅ = 200 [°C]

tita₇ = 189,2 [°C]

T₁ = 61,5 [°C]

T₃ = 123,2 [°C]

cp_{dow,B} = 2,024 [kJ/kg-K]

cp_{iA} = 3,188 [kJ/kg-K]

h₁ = 353,7 [kJ/kg]

h₃ = 686,3 [kJ/kg]

h₅ = 337,3 [kJ/kg]

h₇ = 315,5 [kJ/kg]

k_{dowA} = 0,1124 [W/m-K]

k_{dowC} = 0,1103 [W/m-K]

k_{ic} = 0,03536 [W/m-K]

Ḡ_B = 2102 [kW]

μ_{dowA} = 0,0004534 [kg/m-s]

μ_{dowC} = 0,0004059 [kg/m-s]

μ_{ic} = 0,00001347 [kg/m-s]

ṁ_{dow} = 162,9 [kg/s]

v_{dowB} = 4,653E-07 [m²/s]

P = 3000 [kPa]

Pr#_{dowB} = 7,877

Pr_{iA} = 3,256

P_A = 3047 [kW]

P_C = 1449 [kW]

P_{total} = 6597 [kW]

q̇_B = 1911 [kW]

q̇_{total} = 5998 [kW]

ρ_{dowA} = 921 [kg/m³]

ρ_{dowC} = 909 [kg/m³]

ρ_{ic} = 82,44 [kg/m³]

tita₆ = 195,6 [°C]

tita₈ = 180 [°C]

T₂ = 123,2 [°C]

T₄ = 150 [°C]

En Ferrol, a Junio de 2018



Fdo.: Sergio García Palmeiro



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

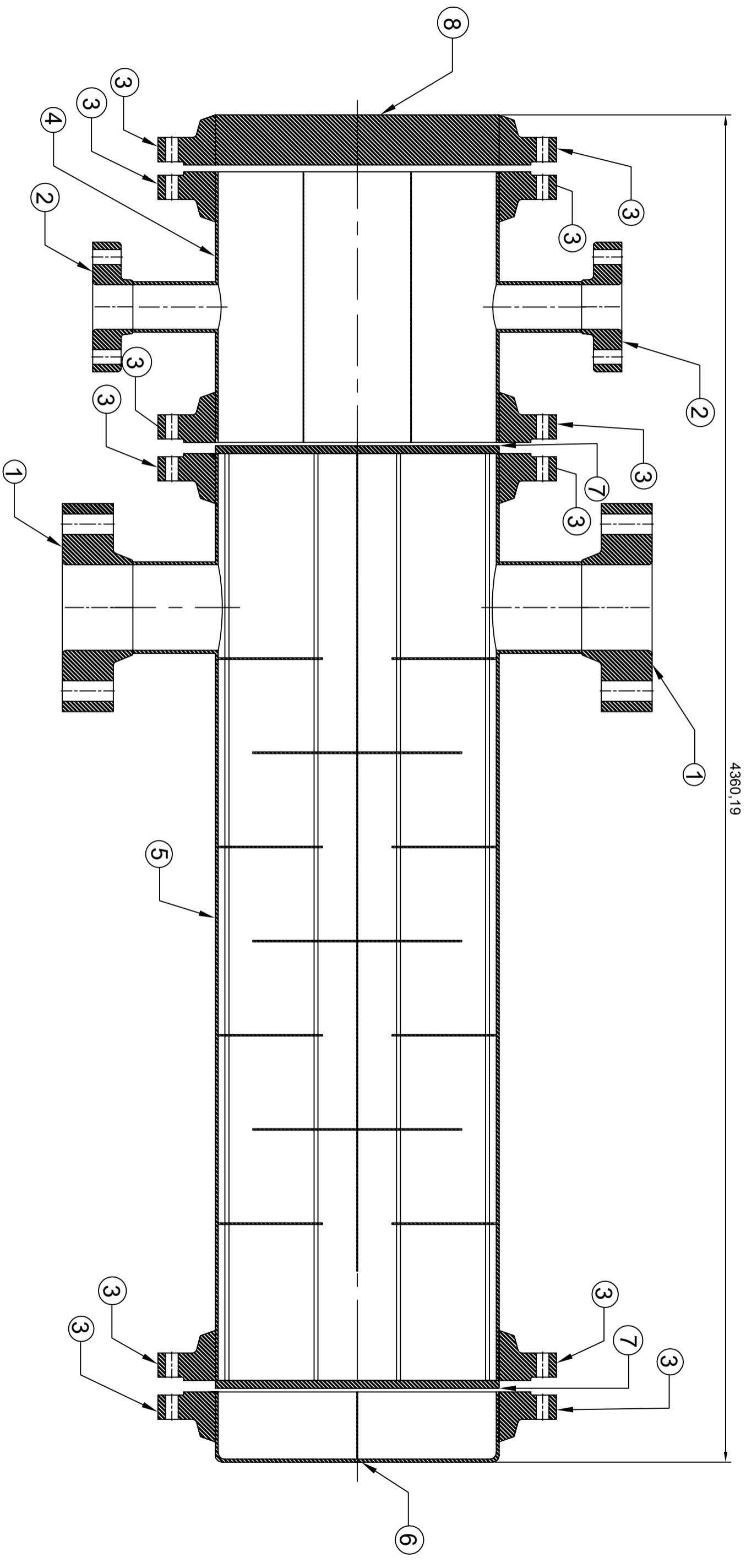
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento II

PLANOS

Índice de planos

- PLANO 1 CONJUNTO REGENERADOR
- PLANO 2 CABEZAL FRONTAL DEL REGENERADOR
- PLANO 3 BRIDA DEL CABEZAL FRONTAL DEL REGENERADOR
- PLANO 4 CARCASA DEL REGENERADOR
- PLANO 5 CABEZAL POSTERIOR DEL REGENERADOR
- PLANO 6 BRIDA WELDING NECK DEL REGENERADOR
- PLANO 7 PLACA PORTATUBOS DEL REGENERADOR
- PLANO 8 PLACA PORTARUBOS DEL REGENERADOR VISTA LATERAL
- PLANO 9 BRIDA LAP JOINT DE LA CARCASA DEL REGENERADOR
- PLANO 10 CONJUNTO DEL EVAPORADOR
- PLANO 11 CABEZAL FRONTAL DEL EVAPORADOR
- PLANO 12 CARCASA DEL EVAPORADOR
- PLANO 13 CABEZAL POSTERIOR DEL EVAPORADOR
- PLANO 14 BRIDA WELDING NECK DEL EVAPORADOR
- PLANO 15 PLACA PORTATUBOS DEL EVAPORADOR
- PLANO 16 BRIDA LAP JOINT DE LA CARCASA DEL EVAPORADOR
- PLANO 17 PLACA PORTATUBOS DEL EVAPORADOR VISTA LATERAL
- PLANO 18 CONJUNTO CONDENSADOR
- PLANO 19 PLACA PORTATUBOS DEL CONDENSADOR
- PLANO 20 CABEZAL POSTERIOR DEL CONDENSADOR
- PLANO 21 CABEZAL FRONTAL DEL CONDENSADOR
- PLANO 22 BRIDA DIN2631
- PLANO 23 CARCASA DEL CONDENSADOR
- PLANO 24 TAPA DEL REGENERADOR
- PLANO 25 TAPA DEL CONDENSADOR
- PLANO 26 TAPA DEL EVAPORADOR



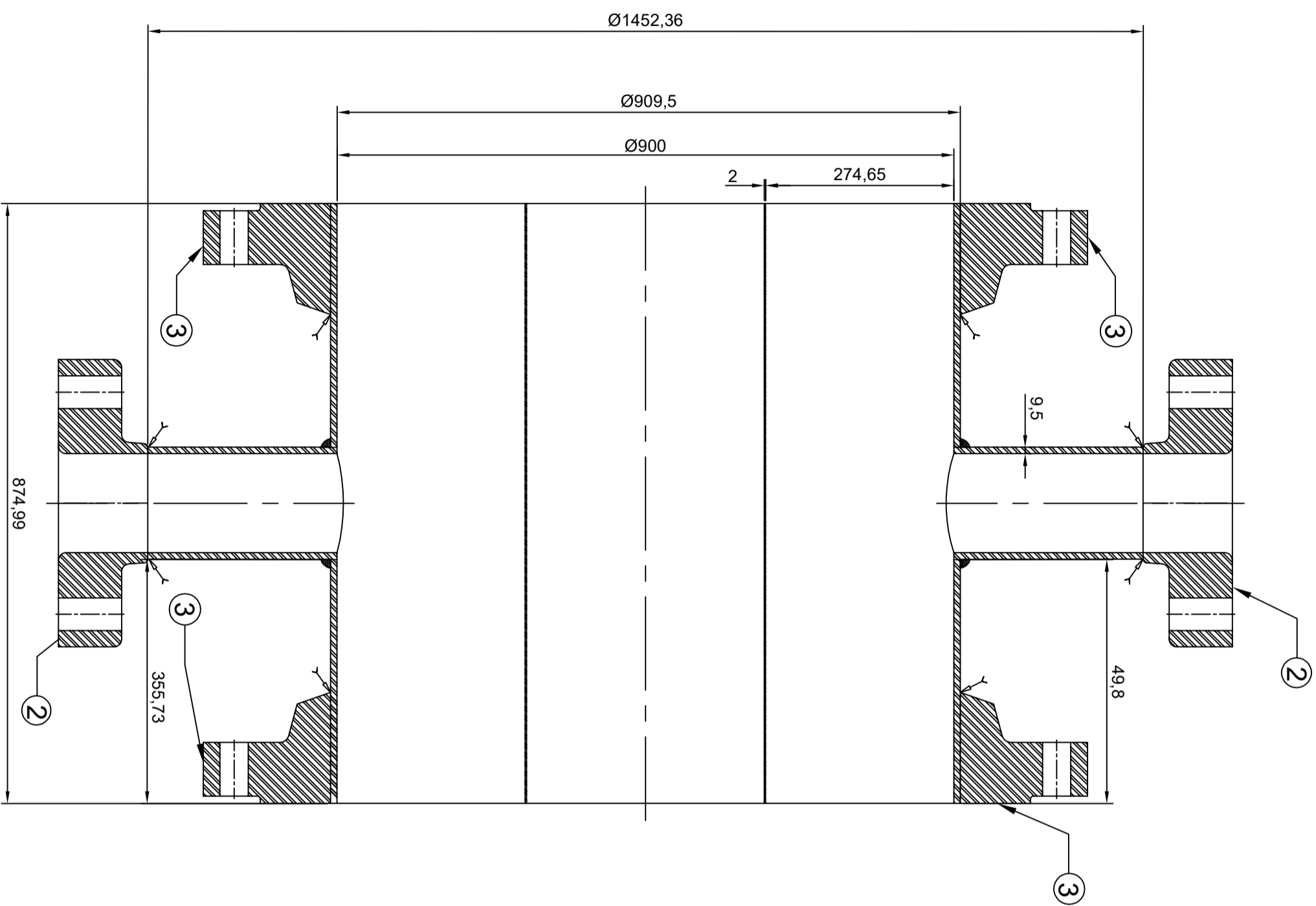
4360.19




UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR




PROYECTO:		DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO:	REGENERADOR	FIRMA:	
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO	ESCALA:	8:100
		FECHA:	JUNIO 2018
		Nº DE PLANO:	1
		FORMATO:	A3




LEYENDA	
	SOLDADURA


ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DEL CABEZAL FRONTAL SERÁN DE ACERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW

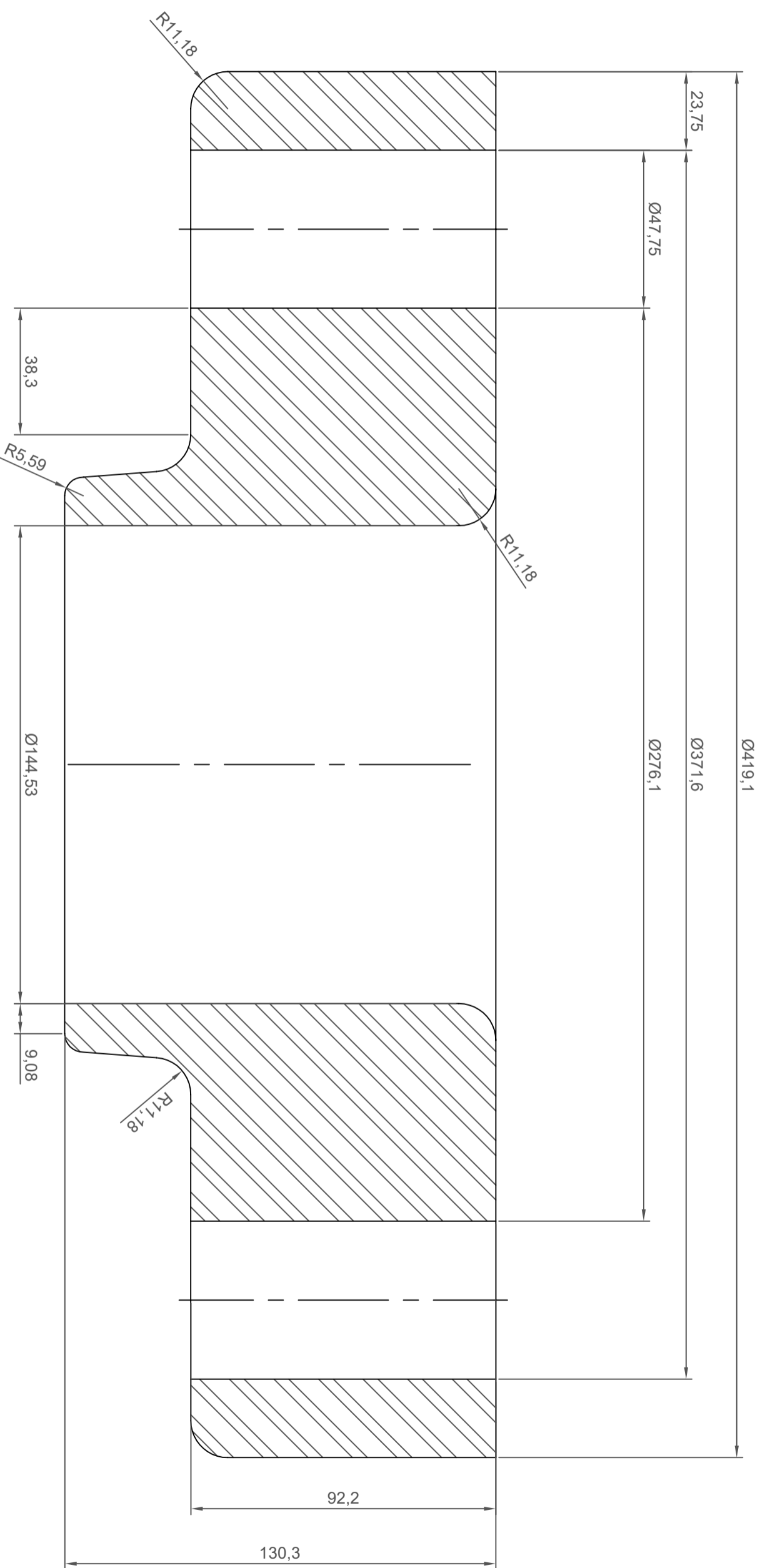


UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:		DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCION DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO:		CABEZAL FRONTAL DEL (4) REGENERADOR	
AUTOR:		SERGIO GARCIA PALMEIRO	
FIRMA:			
ESCALA:	14:100	FORMATO:	A3
FECHA:	JUNIO 2018	Nº DE PLANO:	2



ESPECIFICACIONES

MATERIALES	LA BRIDA SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
ORIFICIOS PARA PERNOS	LA BRIDA POSEERÁ 8 ORIFICIOS PARA PERNOS CON LOS DIÁMETROS ESPECIFICADOS EN EL PLANO DISTRIBUIDOS DE FORMA SIMÉTRICA
JUNTA	LA JUNTA SERÁ DE DURLON FGM316



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC

TÍTULO DE PLANO: BRIDA LAP JOINT (2)

AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO

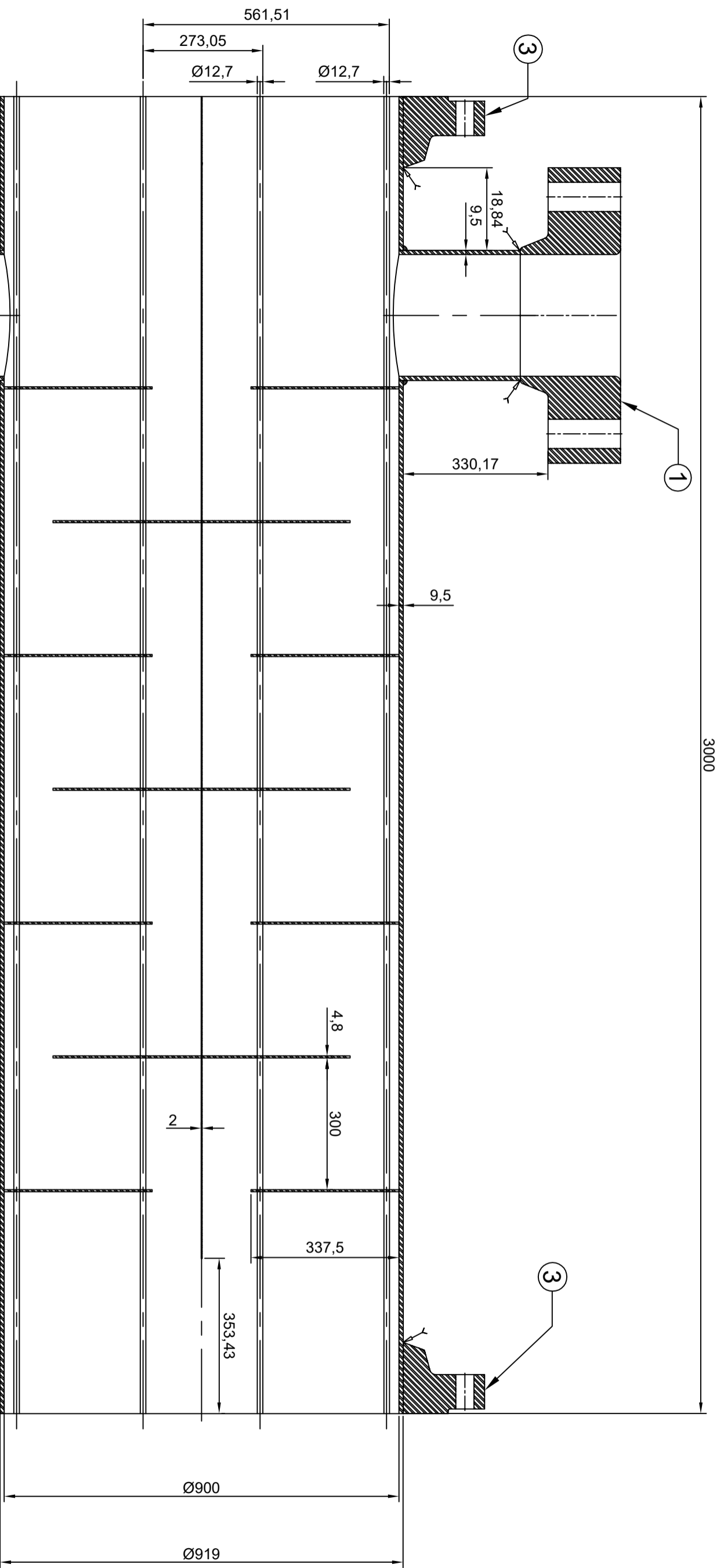
FIRMA:

ESCALA: 70:100

FORMATO: A3

FECHA: JUNIO 2018

Nº DE PLANO: 3



LEYENDA	
	SOLDADURA

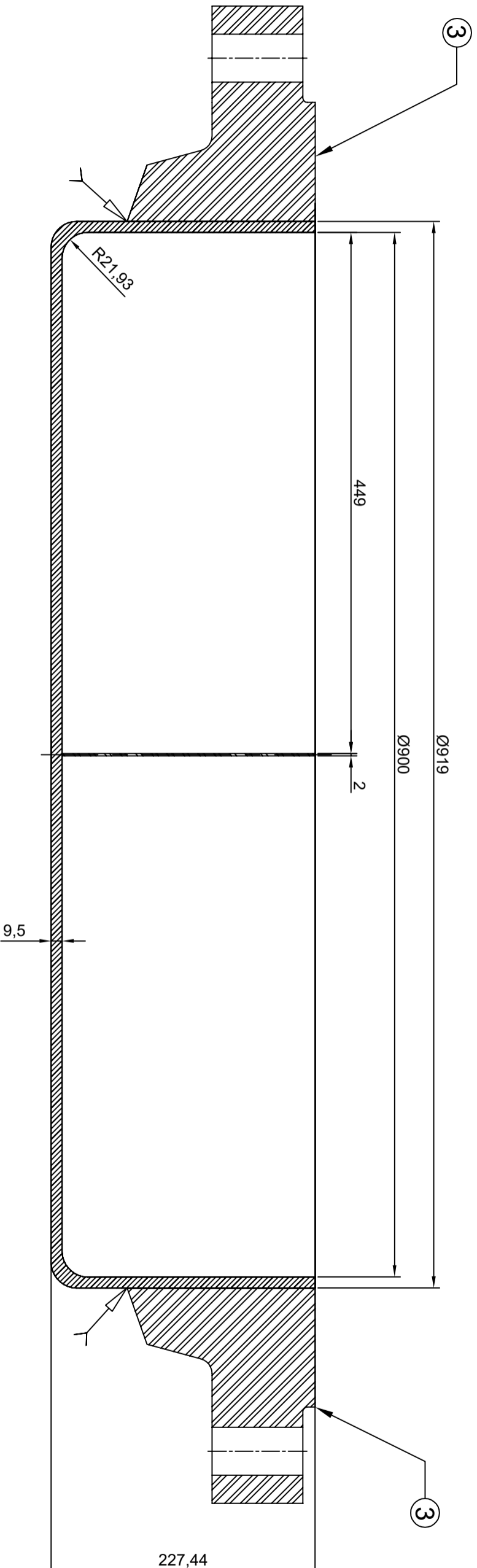
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS SERÁN DE ACERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:	DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC		
TÍTULO DE PLANO:	CARCASA DEL REGENERADOR	(5)	
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO		
FIRMA:			
ESCALA:	10:100	FORMATO:	A3
FECHA:	JUNIO 2018		
Nº DE PLANO:	4		



LEYENDA	SOLDADURA
---------	-----------

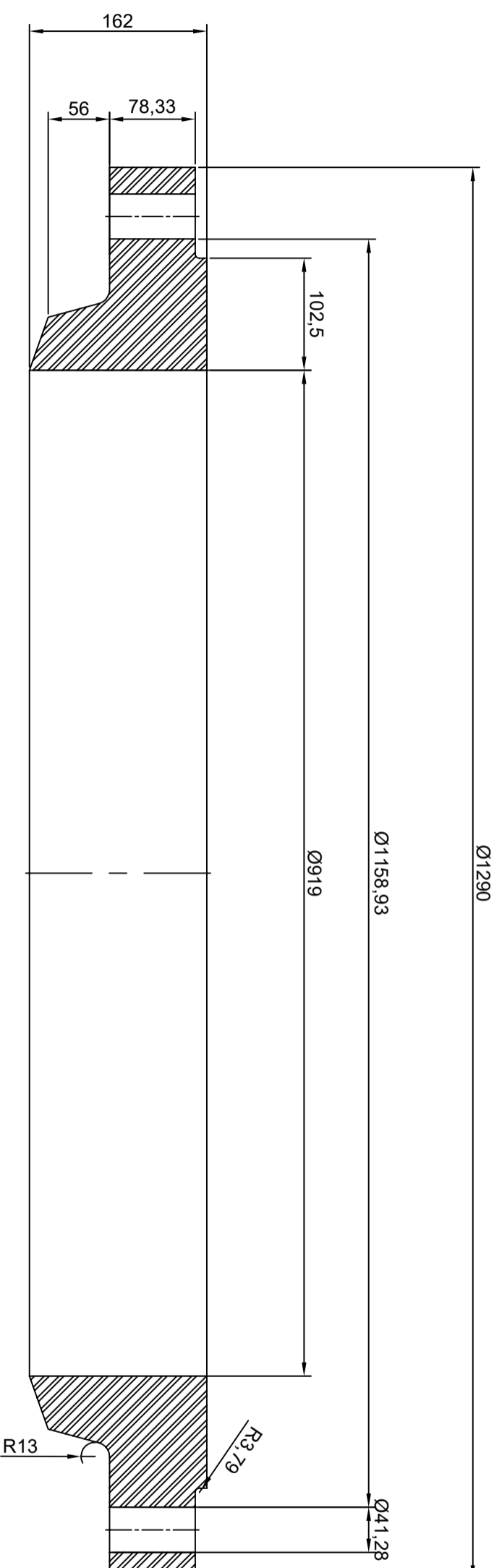
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DEL CABEZAL POSTERIOR SERAN DE ACERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:	DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC		
TÍTULO DE PLANO:	CABEZAL POSTERIOR DEL REGENERADOR	⑥	FIRMA:
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO		ESCALA: 25:100
			FORMATO: A3
			FECHA: JUNIO 2018
			Nº DE PLANO: 5



ESPECIFICACIONES

MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DE LA BRIDA SERÁN DE ACERO INOXIDABLE 316
TALADROS	LA BRIDA PODERÁ 36 TALADROS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO DISTRIBUIDOS SIMÉTRICAMENTE PARA TORNILLOS DE Ø38.1mm
JUNTA	LA JUNTA SERÁ DE DURILON FGW316



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC

TÍTULO DE PLANO: BRIDA WELDING NECK (3)

AUTOR:

SERGIO GARCÍA PALMEIRO

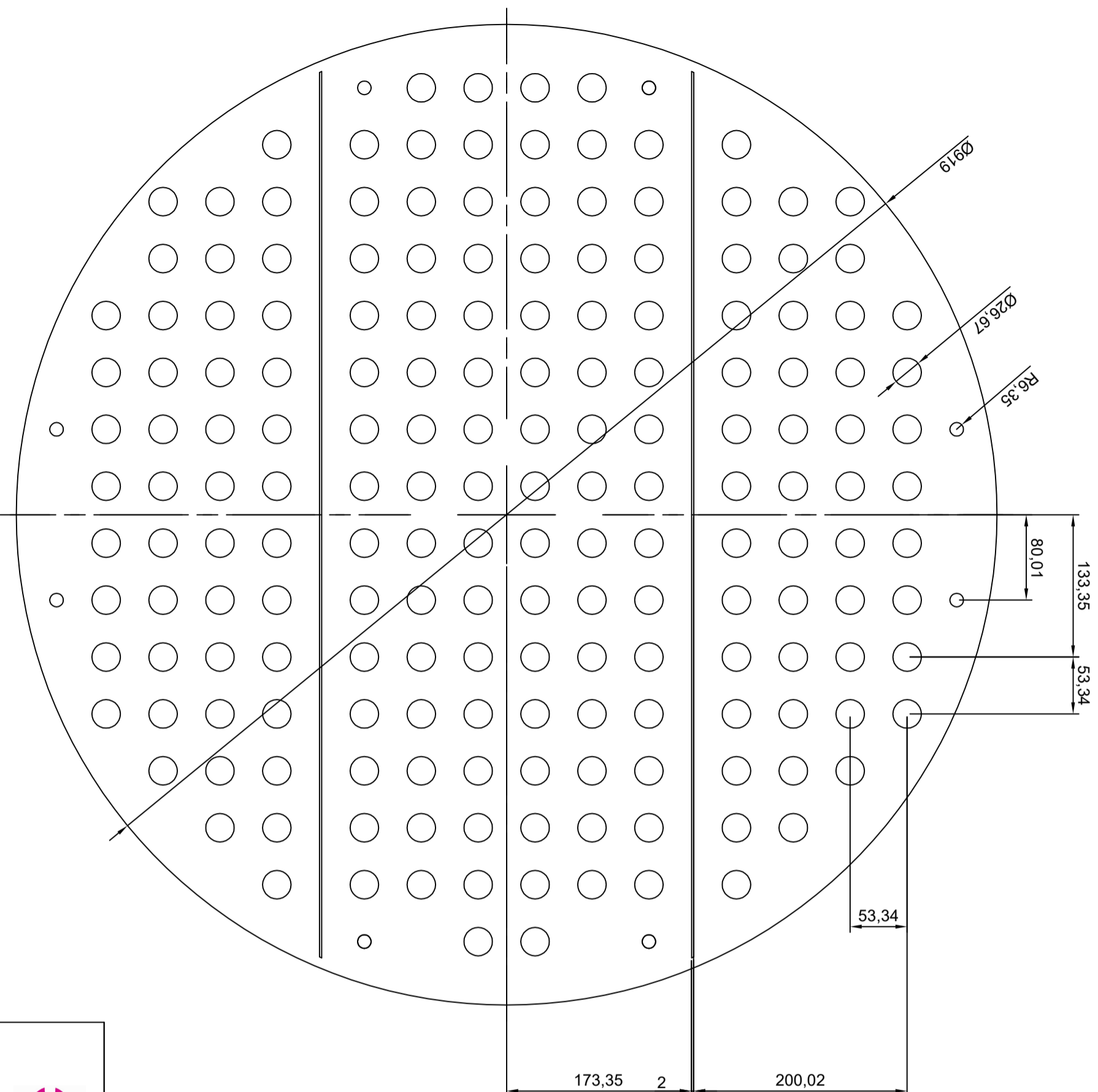
FIRMA:

ESCALA: 20:100

FORMATO: A3

FECHA: JUNIO 2018

Nº DE PLANO: 6



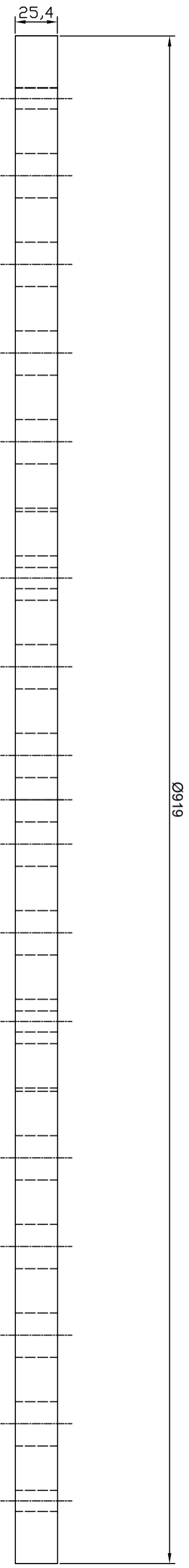
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	LA PLACA PORTATUBOS SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
NÚMERO DE TUBOS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 180 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO
NÚMERO DE BARRAS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 8 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO PARA ALOJAR LAS BARRAS DE ACERO INOXIDABLE 316



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:		DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCION DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO:	PLACA PORTATUBOS DEL REGENERADOR	7	FIRMA:
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO		ESCALA: 23:100
			FORMATO: A3
			FECHA: JUNIO 2018
			Nº DE PLANO: 7




