



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado CURSO 2016/17

DISEÑO DE RECUPERADOR EN PLANTA DE COGENERACIÓN

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

ALUMNO

TUTOR

Adrián Paz Feijóo

Alberto Arce Ceinos

FECHA

JULIO 2017

Título y Resumen

Diseño de recuperador en planta de cogeneración

En este proyecto se realiza el diseño ingenieril y mecánico de un recuperador de calor para una planta de cogeneración en la que se pretende conseguir un flujo másico de vapor de agua de 13 kg/s en unas condiciones de temperatura y presión mínimas de 160 °C y 350 kPa, respectivamente. Para ello, se aprovecha el calor presente en los gases de escape de una turbina de gas, la cual tiene como objetivo principal la producción de energía mecánica.

El recuperador de calor está formado por un banco de tubos, los cuales están en disposición rectangular. Por el interior de los tubos circula agua, que es el fluido frío, mientras que, por el exterior, y circulando transversalmente a los tubos, se encuentran los gases de escape de la turbina, saliendo de ella con un flujo másico de 94 kg/s a 125 kPa de presión y con una temperatura de 528 °C. La turbina seleccionada para la realización de este trabajo es la SGT-700 de la marca Siemens que produce una potencia de 31,21 MWe.

El resultado obtenido es un recuperador formado por 43 pasos de tubos aleteados, con 50 tubos por cada paso; de 1 $\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal y 2 metros de longitud.

Deseño de recuperador en planta de coxeneración

Neste proxecto realízase o deseño enxeñeril e mecánico dun recuperador de calor para unha planta de coxeneración na que se pretende conseguir un caudal másico de vapor de auga de 13 kg/s nunhas condicións de temperatura e presión mínimas de 160 °C e 350 kPa, repectivamente. Para eso, aprovéitase a calor presente nos gases de escape dunha turbina de gas, a cal ten como obxectivo principal a producción de enerxía mecánica.

O recuperador de calor está formado por un banco de tubos, os cales están en disposición rectangular. Polo interior dos tubos circula auga, que é o fluido frío, mentras que polo exterior, e circulando transversalmente aos tubos, encóntranse os gases de escape da turbina, saíndo dela con un caudal másico de 94 kg/s a 125 kPa de presión e cunha temperatura de 528 °C. A turbina seleccionada para a realización deste traballo é a SGT-700 da marca Siemens, a cal produce unha potencia eléctrica de 31,21 MWe.

O resultado obtido é un recuperador formado por 43 pasos de tubos aleteados, con 50 tubos por cada paso; de 1 $\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal e 2 metros de lonxitude.

Desing of recupery in cogeneration plant

The purpose of this project is implemented the engineering and mechanical desing of a heat recovery in a cogeneration plant where it is pretended to achieve a mass flow of 13 kg/s under minumun conditions of temperature and pressure of 160 °C and 350 kPa. To do this, the exhust gases from turbine gas, whose main objetive is the generation of mechanical energy, are used.

The heat recupery consists of a tube bank, which is in rectangular arrangement. Whereas water ciculates inside the tubes, the exhust gases from the turbine are outside, leaving it with a mass flow of 94 kg/s, a pressure of 125 kPa and a temperature of 528 °C. The turbine selected for the realization of this work, which produce an electric power of 32.21 MWe, is SGT-700 from Siemens brand.





Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO CURSO 2016/17

DISEÑO DE RECUPERADOR EN PLANTA DE COGENERACIÓN

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento

MEMORIA

Índice

1. OBJETIVO DEL PROYECTO	5
2. INTRODUCCIÓN	6
2.1 Centrales de cogeneración	6
2.1.1 Elementos de una planta de cogeneración	6
2.1.2 Tipos de plantas de cogeneración	7
2.1.2.1 Plantas de cogeneración con motor de combustión	7
2.1.2.2 Plantas de cogeneración con turbina de gas	7
2.1.2.3 Planta de cogeneración con turbina de vapor	8
2.1.2.4 Planta de cogeneración con ciclo combinado de turbina de gas y vapor	9
2.1.2.5 Planta de cogeneración con ciclo combinado de motor de combustión y turbin de vapor	a 9
2.1.3 Ahorro y eficiencia energética de la cogeneración1	0
2.1.4 Trigeneración1	0
2.2 Recuperadores en plantas de cogeneración1	1
2.2.1 Calderas de recuperación1	1
2.2.2 Bancos de tubos1	2
2.2.3 Intercambiadores de calor de carcasa y tubo1	4
2.2.4 Intercambiadores de calor de placas1	4
3. DISEÑO TÉRMICO1	5
3.1 Método de la efectividad – NUT1	5
3.2 Procedimiento de cálculo2	0
3.2.1 Cálculo de las aletas2	2
3.2.1.1 Cálculo del número de aletas en cada tubo2	2
3.2.1.2 Cálculo de la eficiencia de una aleta2	2
3.2.1.2 Cálculo de la eficiencia global de la superficie aleteada2	3
3.2.3 Cálculo de la potencia calorífica2	4
3.2.3.1 Cálculo de la temperatura de salida de los gases2	4
3.2.4 Procedimiento de cálculo por zonas2	4
3.2.4.1 Zona A2	6
3.2.4.2 Zona B2	9
3.2.4.3 Zona C	1
3.2.4.4 Comprobación del coeficiente de transferencia de calor por convección de lo	s
gases3	3
3.2.4.5 Comprobación del coeficiente de transferencia de calor por convección en l zona B	a 5
4. CAÍDA DE PRESIÓN	5
4.1 Caída de presión en el fluido frío3	6

4.1.1 Variación de presión en los cabezales	36
4.1.1.1 Cabezal distribuidor	37
4.1.1.2 Cabezal colector	38
4.1.2 Variación de presión en los tubos	39
4.2 Caída de presión en los gases	41
5. DISEÑO MECÁNICO	44
5.1 El código ASME	44
5.2 Materiales	45
5.3 Tubos	47
5.3.1 Cálculo del diámetro	47
5.3.2 Cálculo del espesor mínimo	49
5.4 Cabezales	50
5.4.1 Bridas de los cabezales	50
5.5 Codos	52
5.6 Placas portatubos	52
5.7 Placas laterales	54
6. AISLANTE TÉRMICO	56
7. RESULTADOS DEL DISEÑO TÉRMICO	57
7.1 Resultados en las condiciones de operación	58
8. RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO	59
8.1 Tipo de intercambiador de calor seleccionado	59
8.2 Diseño de los tubos	59
8.2 Codos	60
8.3 Cabezales	61
8.4 Placas portatubos	61
8.5 Placas laterales	62
8.5.1 Tapas laterales	63
9. CONCLUSIONES	63
10. BIBLIOGRAFÍA	64
11. AGRADECIMIENTOS	65