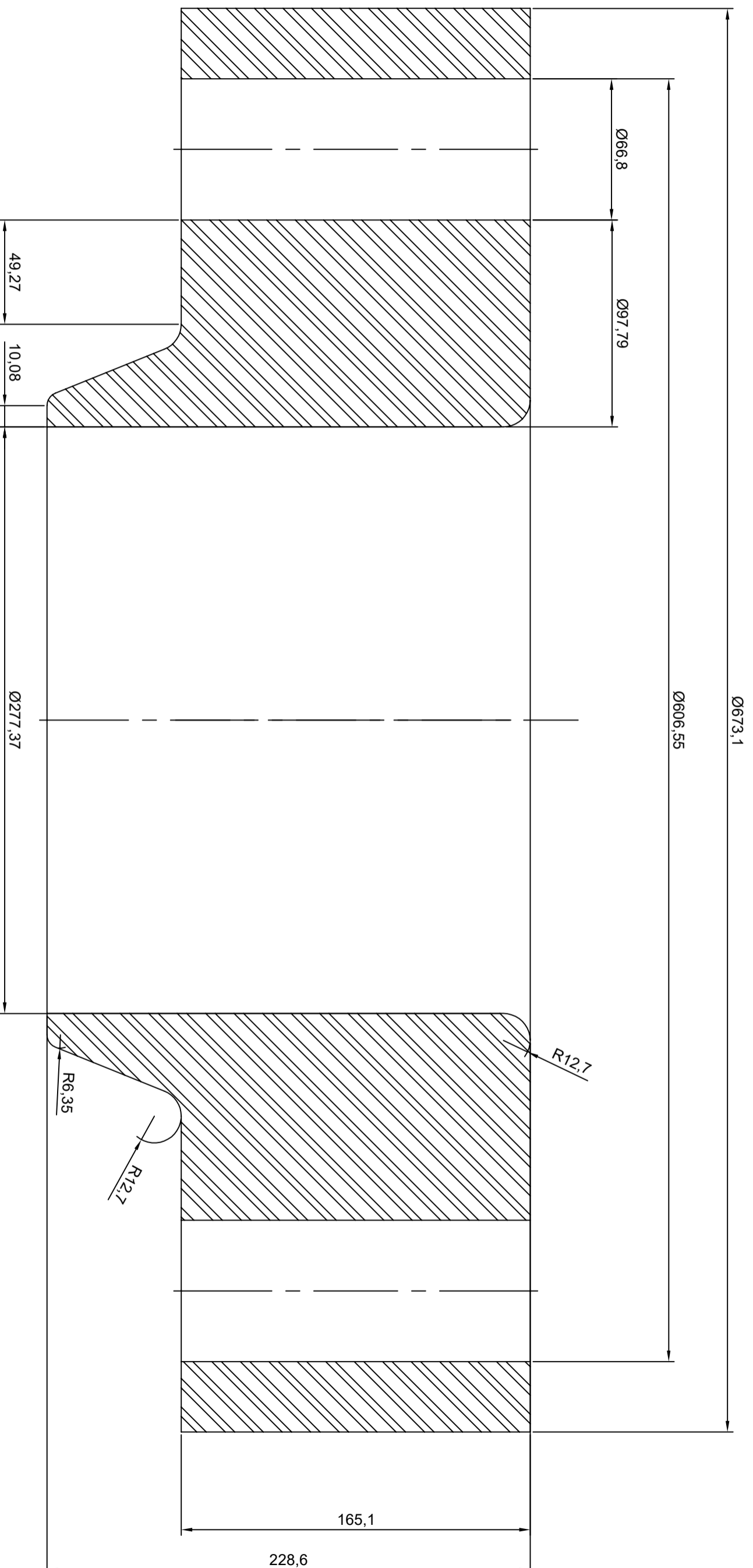
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	LA PLACA PORTATUBOS SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
NÚMERO DE TUBOS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 180 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO
NÚMERO DE BARRAS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 8 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO PARA ALOJAR LAS BARRAS DE ACERO INOXIDABLE 316



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO: PLACA PORTATUBOS DEL REGENERADOR VISTA LATERAL	7
AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO	
FIRMA: 	ESCALA: 40:100
FECHA: JUNIO 2018	FORMATO: A3
Nº DE PLANO: 8	



ESPECIFICACIONES

MATERIALES	LA BRIDA SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
ORIFICIOS PARA PERNOS	LA BRIDA POSEERÁ 12 ORIFICIOS PARA PERNOS CON LOS DIÁMETROS ESPECIFICADOS EN EL PLANO DISTRIBUIDOS DE FORMA SIMÉTRICA
JUNTA	LA JUNTA SERÁ DE DURLON FGM316

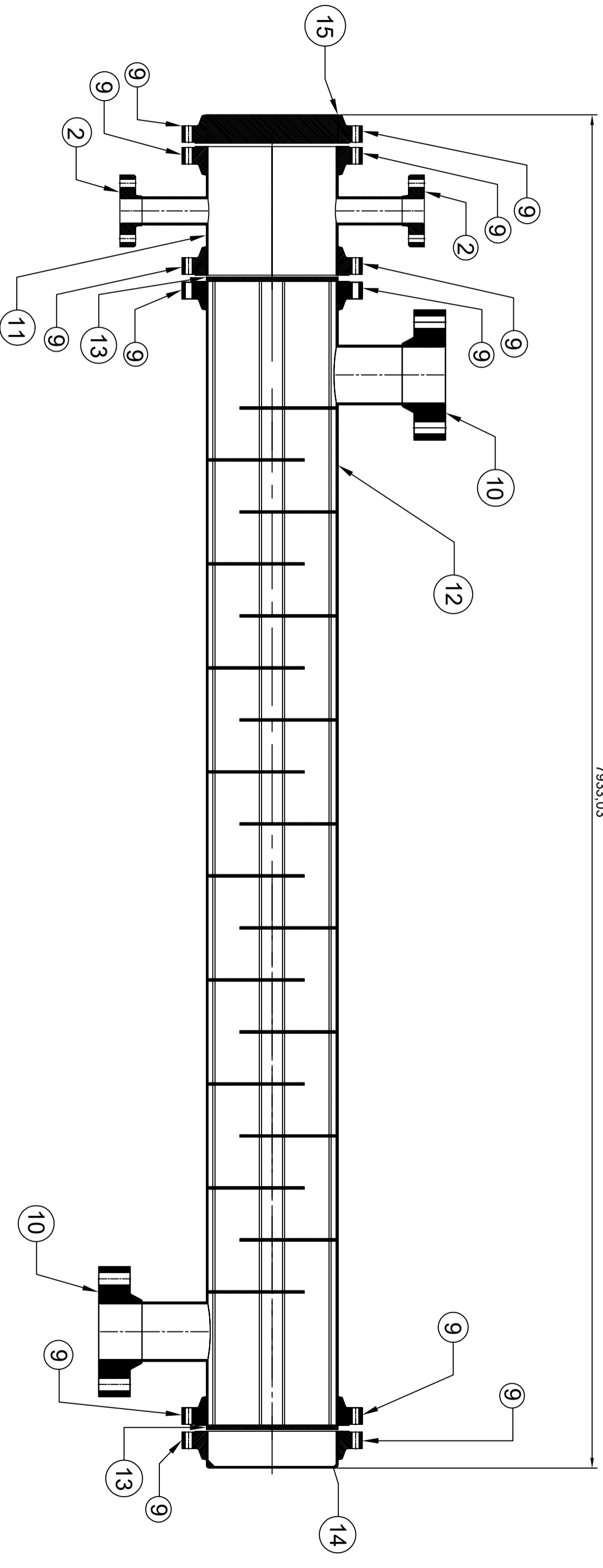


UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:		DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO:	BRIDA LAP JOINT (1)	FIRMA:	
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO	ESCALA:	48:100
		FECHA:	JUNIO 2018
		Nº DE PLANO:	9
		FORMATO:	A3

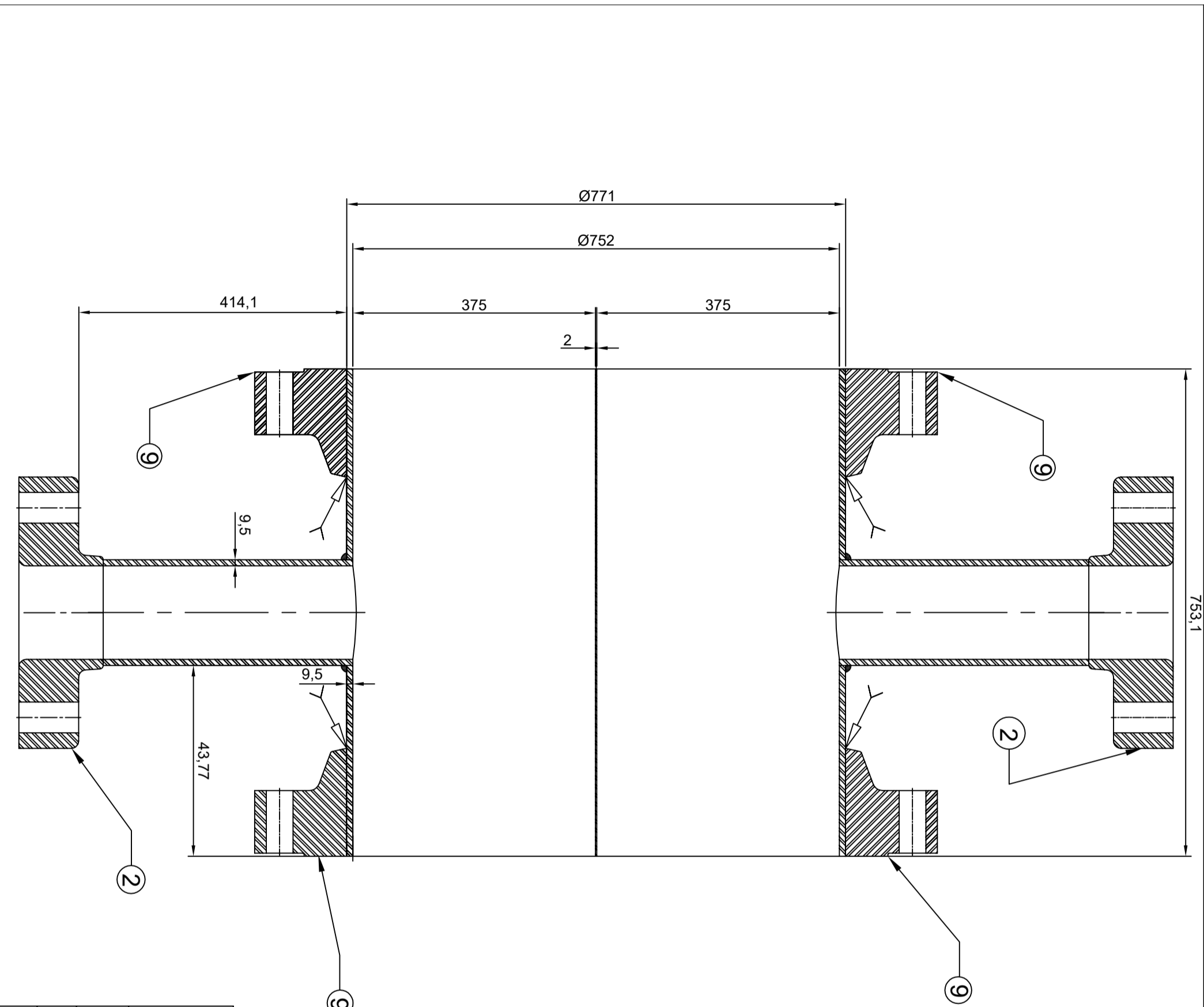
7933,03



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR




PROYECTO:	
DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO:	CONJUNTO EVAPORADOR
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO
FIRMA:	
ESCALA:	45:1000
FECHA:	JUNIO 2018
Nº DE PLANO:	10
FORMATO:	A3




LEYENDA	
	SOLDADURA

ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DEL CABEZAL FRONTAL SERÁN DE ACERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW




UNIVERSIDADE DA CORUÑA

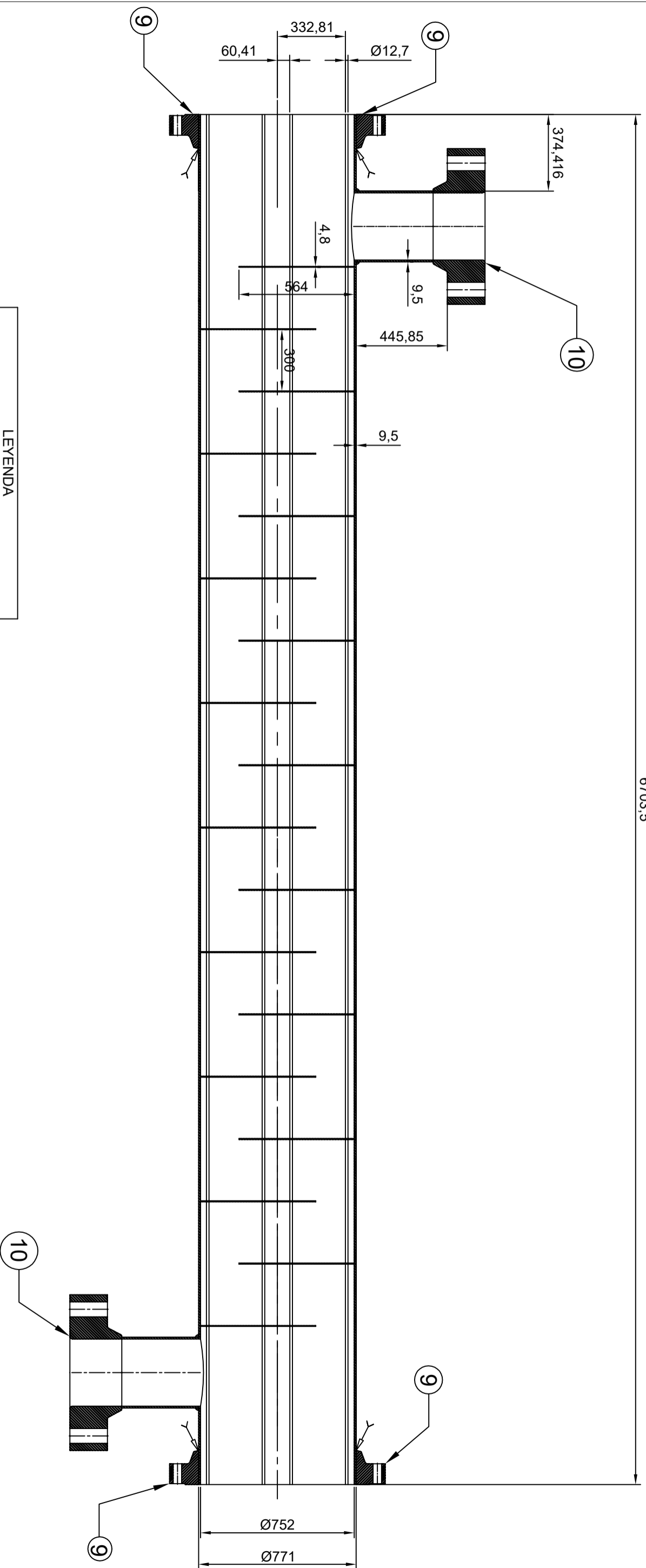
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC

TÍTULO DE PLANO: CABEZAL FRONTAL DEL (11) EVAPORADOR	FIRMA: 	ESCALA: 1:6,25	FORMATO: A3
AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO		FECHA: JUNIO 2018	Nº DE PLANO: 11

6703,5



LEYENDA	
	SOLDADURA

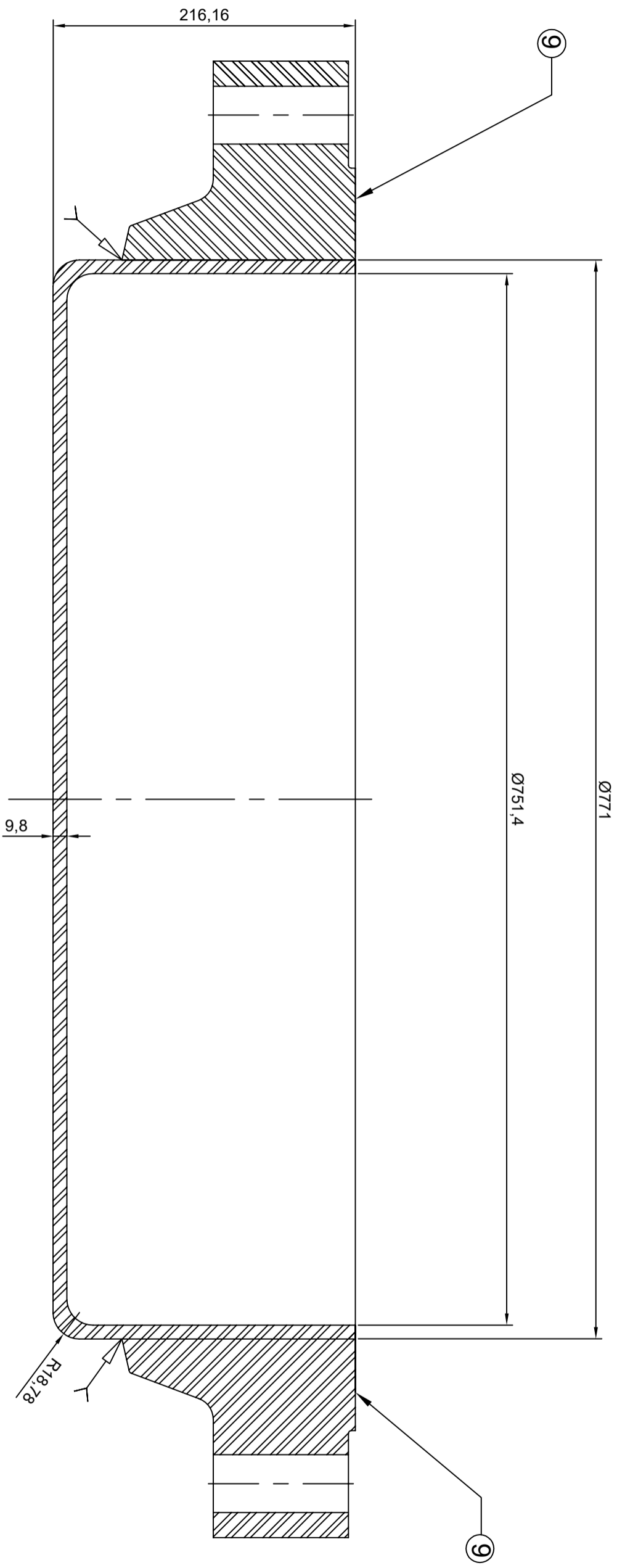
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DE LA CARCASA SERÁN DE AGRERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:	DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC		
TÍTULO DE PLANO:	CARCASA DEL EVAPORADOR	(12)	FIRMA:
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO		ESCALA: 1:20
			FORMATO: A3
			FECHA: JUNIO 2018
			Nº DE PLANO: 12