Índice de figuras

Figura 1: Esquema de una planta de cogeneración con motor de combustión	7
Figura 2: Esquema de una planta de cogeneración con turbina de gas	8
Figura 3: Esquema de una planta de cogeneración con turbina de vapor	8
Figura 4: Esquema de una planta de cogeneración con ciclo combinado de TG-TV	9
Figura 5: Esquema de una planta de cogeneración con ciclo combinado MCIA-TV	.10
Figura 6: Esquema de una planta de trigeneración	.11
Figura 7: Caldera de recuperación horizontal	.12
Figura 8: Tipos de tubos aleteados. a) Tubo de aletas anulares. b) Tubo con aletas cuadrad	as.
c) Tubo con aletas en espiral	.13
Figura 9: Pasos entre tubos para los arreglos: a) En triángulo. b) En cuadrado	.13
Figura 10: Intercambiador de calor de carcasa y tubos	.14
Figura 11: Intercambiador de calor de placas	.15
Figura 12: Esquema del preoceso	.21
Figura 13: Esquema del recuperador	.21
Figura 14: Rendimiento de aleta circular de perfil rectangular [4]	.22
Figura 15: Circuito térmico equivalente de la zona A	.27
Figura 16: Circuito térmico equivalente de la zona B	.30
Figura 17: Circuito térmico equivalente de la zona C	.32
Figura 18: Tipos de cabezales. 1 - Cabezal distribuidor/colector con suministro radial.	2 -
Cabezal distribuidor con suministro lateral. 3 - Cabezal colector con salida lateral. 4 - Cabe	zal
colector con salida radial desacoplada del fluido de trabajo en la zona activa [1]	.36
Figura 19: Factor de fricción de los gases [2]	.44
Figura 20: Datos de la industria del acero inoxidable [5]	.46
Figura 21: Tubo aleteado	.47
Figura 22: Catálogo de diámetros estándares	.48
Figura 23: Cabezal distribuidor	.50
Figura 24: Catálogo comercial de bridas	.51
Figura 25: Brida de cuello para soldar	.52
Figura 26: Codo de 180º de acero inoxidable UNS S44660	.52
Figura 27: Placa portatubos	.54
Figura 28: Zona de refuerzo [3]	.55
Figura 29:Porcentaje de refuerzo fuera del recipiente [3]	.55
Figura 30: Circuito térmico equivalente de las pérdidas de calor	.57
Figura 31: Gráfico de la distribución de temperaturas en el recuperador	.59

Índice de tablas

. 19
20
en
.25
lles
.37
.41
.46
.47
58
.60
.60
.60
.61
.62
.62
.63

1. OBJETIVO DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es el diseño ingenieril y mecánico de un recuperador de calor para una planta de cogeneración en la que se pretende conseguir un flujo másico de vapor de agua de 13 kg/s en unas condiciones de temperatura y presión mínimas de 160 °C y 350 kPa, respectivamente. Para ello, se aprovecha el calor presente en los gases de escape de una turbina de gas, la cual tiene como objetivo principal la producción de energía mecánica.

El recuperador de calor está formado por un banco de tubos, los cuales están en disposición rectangular. Por el interior de los tubos circula agua, que es el fluido frío, mientras que por el exterior se encuentran los gases de escape de la turbina, saliendo de ella con un flujo másico de 94 kg/s a 125 kPa de presión y con una temperatura de 528 °C.

2. INTRODUCCIÓN

La cogeneración es una técnica que permite producir en un único proceso calor y electricidad, con el objetivo de economizar energía. Su generalización podría convertirse en una herramienta efectiva en la lucha contra el cambio climático. Este proceso es eficiente, en cuanto a que contribuye al ahorro energético y disminuye los niveles de contaminación. Su eficiencia se fundamenta en el aprovechamiento del calor residual en la producción de electricidad.

2.1 Centrales de cogeneración

Una central de cogeneración de electricidad-calor funciona con turbinas o motores de gas. El gas natural es la energía más empleada para hacer funcionar estas grandes o pequeñas instalaciones de cogeneración, pero también pueden utilizarse otras fuentes de energía e incluso residuos.

Así, existen plantas de cogeneración destinadas al aprovechamiento energético del biogás producido por los residuos urbanos. Pero, ya sean de mayor o menor dimensión, existe un abanico de posibilidades mucho mayor para instalaciones de cogeneración. Puesto que se trata de generación en un mismo proceso de energía eléctrica y calor útil, se puede emplear en prácticamente todas las industrias e instalaciones que consuman calor o frío y en aquellas que utilicen vapor o agua caliente, desde piscinas climatizadas a compañías químicas, papeleras o alimentarías, sin olvidar otras que requieren procesos de secado, como la minería, la cerámica y similares.

2.1.1 Elementos de una planta de cogeneración

En una planta de cogeneración existen elementos que son comunes ya que son imprescindibles.

El primer elemento es la fuente primaria de la cual se obtiene la energía, normalmente suele ser gas natural, fuelóleo o gasóleo.

Otro elemento es la tecnología encargada de transformar la energía térmica o química en energía mecánica. Ésta depende del tipo de planta y las condiciones en las que opere. La tecnología más utilizada son las turbinas de gas, las turbinas de vapor y los motores de combustión.

Posteriormente, está el sistema de aprovechamiento de la energía mecánica que normalmente suele ser un alternador para transformar la energía mecánica en eléctrica, pero también hay casos en los que el sistema de aprovechamiento es un compresor o una bomba para aprovechar directamente la energía mecánica.

Los sistemas de aprovechamiento de calor son otro de los elementos comunes en las plantas de cogeneración. Los más empleados son los intercambiadores de calor y las calderas de recuperación.

El sistema de refrigeración es un elemento muy importante, debido a que parte de la energía térmica no es aprovechada en la planta y, por lo tanto, se necesitan sistemas que evacuen ese calor. El sistema más habitual son las torres de refrigeración.

Se requiere un sistema de tratamiento de aguas tanto para el sistema de refrigeración como para el calor generado. Así como de un sistema de control que se encargue de las instalaciones.

Finalmente, es necesario un sistema eléctrico que permita la alimentación de los equipos auxiliares de la planta. Esto es, la exportación o importación de energía eléctrica que es necesaria para poder mantener el balance energético. Esto permite poder alimentar a la planta en situaciones de deficiencia eléctrica de la red externa. De esta forma estará disponible inmediatamente en el momento en el que se restablezcan las condiciones del servicio.

2.1.2 Tipos de plantas de cogeneración

Existen varios tipos de plantas de cogeneración en función de la tecnología que empleen para la producción de energía mecánica. Los sistemas más comunes son el motor alternativo de combustión interna, la turbina de gas, la turbina de vapor, el ciclo combinado con turbina de gas y vapor y el ciclo combinado con motor de combustión y turbina de vapor.

2.1.2.1 Plantas de cogeneración con motor de combustión

Los motores alternativos de combustión interna se basan en convertir la energía química contenida en un producto combustible en energía eléctrica y térmica. El principio de funcionamiento de un motor alternativo está basado en conseguir mediante los movimientos lineales y alternativos de los pistones el movimiento de giro de un eje. La energía eléctrica se obtiene mediante un alternador acoplado directamente al eje del motor, mientras que la energía térmica se obtiene en forma de gases de escape y agua caliente de los circuitos de refrigeración.



Figura 1: Esquema de una planta de cogeneración con motor de combustión

2.1.2.2 Plantas de cogeneración con turbina de gas

Las turbinas de gas convierten la energía química contenida en un producto combustible en energía eléctrica y térmica. Las turbinas de gas siguen el ciclo de Brayton. El aire es aspirado de la atmósfera y comprimido mediante el compresor rotativo para conducirse a la cámara de combustión donde los productos de la combustión se expansionan a la turbina hasta la presión atmosférica. La energía eléctrica se obtiene a partir de un alternador acoplado, directamente o mediante un reductor, al eje de la turbina que aprovecha el trabajo neto del ciclo.



Figura 2: Esquema de una planta de cogeneración con turbina de gas

2.1.2.3 Planta de cogeneración con turbina de vapor

En las turbinas de vapor, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. El uso de esta turbina fue el primero en cogeneración. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa subproductos residuales que se generan en la industria principal a la que está asociada la planta de cogeneración.

Dependiendo de la presión de salida del vapor de la turbina se clasifican en turbinas a contrapresión, en donde esta presión está por encima de la atmosférica, y las turbinas a condensación, en las cuales ésta está por debajo de la atmosférica y han de estar provistas de un condensador. En ambos casos se puede disponer de salidas intermedias, extracciones, haciendo posible la utilización en proceso a diferentes niveles de presión.