LEYENDA	SOLDADURA

ESPECIFICACIONES

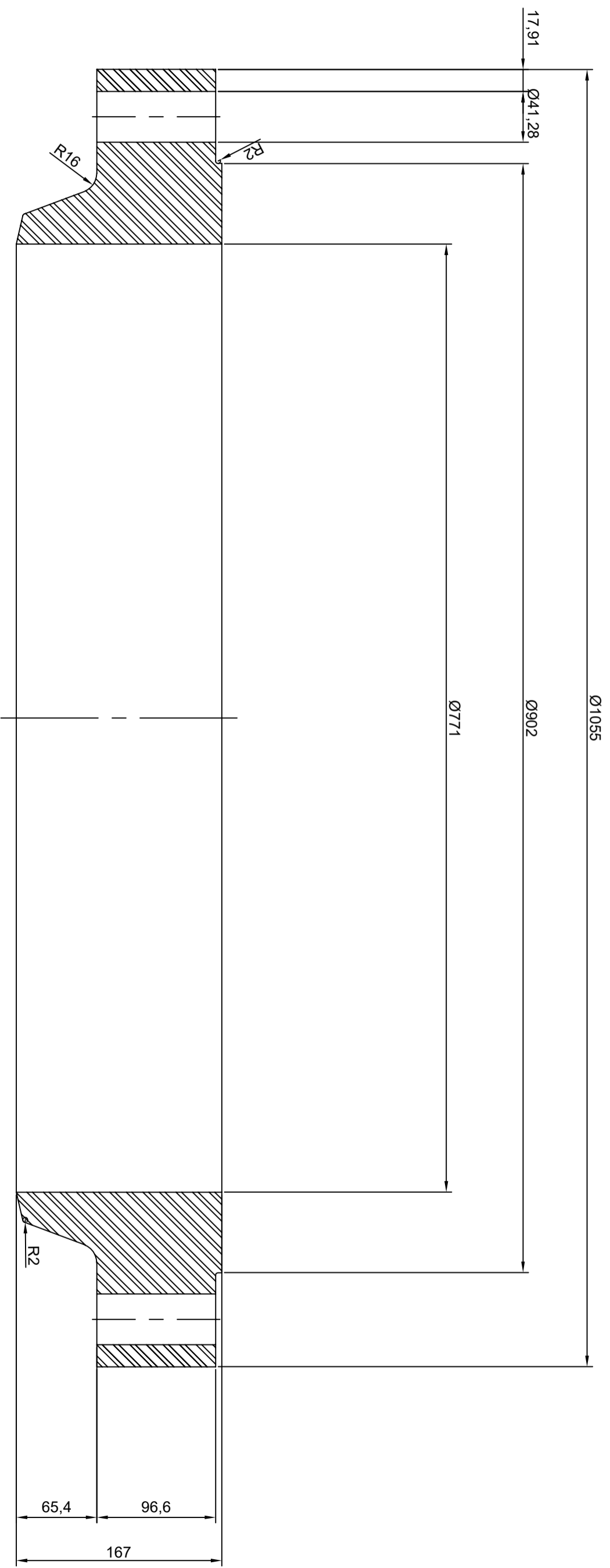
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DEL CABEZAL POSTERIOR SERAN DE AGERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:	DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCION DE POTENCIA ORC		
TÍTULO DE PLANO:	CABEZAL POSTERIOR EVAPORADOR	14	
AUTOR:	SERGIO GARCIA PALMEIRO		
FIRMA:		ESCALA:	30:100
		FORMATO:	A3
		FECHA:	JUNIO 2018
		Nº DE PLANO:	13



ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	LA BRIDA SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
TALADROS	LA BRIDA POSEERÁ 28 TALADROS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO PARA TORNILLOS DE Ø38, 1 mm
JUNTA	LA JUNTA SERÁ DE DURLON FG316



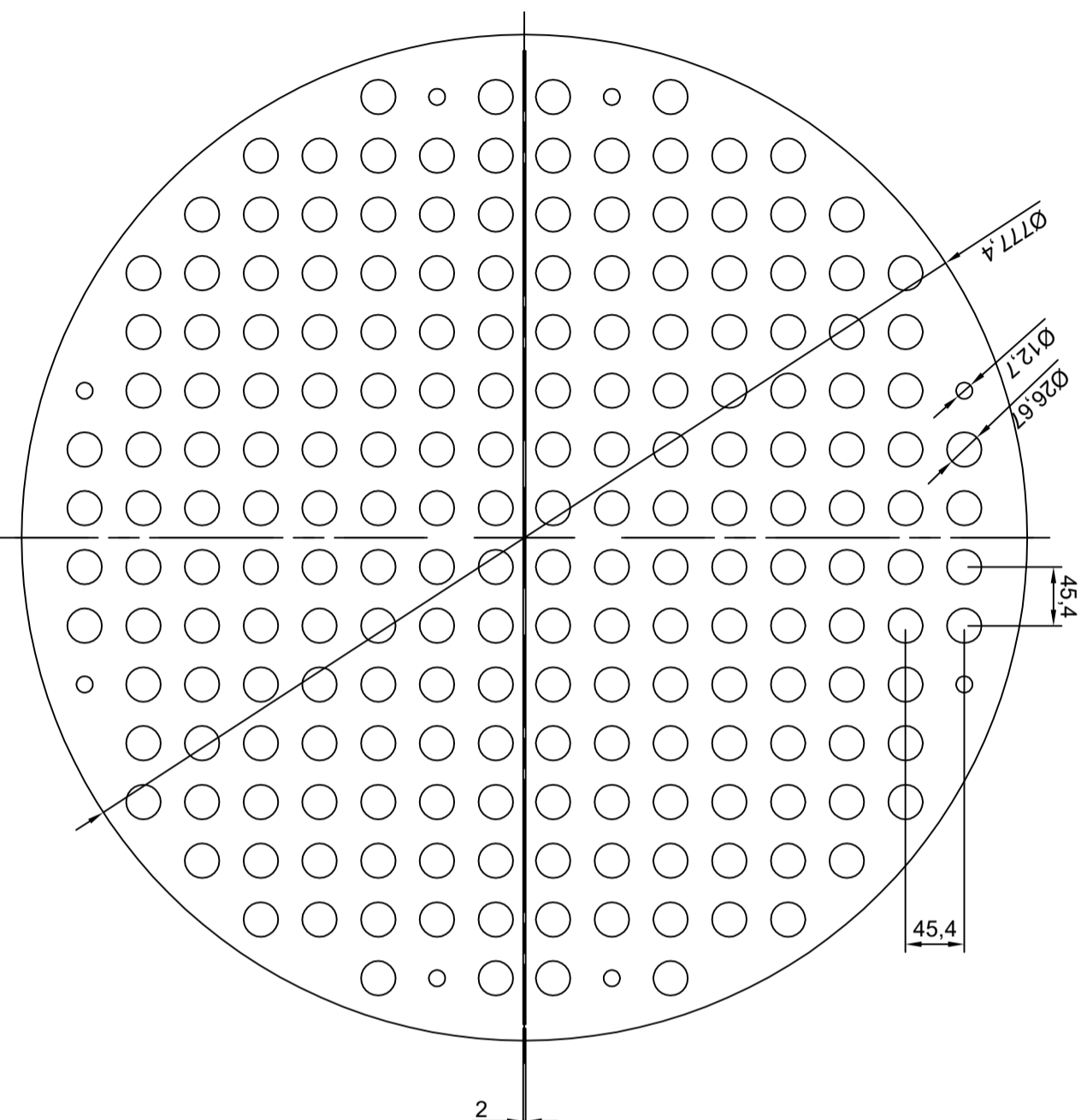
UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:		DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO:	BRIDA WELDING NECK	⑨	
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO	FIRMA:	
		ESCALA:	28:100
		FECHA:	JUNIO 2018
		Nº DE PLANO:	14
		FORMATO:	A3

ESPECIFICACIONES

MATERIALES	LA PLACA PORTATUBOS SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
NÚMERO DE TUBOS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 200 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO
NÚMERO DE BARRAS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 8 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO PARA ALOJAR LAS BARRAS



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:

DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC

TÍTULO DE PLANO:

PLACA PORTATUBOS (13)
DEL EVAPORADOR

FIRMA:

ESCALA: 1:5

FORMATO: A3

FECHA:

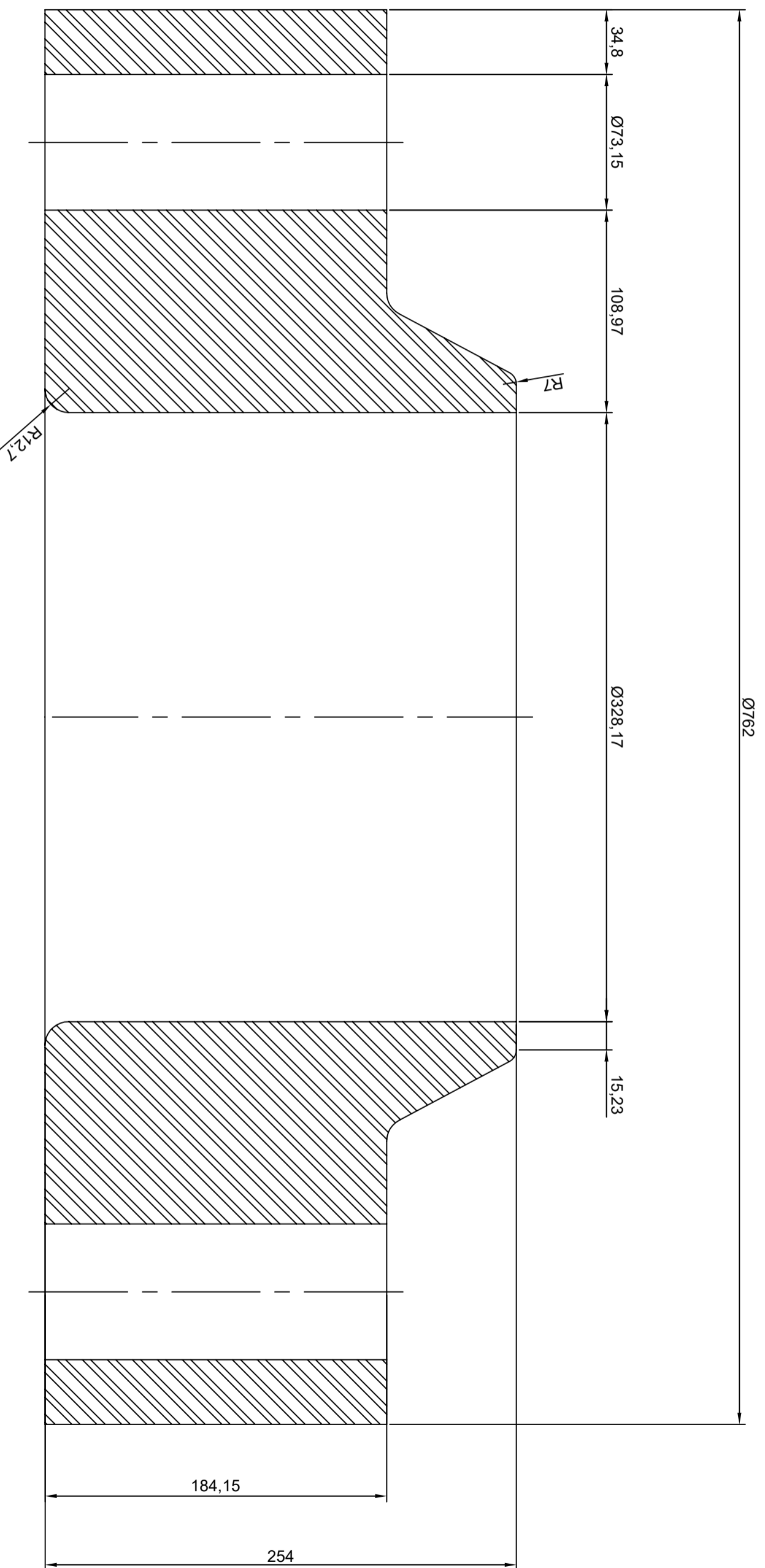
JUNIO 2018

AUTOR:

SERGIO GARCÍA PALMEIRO

Nº DE PLANO:

15



ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	LA BRIDA SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
ORIFICIOS PARA PERNOS	LA BRIDA POSEERÁ 12 ORIFICIOS PARA PERNOS CON LOS DIÁMETROS ESPECIFICADOS EN EL PLANO DISTRIBUIDOS DE FORMA SIMÉTRICA
JUNTA	LA JUNTA SERÁ DE DURLON FGM316

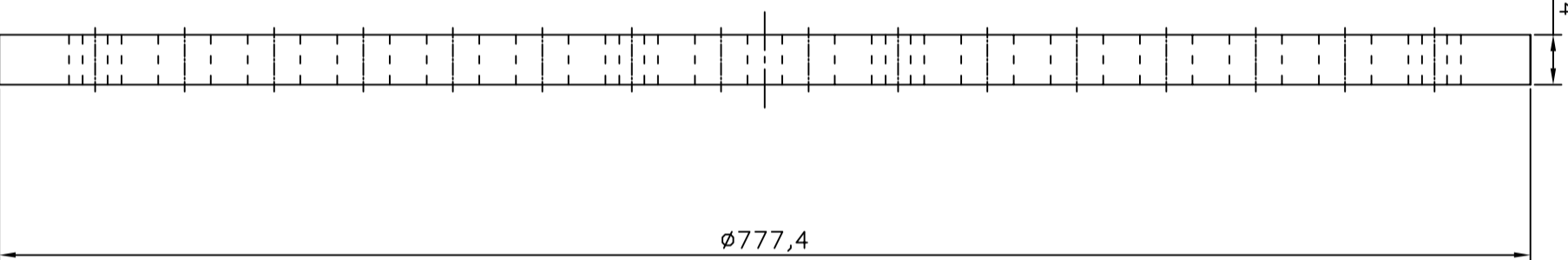


UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:	DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC		
TÍTULO DE PLANO:	BRIDA LAP JOINT	(10)	
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO	FIRMA:	
	ESCALA:	1:2.5	FORMATO:
	FECHA:	JUNIO 2018	Nº DE PLANO:
			16

25,4



ESPECIFICACIONES

MATERIALES	LA PLACA PORTATUBOS SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
NÚMERO DE TUBOS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 200 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO
NÚMERO DE BARRAS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 8 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO PARA ALOJAR LAS BARRAS



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:

DISÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC

TÍTULO DE PLANO: PLACA PORTARUBOS VISTA LATERAL (13)

AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO

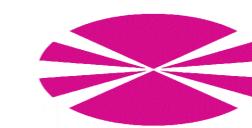
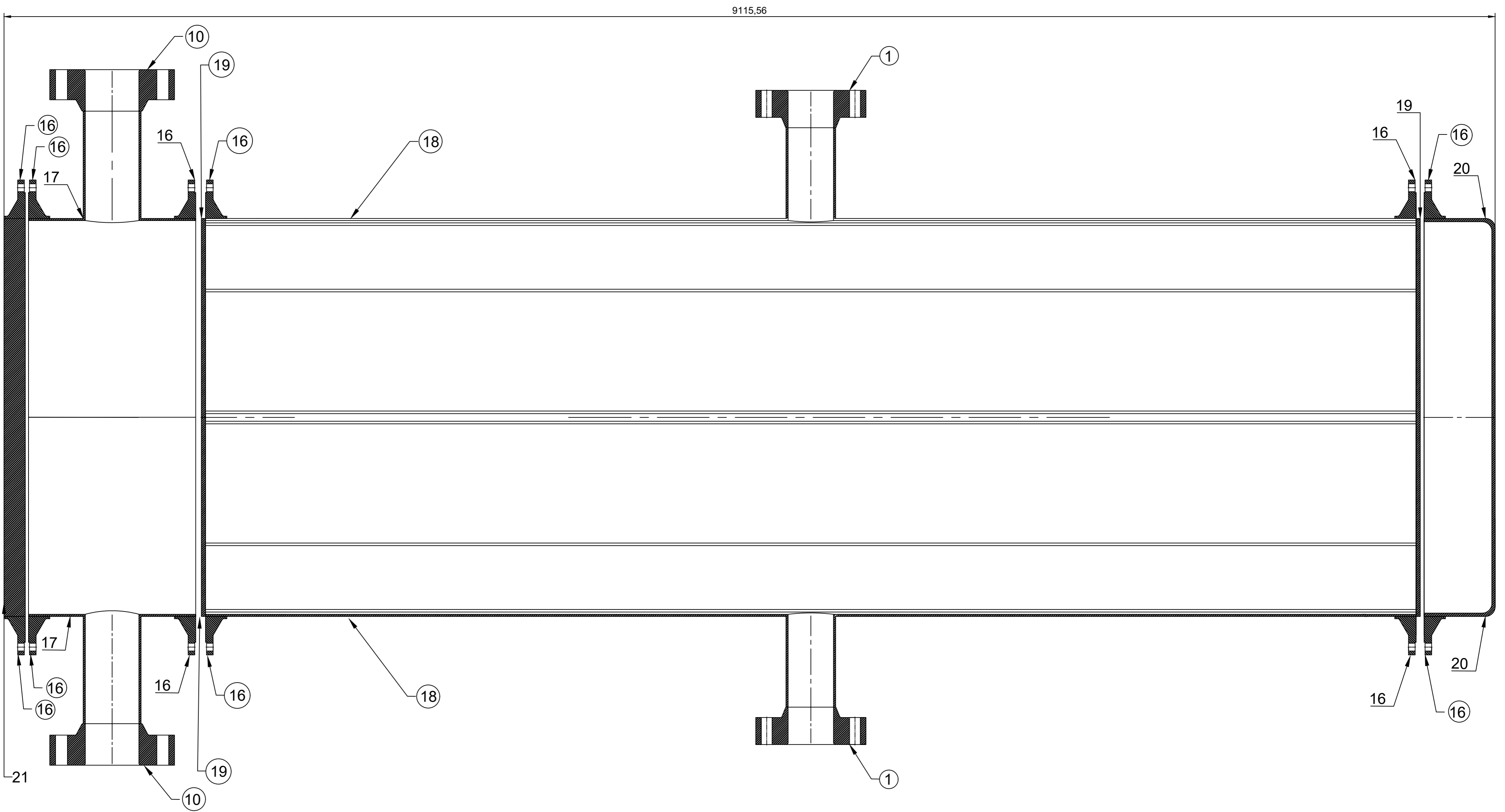
FIRMA:

ESCALA: 3 :100

FORMATO: A3

FECHA: JUNIO 2018

Nº DE PLANO: 17



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC

TÍTULO DE PLANO: CONDENSADOR

FIRMA:

ESCALA: 6:100

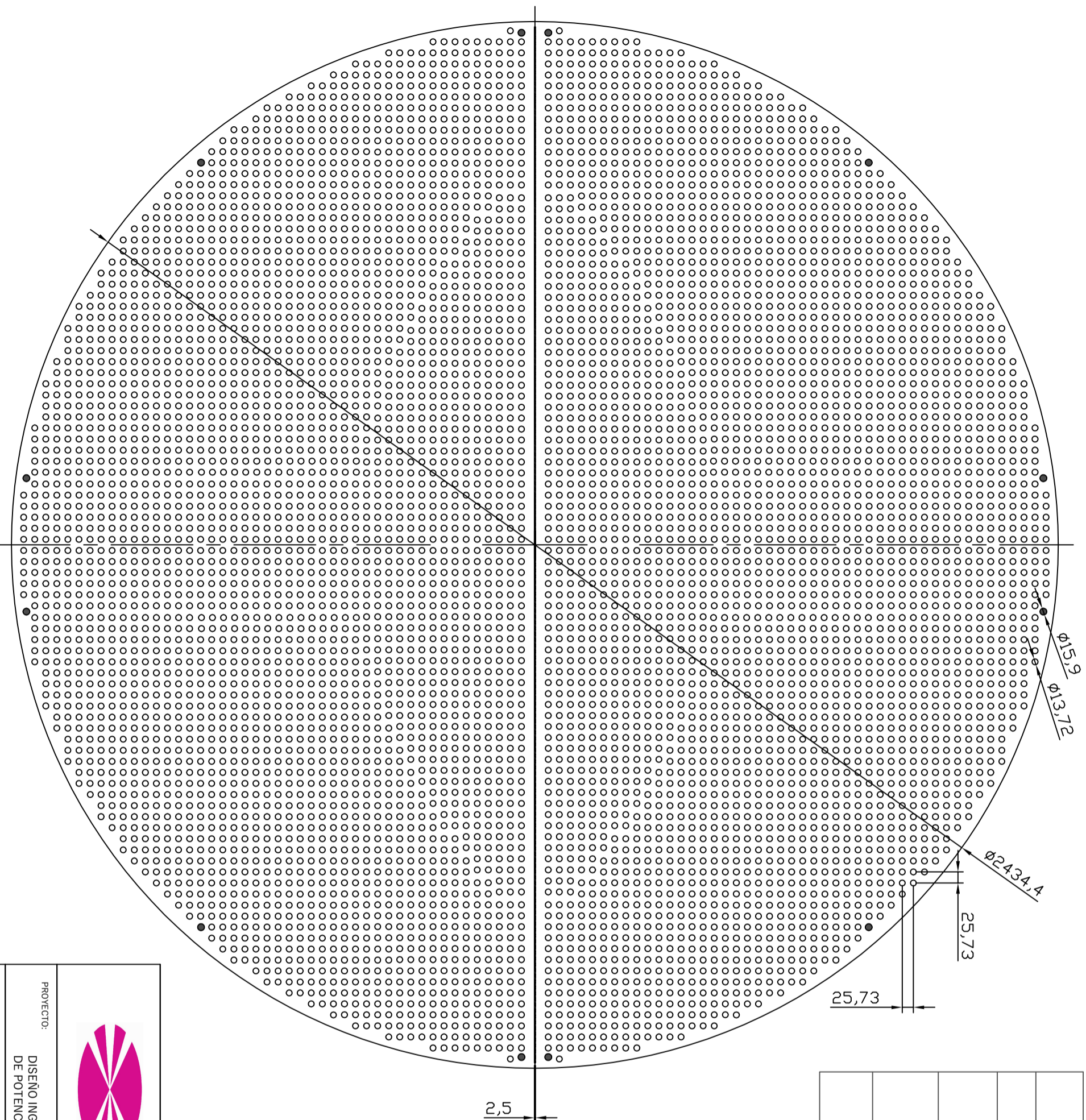
FORMATO: A2

AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO

FECHA: JULIO 2018

Nº DE PLANO: 18

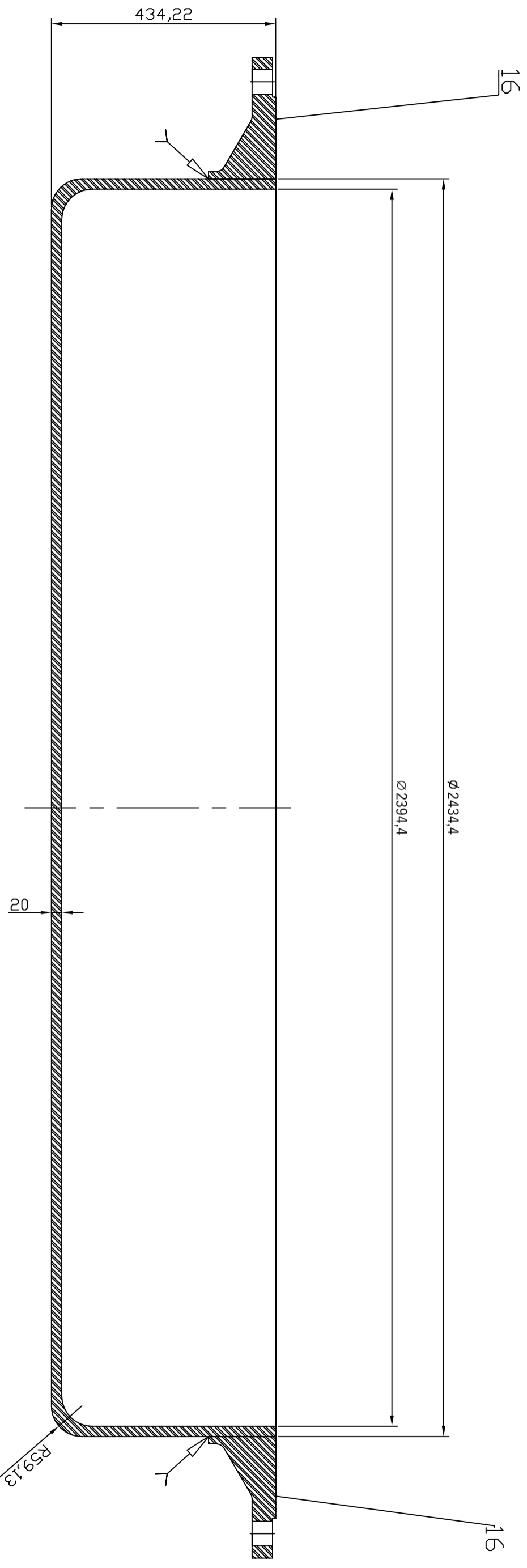
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	LA PLACAPORTATUBOS SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
NÚMERO DE TUBOS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 6400 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO
NÚMERO DE BARRAS	LA PLACA PORTATUBOS TIENE 12 ORIFICIOS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO PARA ALOJAR LAS BARRAS
ESPESOR	LA PLACA PORTATUBOS POSEE UN ESPESOR DE 25.4mm



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:		DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCION DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO:	PLACA PORTATUBOS DEL CONDENSADOR	FIRMA:	
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO	ESCALA:	6:100
		FORMATO:	A3
		FECHA:	JUNIO 2018
		Nº DE PLANO:	19



LEYENDA	
	SOLDADURA

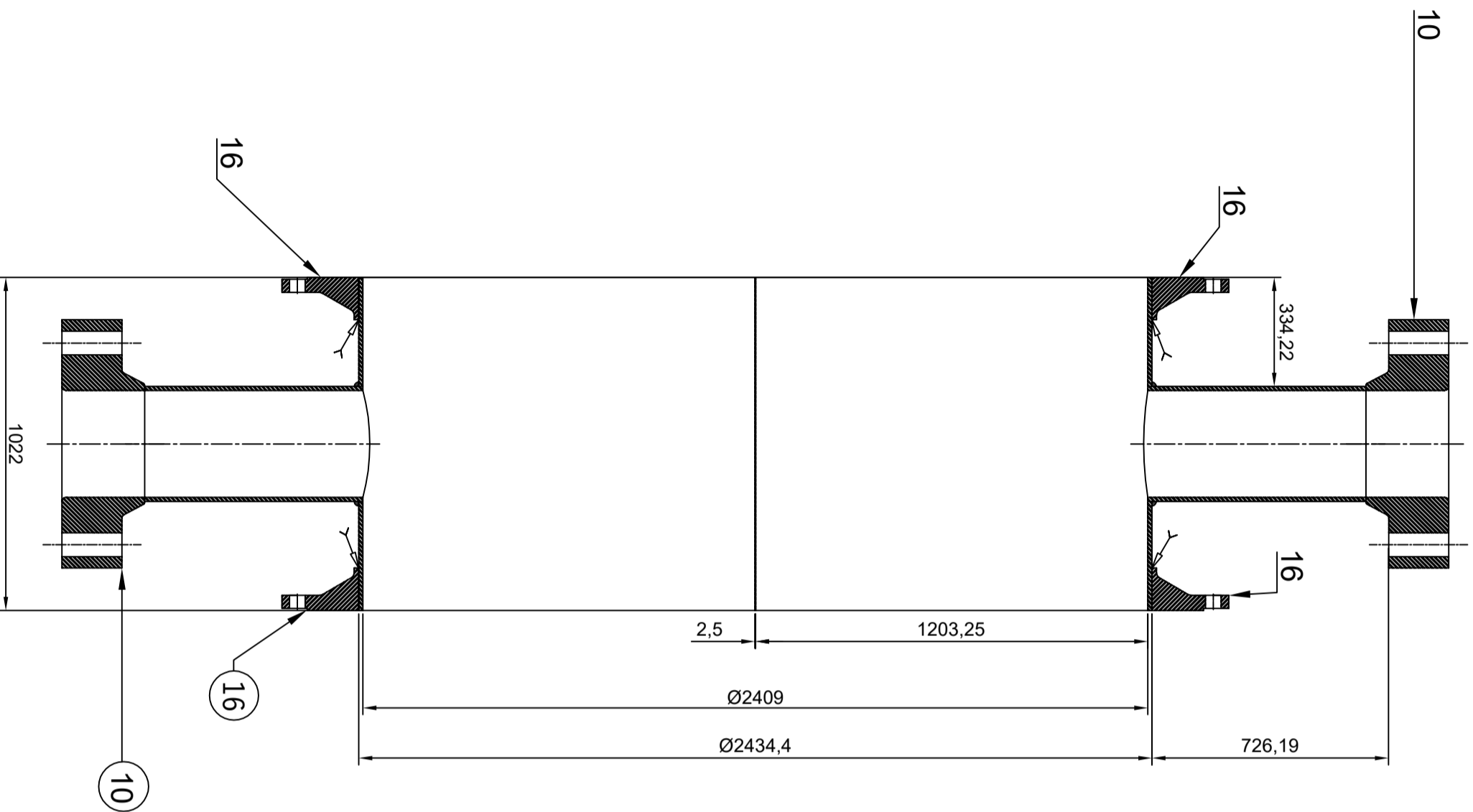
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DEL CABEZAL FRONTAL SERÁN DE ACERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW





UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR




PROYECTO:	DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC		
TÍTULO DE PLANO:	CABEZAL POSTERIOR DEL CONDENSADOR	(20)	FIRMA:
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO		
	ESCALA:	13:100	FORMATO:
	FECHA:	JUNIO 2018	A3
	Nº DE PLANO:	20	




LEYENDA	
	SOLDADURA
	

ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DEL CABEZAL FRONTAL SERÁN DE ACERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW




UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

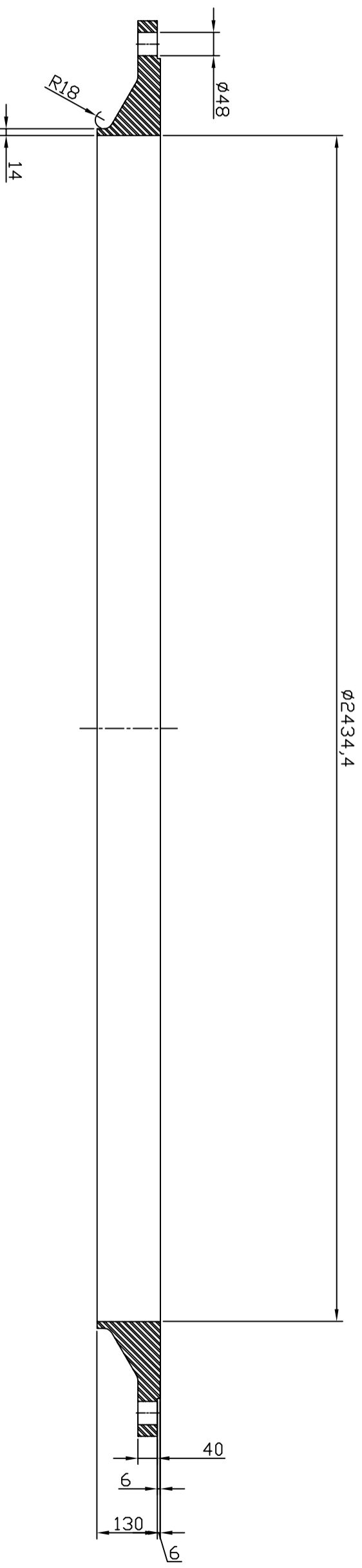


PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC

TÍTULO DE PLANO: CABEZAL FRONTAL DEL CONDENSADOR (17)	FIRMA: 
AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO	ESCALA: 6:100
	FECHA: JUNIO 2018
	Nº DE PLANO: 21