Figura 3: Esquema de una planta de cogeneración con turbina de vapor

2.1.2.4 Planta de cogeneración con ciclo combinado de turbina de gas y vapor

En este tipo de plantas los gases de escape de la turbina de gas se utilizan para generar vapor. Este vapor puede descomprimirse en una turbina de vapor produciendo una energía eléctrica adicional. La salida de la turbina será vapor de baja presión, que puede aprovecharse como tal o condensarse en un condensador presurizado, produciendo agua caliente o agua sobrecalentada, que será utilizado en la industria asociada. Si la demanda de vapor es mayor que la que pueden proporcionar los gases de escape, puede producirse una cantidad de vapor adicional utilizando un quemador de postcombustión, introduciendo una cantidad adicional de combustible (gas natural) directamente a un quemador especial con el que cuenta la caldera. Esto puede hacerse porque los gases de escape son aún suficientemente ricos en oxígeno (en un ciclo combinado con motor alternativo no podría hacerse, ya que los gases de escape son pobres en oxígeno).



Figura 4: Esquema de una planta de cogeneración con ciclo combinado de TG-TV

2.1.2.5 Planta de cogeneración con ciclo combinado de motor de combustión y turbina de vapor

En este tipo de plantas, el calor contenido en los humos de escape del motor se recupera en una caldera de recuperación, produciendo vapor que es utilizado en una turbina de vapor para producir más energía eléctrica o energía mecánica. El circuito de refrigeración de alta temperatura del motor se recupera en intercambiadores, y el calor recuperado se utiliza directamente en la industria asociada a la planta de cogeneración. El rendimiento eléctrico en esta planta es alto, mientras que el térmico disminuye considerablemente.



Figura 5: Esquema de una planta de cogeneración con ciclo combinado MCIA-TV

2.1.3 Ahorro y eficiencia energética de la cogeneración

En los sistemas convencionales de generación de electricidad, compuestos por turbinas y motores, no toda la energía pasa a convertirse en energía eléctrica, sino que una parte importante de esta energía se pierde en forma de calor. Este calor se disipa a la atmósfera o a masas de agua a través de los circuitos de refrigeración y los gases de escape.

Los sistemas de cogeneración sin embargo aprovechan el calor generado, evitando los problemas de contaminación térmica y alteración de la temperatura de diferentes tipos de hábitats que producen su disipación.

El aprovechamiento de este calor para su utilización como energía térmica útil saca el máximo partido a la eficiencia energética del proceso y evita la necesidad de generar calor mediante otros procesos. Eso supone un ahorro de energía primaria, lo que conlleva una serie de ventajas como la reducción de las emisiones de CO₂ y la reducción del uso de la materia prima que, en la mayoría de los casos, va asociada a una reducción de las importaciones de combustibles fósiles.

Otro beneficio importante de los sistemas de cogeneración está relacionado con su capacidad de producción distribuida de electricidad, con plantas de pequeña potencia cerca de los puntos de consumo, minimizando las pérdidas por transporte y distribución y contribuyendo a la estabilidad del sistema eléctrico.

2.1.4 Trigeneración

La trigeneración es el proceso en el que, además de energía mecánica o eléctrica y calor, se produce frío. Se trata pues del aprovechamiento del calor residual de la generación eléctrica para producir calor, frío y electricidad mediante un sencillo sistema integrado a partir de un mismo combustible.

Un sistema de trigeneración se consigue al acoplar un sistema de cogeneración, junto con una máquina de absorción destinada a refrigerar agua utilizando la energía térmica contenida en el agua de enfriamiento y/o los gases de escape del elemento motriz del alternador eléctrico.

Las plantas de trigeneración, debido a su alto rendimiento, posibilitan una gran reducción del coste energético de los procesos productivos allí donde se requieren importantes cantidades de calor en forma de vapor o agua caliente, frío o energía eléctrica.