ESPECIFICACIONES

MATERIALES	LA BRIDA SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
TALADROS	LA BRIDA POSEERÁ 80 ORIFICIOS PARA TORNILLOS DE ROSCA M45 (13/4") DEL DIÁMETRO ESTABLECIDO EN EL PLANO
JUNTA	LA JUNTA SERÁ DE DURLON FGM316



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:

DISÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC

TÍTULO DE PLANO: BRIDA DIN2631

16

FIRMA:

ESCALA:

1:10

FORMATO:

A3

AUTOR:

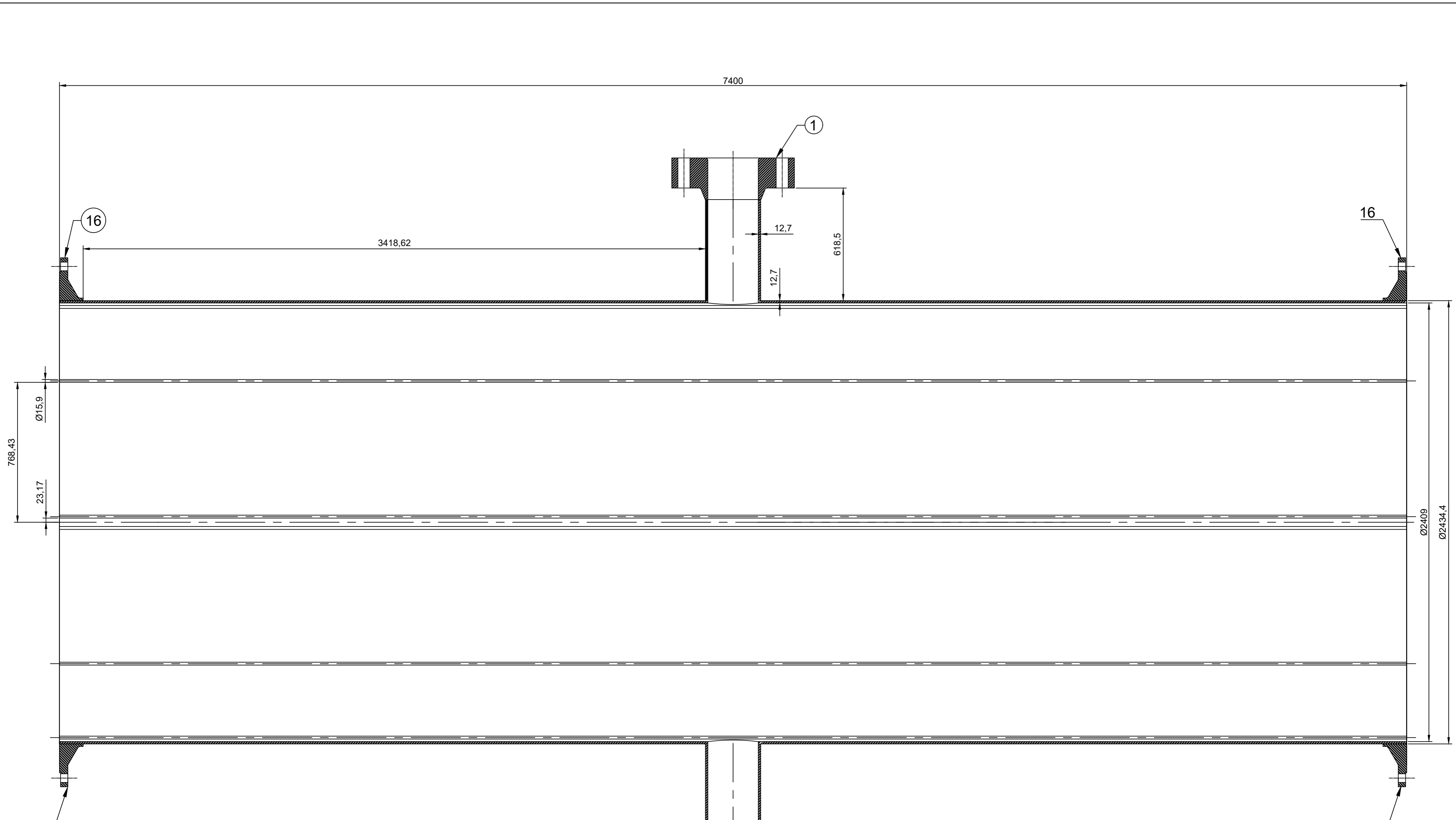
SERGIO GARCÍA PALMEIRO

FECHA:

JUNIO 2018

Nº DE PLANO:

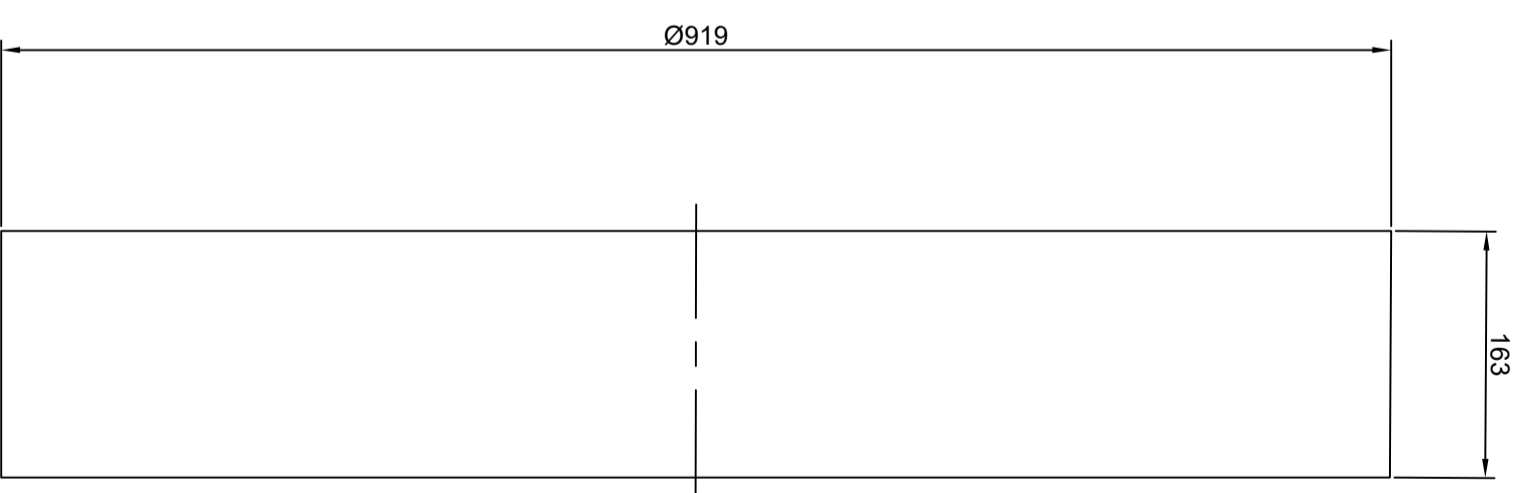
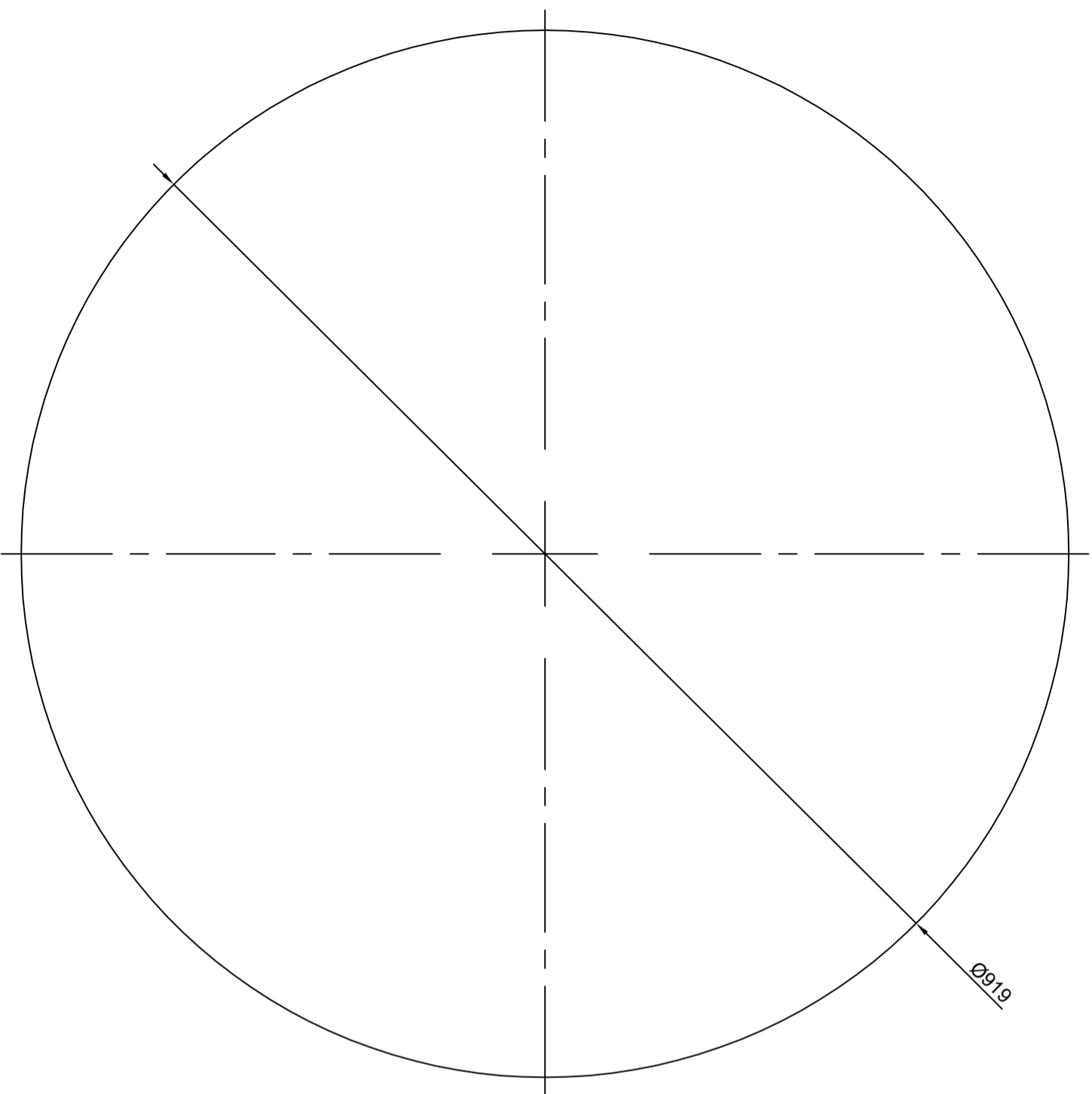
22



LEYENDA	
	SOLDADURA

ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DEL CABEZAL FRONTAL SERÁN DE ACERO INOXIDABLE 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SON DE TIPO SMAW

 UNIVERSIDADE DA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR		
PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC		
TÍTULO DE PLANO: CARCASA DEL CONDENSADOR (18)	FIRMA: 	ESCALA: 7:100 FORMATO: A2
AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO		FECHA: JUNIO 2018
		Nº DE PLANO: 23




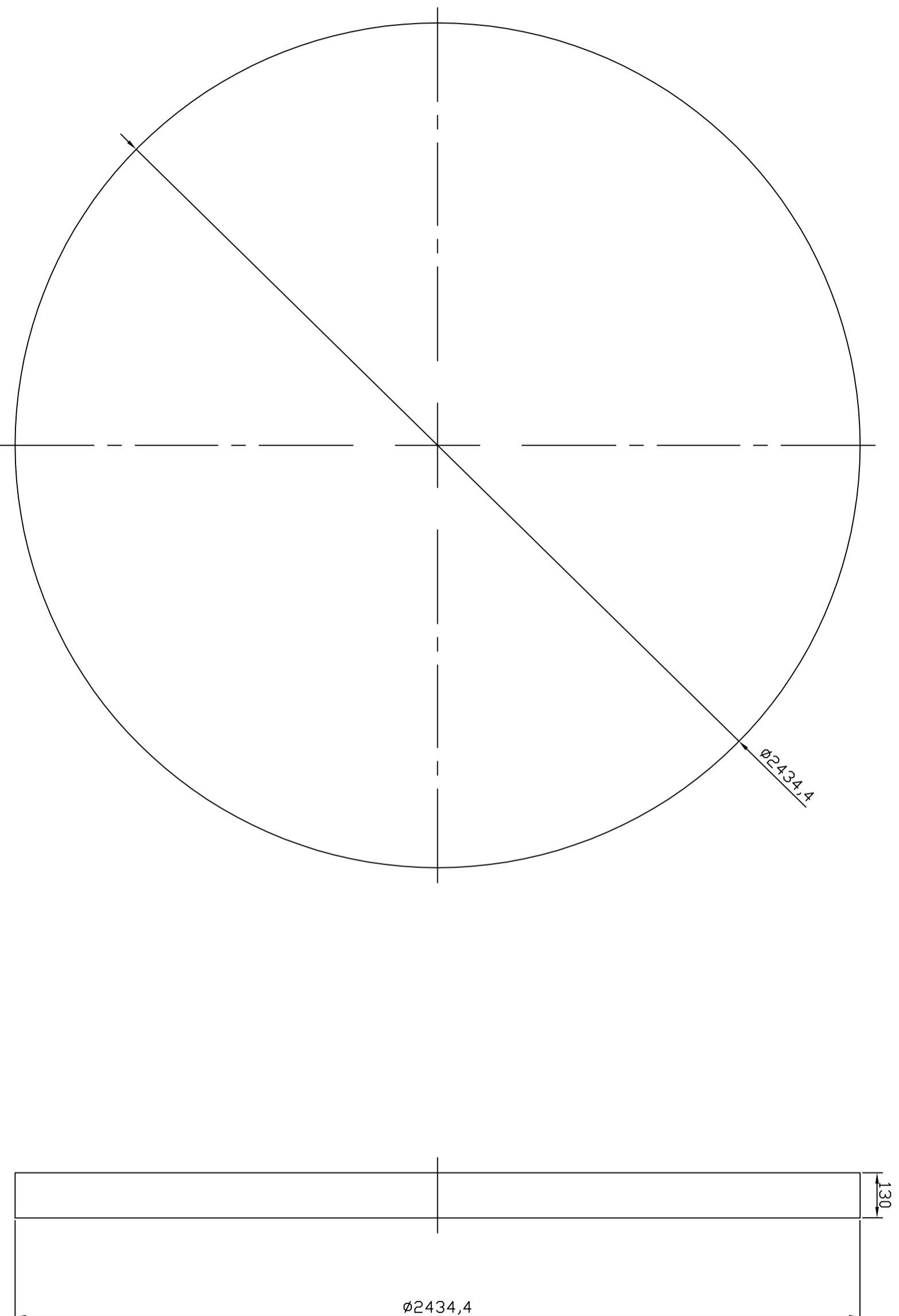
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	LA TAPA SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316
ESPESOR	LA TAPA TENDRÁ UN ESPESOR DE 162 mm



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:		DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO:	TAPA REGENERADOR	8	
AUTOR:	SERGIO GARCÍA PALMEIRO	FIRMA:	
ESCALA:	20:100	FORMATO:	A3
FECHA:	JUNIO 2018	Nº DE PLANO:	24




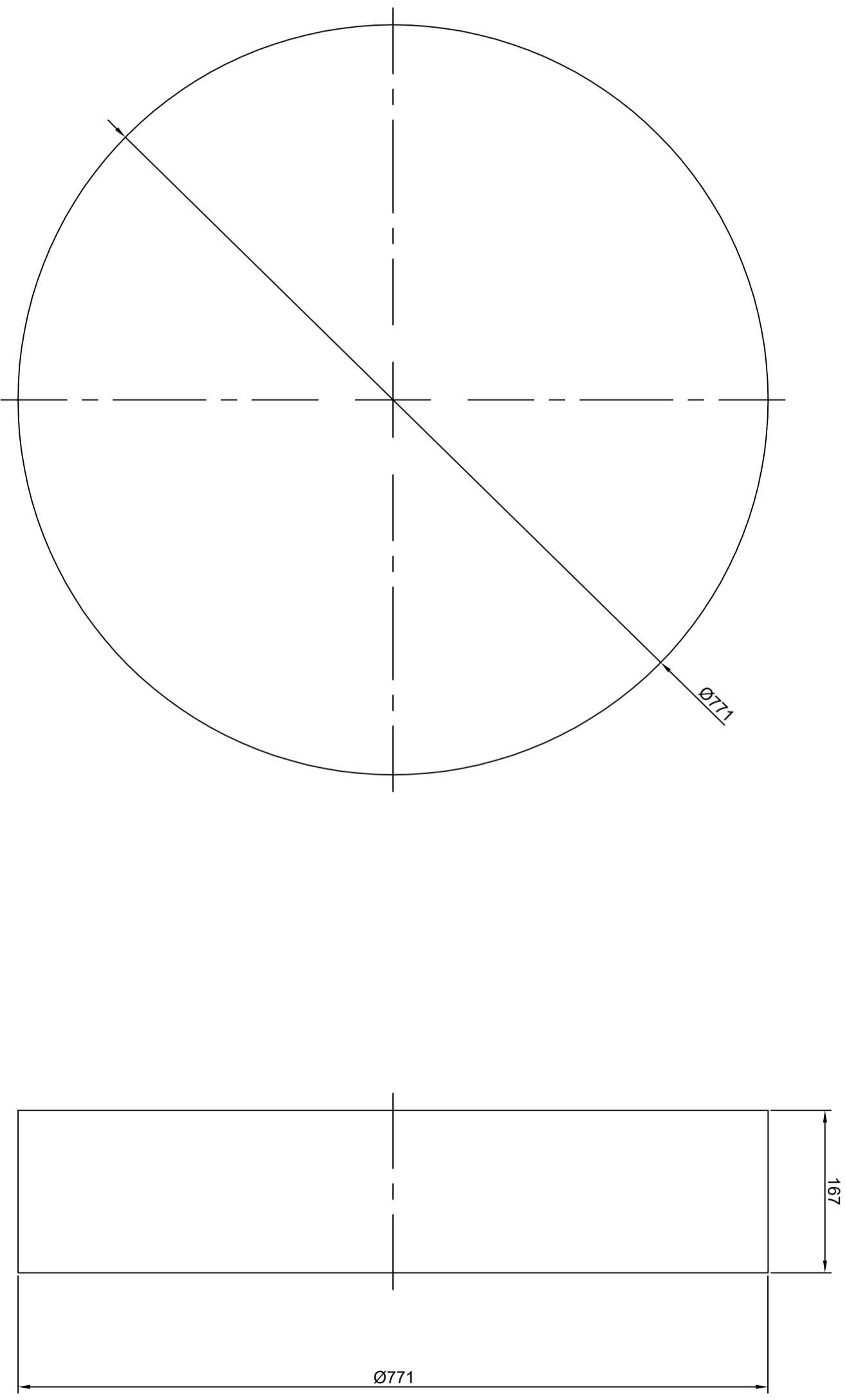
ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	LA TAPA SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO: TAPA CONDENSADOR (21)	FIRMA: 
AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO	ESCALA: 8:100 FORMATO: A3
N° DE PLANO: 25	FECHA: JUNIO 2018



ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	LA TAPA SERÁ DE ACERO INOXIDABLE 316



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC	
TÍTULO DE PLANO: TAPA EVAPORADOR	19
AUTOR: SERGIO GARCÍA PALMEIRO	FIRMA:
ESCALA: 20:100	FORMATO: A3
FECHA: JUNIO 2018	Nº DE PLANO: 26



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento III

PLIEGO DE CONDICIONES

Índice

1 Objeto	5
2 Condiciones generales.....	6
2.1 Obras que se proyectan-disposiciones	6
2.2 Definiciones	6
2.2.1 Propietario	6
2.2.2 Contratista	6
2.2.3 Subcontratista.....	6
2.2.4 Director de obra.....	7
2.2.5 Dirección facultativa.....	7
2.3 Dirección y ejecución de los trabajos	7
2.4 Obligaciones y responsabilidad del contratista.....	7
2.5 Personal y medios auxiliares	7
2.6 Revisión de materiales.....	8
2.7 Obras no previstas.....	8
2.8 Calidad de los materiales.....	8
2.9 Planos y esquemas	8
2.10 Libro de órdenes.....	8
3 Condiciones técnicas	9
3.1 Instalación mecánica	9
3.1.1 Tubos	9
4 Condiciones legales.....	10
4.1 Responsabilidades y seguridad laboral.....	10
4.2 Capacidad para contratar	10
4.3 Árbitros	12
5 Condiciones económicas	13
5.1 Precios y revisión de precios	13
5.1.1 Composición de los precios unitarios.....	13
5.2 Métodos de pago	14
5.2.1 Valoración y abono de los trabajos	14
5.2.2 Abono de trabajos especiales no contratados.....	14
5.2.3 Pago de árbitros	14
5.3 Garantías, fianzas y avales.....	14
5.4 Penalizaciones.....	15
5.4.1 Penalizaciones por baja de calidad.....	15
5.4.2 Desperfectos en la propiedad	15

5.4.3 Replanteos 15

1 OBJETO

El objeto del presente Pliego de Condiciones es servir de base a la realización de las obras que se describen en la Memoria, sus anexos, Planos y Presupuesto de este Proyecto, así como cuanto ordene la Dirección Facultativa

Asimismo, se ajustará a este documento todo cuanto se refiera a las condiciones económicas, legales o facultativas que deban seguirse en la obra.

2 CONDICIONES GENERALES

El presente Pliego de Condiciones Generales tiene por finalidad regular la ejecución de todas las obras e instalaciones que integran el proyecto en el que se incluye, así como aquellas que estime convenientes su realización la Dirección Facultativa del mismo, estableciendo los niveles técnicos y de calidad exigibles, precisando aquellas actuaciones que correspondan según el contrato y con arreglo a la legislación aplicable, al Propietario de la obra, al Contratista o constructor de la misma, sus técnicos y encargados, al Ingeniero, así como las relaciones entre todos ellos y sus correspondientes obligaciones para el cumplimiento del contrato de obra.

El Contratista se atenderá en todo momento a lo expuesto en el mismo en cuanto a la calidad de los materiales empleados, ejecución, material de obra, precios, medición y abono de las distintas partes de obra.

En referencia a la interpretación del mismo, en caso de oscuridad o divergencia, se atenderá a lo dispuesto por la Dirección Facultativa, y en todo caso a las estipulaciones y cláusulas establecidas por las partes contratantes.

2.1 Obras que se proyectan-disposiciones

Las obras que se proyectan son las que se especifican en la Memoria y sus anexos, planos y presupuesto, y las necesarias para dejar totalmente terminadas las obras objeto de este proyecto.

Cualquier excepción o modificación de lo establecido en el Pliego requerirá la notificación por escrito y la aprobación correspondiente al propietario.

2.2 Definiciones

En el contexto de este Pliego, se establecen las siguientes definiciones:

2.2.1 Propietario

Se entenderá por Propietario a aquel para el que el Contratista (definido a continuación) ejecutará los trabajos. Esta definición se extiende a los apoderados del Propietario y a sus representantes legales.

2.2.2 Contratista

Es la persona natural o jurídica, cuya oferta fue aceptada por el Propietario, y con quien ha firmado el correspondiente contrato de ejecución. Comprende asimismo, a sus representantes legales, apoderados y sucesores expresamente aceptados por aquel.

2.2.3 Subcontratista

Es toda persona, natural o jurídica, que tiene una relación contractual no laboral con el Contratista para ejecutar cualquier trabajo o prestar algún servicio, suministro o aprovisionamiento en relación con las obras, sin vinculación alguna con el Propietario, ante quien responderá por la actuación de aquel.

2.2.4 Director de obra

Es la persona natural o jurídica designada por el Propietario para realizar las funciones de dirección de obra previstas, cuyo nombramiento será notificado por escrito al Contratista.

2.2.5 Dirección facultativa

Estará formada por el Ingeniero-Director y por aquellas personas tituladas o no, que al objeto de auxiliar al Ingeniero-Director en la realización de su cometido, ejerzan, siempre bajo las órdenes directas de éste, funciones de control y vigilancia, así como las específicas por él encomendadas.

2.3 Dirección y ejecución de los trabajos

La dirección Facultativa podrá disponer la suspensión de la obra, al observar anomalías o considerar que los trabajos no se ajustan a lo proyectado, pudiendo la Dirección Facultativa ordenar la demolición y sustitución de la obra ejecutada, siendo todos los gastos que se originen por cuenta de la Empresas Instaladoras.

La propiedad y la Dirección Facultativa, se reservan el derecho de exigir la sustitución en la obra del personal de la Empresas Instaladoras que diera lugar a quejas fundadas o que no reúna las condiciones de aptitud suficientes a juicio de la Dirección Facultativa.

2.4 Obligaciones y responsabilidad del contratista

El contratista queda sometido al cumplimiento de las prescripciones técnicas contenidas en este Pliego de Condiciones. Si los trabajos exigiesen su realización por personal especializado, la Dirección Facultativa, podrá en todo momento solicitar al contratista la presentación de los documentos necesarios que acrediten la adecuada titulación del personal.

En la ejecución de las obras que se hayan contratado, la empresa contratista será la única responsable, no teniendo en derecho a indemnización alguna por el mayor precio que pudiera costarle o por las erróneas maniobras que cometiese durante su construcción, siendo por su cuenta y riesgo e independiente de la inspección de la Dirección Facultativa.

Asimismo, el contratista será responsable de los accidentes que pudieran sobrevenir a todo el personal, debiendo atenerse a las disposiciones de la Policía Urbana y Leyes comunes sobre la materia, Reglamentación de Seguridad e Higiene en el trabajo, etc., y lo mismo para cualquier persona con autorización para entrar en la obra.

2.5 Personal y medios auxiliares

Será obligación de la Contrata disponer con la suficiente antelación de toda clase de personal cualificado, debiéndolo sustituir cuando, a juicio de la Dirección Facultativa, no reúna las características de trabajo que se le encomiende o carezca de las condiciones precisas para la convivencia en el trabajo que le corresponda.

El personal estará dado de alta en la Seguridad Social y deberá disponer de los correspondientes equipos de protección individual.

2.6 Revisión de materiales

Todos los materiales empleados en las obras reunirán las características exigidas en este Pliego de Condiciones, sin que su examen de aprobación represente su recepción definitiva, ya que cualquier defecto observado después de su puesta en obra, obliga a su sustitución por otros en buenas condiciones, sin derecho a abono alguno. En caso de dudas siempre se deberá preguntar a la dirección facultativa.

2.7 Obras no previstas

Solamente son objeto de este contrato las obras comprendidas en los documentos de este Proyecto. No obstante, el contratista está obligado a ejecutar todas las reformas que ordene la Dirección Facultativa, como ampliación o mejoras.

2.8 Calidad de los materiales

En caso de que por alguna circunstancia, no pudieran encontrarse los materiales que figuran en presente Proyecto, estos podrán ser sustituidos por otros de igual calidad, previa aprobación de la Dirección Facultativa. En caso de ser de inferior calidad, se descontará la diferencia de precio que hubiera.

2.9 Planos y esquemas

Las obras se ajustarán en cuanto a dimensiones, cálculos, distribuciones y construcción a los planos de este proyecto, no pudiendo realizar ninguna variación sin el consentimiento de la Dirección Facultativa.

La ausencia o falta de mediciones de los planos se deben a criterios de confidencialidad del propietario que, una vez adjudicada la obra, el contratista deberá consultar y verificar con la dirección facultativa.

2.10 Libro de órdenes

Se dispondrá en la propia obra de un Libro de Órdenes, en donde se recogerán todas las incidencias, modificaciones, aclaraciones, etc., que surjan durante el desarrollo de los trabajos.

El Director de Obra, en ejercicio de sus atribuciones, velará por el cumplimiento de los requisitos especificados en proyecto, así como de las exigencias de las disposiciones legales que sean de aplicación, y en especial aquellas que afecten al buen funcionamiento de las instalaciones y a la seguridad de las personas.

El Libro de Órdenes, como instrumento destinado a garantizar estos extremos, dejará constancia del desarrollo de la obra, conteniendo las firmas de la Dirección Facultativa y de quienes ejerzan como promotores, empleando a tal efecto cuantas copias fueran necesarias.

3 CONDICIONES TÉCNICAS

El pliego de condiciones técnicas tiene por objeto determinar las calidades y características de los elementos que se utilizarán en el desmantelamiento de la instalación actual y en el montaje de la nueva.

En todo lo aquí no señalado regirá el Pliego de Condiciones general que figura en el proyecto de obra.

El Director de Obra deberá eliminar cualquier elemento que no cumpla con la presente especificación, tanto en lo referente a los materiales, como en normativa.

3.1 Instalación mecánica

3.1.1 Tubos

Las tuberías que forman parte de las instalaciones receptoras han de ser de acero inoxidable 316, seguir la norma ASME.

3.1.1.1 Características: diámetros, longitudes y espesores

Las medidas de los accesorios de inoxidable serán acordes con las características dimensionales del tubo al que se han de unirse. Los accesorios para realizar soldadura con orbital y los de soldadura manual deberán ser compatibles con el tubo al que han de soldarse.

3.1.1.2 Uniones

La unión de los tubos de acero inoxidable 316 se realizará por soldadura de aportación. En todos los casos posibles, se realizarán las soldaduras mediante orbital para garantizar las uniones. Cuando no sea posible, las soldaduras se realizarán de forma manual por arco eléctrico.

Los accesorios para la ejecución de uniones, derivaciones, codos, curvas, etc., mediante soldadura, estarán fabricados con inoxidable 316 de las mismas características que las del tubo al que han de unirse mediante soldadura manual o con orbital.

Las uniones de los tubos entre sí y de éstos con los accesorios, se harán de acuerdo con los materiales en contacto y de modo que la ejecución de las operaciones se lleve a cabo de forma que no se llegue a provocar pérdidas de estanqueidad en las uniones.

El procedimiento de la unión mediante soldadura por arco eléctrico, consiste en fundir un material de aporte con el calor aparecido de un arco eléctrico entre el electrodo (material de aporte) y las piezas a unir. En este tipo de soldadura las piezas a unir son de acero inoxidable.

La soldadura con orbital consiste en el proceso de soldar circularmente una pieza cilíndrica fija o fijada en un soporte (conductos, tuberías, etc). Para este propósito, la antorcha se desplaza sobre una guía y recorre la pieza de manera circular. Con esta técnica se esperan resultados reproducibles y de alta calidad, por esta razón normalmente se emplea el método de soldadura SMAW.

4 CONDICIONES LEGALES

En este apartado se describen las condiciones legales bajo las que se ejecutará el proyecto.

4.1 Responsabilidades y seguridad laboral

Todas las empresas subcontratadas deberán nombrar y certificar a una persona que será el recurso preventivo durante la realización y construcción de este proyecto. Dicha persona se encargará de revisión y divulgación de las normativas de seguridad relacionadas con el proyecto y de su cumplimiento y deberá disponer de los cursos que acrediten su función.

Además, toda persona que trabaje para éste queda sujeto a:

- La responsabilidad civil será exigible en forma personal e individualizada, tanto por actos u omisiones propios, como por actos u omisiones de personas por las que se deba responder.
 - No obstante, cuando pudiera individualizarse la causa de los daños materiales o quedase debidamente probada la concurrencia de culpas sin que pudiera precisarse el grado de intervención de cada agente en el daño producido, la responsabilidad se exigirá solidariamente.
- Cuando el proyecto haya sido contratado conjuntamente con más de un proyectista, los mismos responderán solidariamente.
- Los proyectistas que contraten los cálculos, estudios, dictámenes o informes de otros profesionales, serán directamente responsables de los daños que puedan derivarse de su insuficiencia, incorrección o inexactitud, sin perjuicio de la repetición que pudieran ejercer contra sus autores.
- Cuando el director facultativo subcontrate con otras personas físicas o jurídicas la ejecución de determinadas partes o instalaciones, será directamente responsable de los daños materiales por vicios o defectos de su ejecución, sin perjuicio de la repetición a que hubiere lugar.
- Quien acepte la dirección cuyo proyecto no haya elaborado él mismo, asumirá las responsabilidades derivadas de las omisiones, deficiencias o imperfecciones del proyecto, sin perjuicio de la repetición que pudiere corresponderle frente al proyectista.