Los sistemas de trigeneración permiten su viabilidad técnica y económica en centros no consumidores de calor, pero sí de frío, generalmente relacionados con procesos industriales. Asimismo, permite la utilización en el sector terciario (hoteles, hospitales, centros comerciales, etc) donde además de calor se requiere frío para climatización y que, debido a la estacionalidad de estos consumos, calor en invierno y frío en verano, impedía la normal operación de una planta de cogeneración. Al aprovecharse el calor también para la producción de frío, permite una mayor estabilidad en el aprovechamiento del calor.

La colocación de una máquina de absorción permite disponer de una curva de demanda térmica más homogénea a lo largo del año, permitiendo aumentar el tamaño y funcionamiento de la instalación de cogeneración.



Figura 6: Esquema de una planta de trigeneración.

2.2 Recuperadores en plantas de cogeneración

En las plantas de cogeneración es necesario la existencia de un sistema de recuperación de calor de los gases de escape de una turbina de gas o un motor de combustión o del vapor de una turbina de vapor. Existen distintos tipos de recuperadores que, en función de las características de cada planta, se pueden emplear para el aprovechamiento del calor. Los más comunes son las calderas de recuperación, las bancadas de tubos, los intercambiadores de calor de carcasa y tubos y los intercambiadores de calor de placas

2.2.1 Calderas de recuperación

Las calderas de recuperación se utilizan en las instalaciones de cogeneración en las que el objetivo es extraer calor de los gases de escape de una turbina de gas para obtener vapor de agua para un proceso determinado,

Las partes principales de una caldera de recuperación de calor son:

- Desgasificador: es el encargado de eliminar los gases disueltos en el agua de alimentación.
- Tanque de agua de alimentación: depósito donde se acumula el agua que alimenta el sistema. Esta debe ser tratada para evitar impurezas que obstruyan los conductos.
- Calderín: es el lugar de donde se alimenta el evaporador de agua y el sobrecalentador.
- Bombas de alimentación: son las encargadas de enviar el agua desde el tanque de agua de alimentación a su calderín correspondiente.
- Economizadores: son los intercambiadores encargados de precalentar el agua de alimentación con el calor residual de los gases de escape, aprovechando su energía con lo que se aumenta el rendimiento de la instalación.
- Evaporadores: intercambiadores de calor que aprovechan el calor de los gases de escape de temperatura intermedia para evaporar el agua a la presión del circuito correspondiente. La circulación del agua a través de ellos puede ser forzada o natural.
- Sobrecalentadores y recalentadores: son intercambiadores que se encuentran en la parte más cercana a la entrada de los gases procedentes de la combustión. El vapor que sale de estos intercambiadores ya está listo para usar en el proceso deseado.

Las calderas de recuperación de calor pueden clasificarse en calderas con o sin postcombustión y en calderas horizontales o verticales y también por el número veces que el agua pasa a través de ellas.



Figura 7: Caldera de recuperación horizontal

2.2.2 Bancos de tubos

Los bancos de tubos están formados por un conjunto de tubos con aletas anulares, cuadradas o en espiral con arreglos en cuadrado o triángulo, generalmente expuestos a un flujo transversal del gas. Los bancos de tubos se fabrican de tubos rectos con aletas que se sueldan a los mismos por medio de corriente de alta frecuencia o por otros medios con el objetivo de aumentar la superficie de intercambio de calor. Este es el tipo de recuperador que tiene objeto de estudio en este trabajo. La disposición de los tubos es en cuadrado y las aletas utilizadas son anulares.



Figura 8: Tipos de tubos aleteados. a) Tubo de aletas anulares. b) Tubo con aletas cuadradas. c) Tubo con aletas en espiral.



a) b) Figura 9: Pasos entre tubos para los arreglos: a) En triángulo. b) En cuadrado

2.2.3 Intercambiadores de calor de carcasa y tubo

En este tipo de intercambiadores, los fluidos pueden circular por los tubos o por la carcasa. Para proporcionar un flujo sinuoso, de forma que se obtenga un coeficiente de transferencia de calor elevado, en la carcasa se instalan "bafles". Estos bafles tienen además un objetivo estructural, proporcionando apoyo para los tubos, impidiendo, con ello su flexión. El flujo por los tubos puede presentar distintas configuraciones en función del número de pasos por los tubos.