4.2 Capacidad para contratar

- Podrán contratar las personas naturales o jurídicas, españolas o extranjeras que, teniendo plena capacidad de obrar, no se hallen privadas por parte del Estado ni tengan faltas pendientes con la justicia.
- Las empresas deberán ser personas físicas o jurídicas cuya finalidad o actividad tenga relación directa con el objeto del contrato, según resulte de sus respectivos estatutos o reglas fundacionales y dispongan de una organización con elementos personales y materiales suficientes para la debida ejecución del contrato.
- Las empresas no españolas de Estados miembros de la Unión Europea deberán acreditar su capacidad de obrar mediante certificación de inscripción.

- Las restantes empresas extranjeras deberán acreditar su capacidad de obrar mediante informe expedido por la Misión Diplomática Permanente u Oficina Consular de España del lugar del domicilio de la empresa, en la que se haga constar, previa acreditación por la empresa, que figuran inscritas en el Registro local profesional o comercial.

Además de los requisitos reseñados, los licitadores deberán acreditar su solvencia económica, financiera y técnica a través de los medios que se reseñan a continuación:

- Económica y financiera:
 - Cuentas anuales presentadas en el Registro Mercantil o en el Registro oficial que corresponda. Los empresarios no obligados a presentar las cuentas en Registros oficiales podrán aportar, como medio alternativo de acreditación, los libros de contabilidad debidamente legalizados.
 - Declaración sobre el volumen global de negocios y, en su caso, sobre el volumen de negocios en el ámbito de actividades correspondiente al objeto del contrato, referido como máximo a los tres últimos ejercicios disponibles en función de la fecha de creación o de inicio de las actividades del empresario, en la medida en que se disponga de las referencias de dicho volumen de negocios.
 - Si, por una razón justificada, el empresario no está en condiciones de presentar las referencias solicitadas, se le autorizará a acreditar su solvencia económica y financiera por medio de cualquier otro documento que se considere apropiado por el órgano de contratación
 - Los empresarios que sean personas naturales deberán aportar, asimismo, copia o fotocopia legalizada de la Declaración del Impuesto sobre la Renta de las Personas Físicas de los dos últimos ejercicios presentados
- Técnica (por uno de los siguientes medios):
 - Relación de los principales suministros efectuados durante los tres últimos años, indicando su importe, fechas y destinatario público o privado de los mismos. Los suministros efectuados se acreditarán mediante certificados expedidos o visados por el órgano competente, cuando el destinatario sea una entidad del sector público o cuando el destinatario sea un comprador privado, mediante un certificado expedido por éste o, a falta de este certificado, mediante una declaración del empresario.
 - Indicación del personal técnico o unidades técnicas, integradas o no en la empresa, de los que se disponga para la ejecución del contrato, especialmente los encargados del control de calidad.
 - Descripción de las instalaciones técnicas, de las medidas empleadas para garantizar la calidad y de los medios de estudio e investigación de la empresa.
 - Control efectuado por la entidad del sector público contratante o, en su nombre, por un organismo oficial competente del Estado en el cual el empresario está establecido, siempre que medie acuerdo de dicho organismo, cuando los productos a suministrar sean complejos o cuando, excepcionalmente, deban responder a un fin particular. Este control versará sobre la capacidad de producción del empresario y, si fuera necesario, sobre los medios de estudio e investigación con que cuenta, así como sobre las medidas empleadas para controlar la calidad.

- Muestras, descripciones y fotografías de los productos a suministrar, cuya autenticidad pueda certificarse a petición de la entidad del sector público contratante.
- Certificados expedidos por los institutos o servicios oficiales encargados del control de calidad, de competencia reconocida, que acrediten la conformidad de productos perfectamente detallada mediante referencias a determinadas.

4.3 Árbitros

En caso de necesitar algún tipo de arbitrio, éste se llevará a cabo por la jurisprudencia municipal o comarcal en la que se sitúe la empresa constructora sometiéndose ésta a las leyes y normas del citado municipio o comarca.

5 CONDICIONES ECONÓMICAS

La finalidad es regular las relaciones económicas entre el contratista, los proveedores, los subcontratados y los clientes.

Todos los que intervienen en el proceso de construcción y proyección tienen derecho a percibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación, con arreglo a las condiciones contractualmente establecidas.

El constructor y, en su caso, los técnicos pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago.

5.1 Precios y revisión de precios

5.1.1 Composición de los precios unitarios

El cálculo de los precios de las distintas partes es el resultado de sumar los costes directos, los indirectos, los gastos generales y el beneficio industrial.

5.1.1.1 Costes directos

La mano de obra, con sus pluses, cargas y seguros sociales, que interviene directamente en el proceso de fabricación

Los materiales, a los precios resultantes, que queden integrados en el proceso de que se trate o que sean necesarios para su ejecución.

Los equipos y sistemas técnicos de seguridad y salud para la prevención y protección de accidentes y enfermedades profesionales.

Los gastos de personal, combustible, energía, etc., que tengan lugar por el accionamiento o funcionamiento de la maquinaria e instalaciones utilizadas en la ejecución de la unidad de obra.

Los gastos de amortización y conservación de la maquinaria, instalaciones, sistemas y equipos anteriormente citados.

5.1.1.2 Costes indirectos

Los gastos de almacenes, talleres de fabricación y preparación de moldes, laboratorios, seguros, etc., los del personal técnico, proyectistas y los imprevistos. Todos estos gastos, se cifrarán en un porcentaje de los costes directos.

5.1.1.3 Precio de ejecución material

Se denominará precio de ejecución material al resultado obtenido por la suma de los anteriores conceptos.

5.1.1.4 Precios contradictorios

Se producirán precios contradictorios sólo cuando por medio del ingeniero se decida introducir cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista.

El constructor estará obligado a efectuar los cambios y hacerse cargo de ellos. A falta de acuerdo, el precio se resolverá contradictoriamente entre el ingeniero y el constructor antes de comenzar la ejecución de los trabajos y en el plazo que determine el pliego de condiciones particulares. Si subsiste la diferencia se acudirá, en primer lugar, al concepto más análogo dentro del cuadro de precios del proyecto, y en segundo lugar al banco de precios de uso más frecuente en la localidad.

Los contradictorios que hubiere se referirán siempre a los precios unitarios de la fecha del contrato.

5.2 Métodos de pago

5.2.1 Valoración y abono de los trabajos

Los proveedores y las empresas encargadas del transporte recibirán por adelantado el 20% del abono total, el cual estará concertado previamente en el pliego de condiciones o acordado entre proveedor y constructor. El valor del abono sólo se podrá ver modificado por penalizaciones causadas por incumplimientos en el plazo de entrega o por deficiencia de calidad del servicio otorgado.

Los empleados encargados del montaje, empaquetado y administración del producto recibirán la cifra estipulada mediante pago por vía bancaria y en un solo cobro realizado la última semana de cada mes.

5.2.2 Abono de trabajos especiales no contratados

Cuando fuese preciso efectuar otra clase de trabajos de cualquier índole especial u ordinaria, que por no estar contratados no sean de cuenta del constructor, y si no se contratasen con tercera persona, no tendrá el constructor la obligación de realizarlos y de satisfacer los gastos que estos ocasionen. En el caso que se haga cargo de estos gastos adicionales se le deberán ser restituidos en un plazo de 3 meses desde el momento que se produzca dicho pago.

5.2.3 Pago de árbitros

El pago de impuestos y arbitrios en general, municipales o de otro origen correrán a cargo del constructor, siempre que en las condiciones particulares del proyecto no se estipule lo contrario.

5.3 Garantías, fianzas y avales

El constructor garantizará la instalación durante un período mínimo de 3 años, para todos los materiales utilizados y el procedimiento empleado en su montaje. Sin perjuicio de cualquier posible reclamación a terceros, la instalación será reparada de acuerdo con estas condiciones generales si ha sufrido una avería a causa de un defecto de montaje o de cualquiera de los componentes, siempre que haya sido manipulada correctamente de acuerdo con lo establecido en el procedimiento establecido.

La garantía se concede a favor del comprador de la instalación, lo que deberá justificarse debidamente mediante el correspondiente certificado de garantía, con la fecha que se acredite en la certificación de la instalación.

Si hubiera de interrumpirse la explotación del suministro debido a razones de las que es responsable el constructor, o a reparaciones que el constructor haya de realizar para cumplir las estipulaciones de la garantía, el plazo se prolongará por la duración total de dichas interrupciones.

La garantía comprende la reparación o reposición, en su caso, de los componentes y las piezas que pudieran resultar defectuosas, así como la mano de obra empleada en la reparación o reposición durante el plazo de vigencia de la garantía.

Quedan expresamente incluidos todos los demás gastos, tales como tiempos de desplazamiento, medios de transporte, amortización de vehículos y herramientas, disponibilidad de otros medios y eventuales portes de recogida y devolución de los equipos para su reparación en los talleres del fabricante.

Asimismo se deben incluir la mano de obra y materiales necesarios para efectuar los ajustes y eventuales reglajes del funcionamiento de la instalación. Si en un plazo razonable, el constructor incumple las obligaciones derivadas de la garantía, el comprador de la instalación podrá, previa notificación escrita, fijar una fecha final para que dicho constructor cumpla con las mismas. Si el constructor no cumple con sus obligaciones en dicho plazo último, el comprador de la instalación podrá, por cuenta y riesgo del constructor, realizar por sí mismo o contratar a un tercero para realizar las oportunas reparaciones, sin perjuicio de la ejecución del aval prestado y de la reclamación por daños y perjuicios en que hubiere incurrido el constructor.

La garantía podrá anularse cuando la instalación haya sido reparada, modificada o desmontada, aunque sólo sea en parte, por personas ajenas al constructor o a los servicios de asistencia técnica de los fabricantes no autorizados expresamente por el constructor.

Cuando el usuario detecte un defecto de funcionamiento en la instalación, lo comunicará fehacientemente al constructor. Cuando el constructor considere que es un defecto de fabricación de algún componente lo comunicará fehacientemente al fabricante.

5.4 Penalizaciones

5.4.1 Penalizaciones por baja de calidad

Si se advirtiese que los materiales, servicios o productos adquiridos no cumplen con los requisitos de calidad estipulados el constructor queda exento del pago de la actividad realizada o de los elementos obtenidos. En el caso concreto de adquisición de piezas, si se detecta más de un 2% de piezas defectuosas el proveedor será sancionado con una multa de 10.000 euros, que serán abonados en un plazo máximo de 6 meses.

5.4.2 Desperfectos en la propiedad

Si el constructor causara algún desperfecto en la propiedad, tendrá que restaurarla a su cuenta, dejándola en el estado que las encontró al dar comienzo las obras de la instalación.

5.4.3 Replanteos

Todas las operaciones y medios auxiliares que se necesite para los replanteos serán de cuenta del contratista, no teniendo por este concepto derecho a indemnización de ninguna clase. El contratista será responsable de los errores que resulten de los replanteos con relación a los planos acotados que el director de la obra facilite a su debido tiempo.

En Ferrol, a Junio de 2018



Fdo.: Sergio García Palmeiro



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE POTENCIA ORC*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento IV

PRESUPUESTOS Y MEDICIONES

Contenido

1 Condensador	5
2 Evaporador	6
3 Regenerador	7
4 Ingeniería	8
5 Mano de obra	9
6 Resumen por capítulos e importe de ejecución material	10
7 Importe de ejecución e importe de contrata	11

1 CONDENSADOR

Capítulo 1: Coste de materiales del condensador

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Tubos aleteados de acero inoxidable UNS S31600	7,34 m	10	73,35
2	Tubos lisos de acero inoxidable UNS S31600	0,07 m	4,78	0,33
3	Brida DIN 2631 de acero inoxidable UNS S31600	3180,00 kg	5,37	17076,60
4	Brida Lap Joint 12" de acero inoxidable UNS S31600	963,24 kg	6,086	5862,27
5	Brida Lap Joint 10" de acero inoxidable UNS S31600	680,49 kg	6,265	4263,26
6	Tapa del cabezal frontal de acero inoxidable UNS S31600	4798,33 kg	3,759	18036,93
7	Cabezal frontal de acero inoxidable UNS S31600	6025,29 kg	3,938	23727,61
8	Placa portatubos de acero inoxidable UNS S31600	1492,43 kg	4,654	6945,75
9	Cabezal posterior de acero inoxidable UNS S31600	493,22 kg	4,654	2295,46
10	Tornillos de rosca M45 de acero inoxidable UNS S31600	60,00 tornillos	1,5	90,00
11	Carcasa de acero inoxidable UNS S31600	5829,60 kg	3,938	22956,95
12	Barras de soporte de acero inoxidable UNS S31600	139,82 kg	4,296	600,67
Importe total del capítulo 1				101929,17

2 EVAPORADOR

Capítulo 2: Coste materiales del evaporador

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Tubos lisos de acero inoxidable UNS S31600	6,70 m	4,78	32,04
2	Brida Welding Neck 32"	1903,20 kg	5,37	10220,18
3	Brida Lap Joint 12" de acero inoxidable UNS S31600	963,24 kg	6,086	5862,27
4	Brida Lap Joint 5"	158,83 kg	4,654	739,18
5	Tapa del cabezal frontal de acero inoxidable UNS S31600	618,28 kg	3,759	2324,13
6	Cabezal frontal de acero inoxidable UNS S31600	116,41 kg	3,938	458,43
7	Placa portatubos de acero inoxidable UNS S31600	145,79 kg	4,654	678,53
8	Cabezal posterior de acero inoxidable UNS S31600	75,07 kg	4,654	349,37
10	Carcasa de acero inoxidable UNS S31600	1470,49 kg	3,938	5790,79
11	Barras de soporte de acero inoxidable UNS S31600	53,84 kg	4,296	231,31
Importe total del capítulo 2				26686,24€

3 REGENERADOR

Capítulo 3: Coste materiales del regenerador

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Tubos lisos de acero inoxidable UNS S31600	12,00 m	6,086	73,03
2	Brida Welding Neck 38"	2283,84 kg	4,654	10628,99
3	Brida Lap Joint 5"	158,83 kg	4,654	739,18
4	Brida Lap Joint 10" de acero inoxidable UNS S31600	680,49 kg	6,265	4263,26
5	Tapa del cabezal frontal de acero inoxidable UNS S31600	835,50 kg	3,759	3140,66
6	Cabezal frontal de acero inoxidable UNS S31600	97,79 kg	3,938	385,12
7	Placa portatubos de acero inoxidable UNS S31600	710,92 kg	4,654	3308,64
8	Cabezal posterior de acero inoxidable UNS S31600	92,60 kg	4,654	430,95
10	Carcasa de acero inoxidable UNS S31600	852,98 kg	3,938	3359,05
11	Barras de soporte de acero inoxidable UNS S31600	24,11 kg	4,296	103,56
Importe total del capítulo 3				26432,44€

4 INGENIERÍA

Capítulo 4: Ingeniería

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Diseño del condensador	100h	50	5000
2	Diseño del evaporador	300h	50	15000
3	Diseño del regenerador	200	50	10000
Importe total del capítulo 4				30000€

5 MANO DE OBRA

Capítulo 5: Mano de obra

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Mano de obra	34904,64 kg	0,8	27923,71
Importe total del capítulo 5				27923,71€

6 RESUMEN POR CAPÍTULO E IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL

Resumen por capítulos	
Capítulo 1: Costes de materiales del condensador	26432,44 €
Capítulo 2: Costes de materiales del evaporador	26686,24 €
Capítulo 3: Costes de materiales del regenerador	26432,44 €
Capítulo 4: Ingeniería	30000,00 €
Capítulo 5: Mano de obra	27923,71 €
IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL	137474,83 €

7 IMPORTE DE EJECUCIÓN E IMPORTE DE CONTRATA

IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL	137474,83 €
Gastos generales (13%)	17871,73 €
Beneficio industrial (6%)	82484,90 €
IMPORTE DE EJECUCIÓN	237831,46 €
IVA (21%)	49944,61 €
IMPORTE DE CONTRATA	287776,06 €

El importe de contrata es de **DOSCIENTOS OCHENTA Y SIETE MIL SETECIENTOS SETENTA Y SEIS EUROS Y SEIS CÉNTIMOS.**

En Ferrol, a Junio de 2018



Fdo.: Sergio García Palmeiro