Figura 10: Intercambiador de calor de carcasa y tubos

2.2.4 Intercambiadores de calor de placas

Estos intercambiadores están constituidos por placas agrupadas, entre dos pares sucesivos de las cuales circulan en sentidos opuestos los dos fluidos. Las placas están dotadas de juntas para impedir fugas cuando se comprimen entre sí por las barras de unión. En ciertos casos, en los que las presiones de los fluidos son elevadas, las barras de unión son sustituidas por soldadura en horno. Las placas presentan una geometría que permite el flujo de un fluido en un sentido entre dos placas y el flujo del otro fluido, en general, en sentido opuesto, por el espacio entre placas contiguas. El conjunto de placas unidas forman 4 canales, dos superiores y otros dos inferiores, que operan como distribuidores y colectores. Uno de los fluidos entra

por un distribuidor superior y sale por el colector inferior. El otro fluido sigue un camino inverso. Este tipo de intercambiador se caracteriza por elevados coeficientes de transferencia de calor, lo que proporciona un volumen inferior a los intercambiadores multitubulares. Este hecho ha propiciado que en los últimos 20 años los intercambiadores de placas han conquistado una fracción significativa del mercado de los intercambiadores de carcasa y tubo.



Figura 11: Intercambiador de calor de placas

3. DISEÑO TÉRMICO

A la hora de realizar el diseño térmico de un intercambiador de calor, es decir, el cálculo del área de intercambio necesaria, los métodos más utilizados son dos: la diferencia media logarítmica de temperaturas y el método de la efectividad - NUT (número de unidades de transferencia). Ambos métodos están ampliamente reconocidos en la bibliografía consultada.

Para el cálculo de este recuperador se utiliza el método de la efectividad – NUT que se explica a continuación.

3.1 Método de la efectividad - NUT

Antes de explicar el método de la efectividad y el NUT es necesario introducir estos dos conceptos.

La efectividad de un intercambiador de calor cualquiera se define de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} \tag{1}$$

Siendo "q" la tasa de transferencia de calor efectiva entre los fluidos del intercambiador de calor y " q_{max} " la tasa máxima de transferencia de calor que se podría dar en esas condiciones de temperatura.

$$q = C_C[(T_C)_e - (T_C)_s] = C_F[(T_F)_s - (T_F)_e]$$
(2)

$$q_{m \Delta x} = C_{m i n} [(T_C)_e - (T_C)_e]$$
(3)

Por lo tanto, la efectividad se puede expresar exclusivamente en términos de las temperaturas de los fluidos que intervienen en el intercambiador de calor combinando las ecuaciones (1), (2) y (3), teniendo en cuenta que C_{min} es la mínima de las capacidades térmicas y C_{max} la máxima de ellas:

$$\varepsilon = \frac{(T_C)_e - (T_C)_s}{(T_C)_e - (T_F)_s} \to C_C < C_F \to C_C = C_{min}$$
(4)

$$\varepsilon = \frac{(T_F)_s - (T_F)_e}{(T_C)_e - (T_F)_e} \rightarrow C_F < C_C \rightarrow C_F = C_{min}$$
(5)

Por su parte, el concepto de Número de Unidades de Transferencia, NUT, comprende la relación entre dos parámetros característicos de un intercambiador de calor, el producto "UA" y la menor capacidad térmica entre las de los dos fluidos. Siendo U el coeficiente global de transferencia de calor y A el área de intercambio de calor.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \tag{6}$$

NUT es un parámetro adimensional que caracteriza el tamaño (volumen) del intercambiador de calor. Obsérvese que el numerador, UA, está relacionado con la tasa de transferencia de calor por la relación:

$$q = C_{min} \Delta T_m \tag{7}$$

Donde ΔT_m es la diferencia media logarítmica de temperaturas de un intercambiador de calor.

Por otro lado, C_{mín} está relacionado con la tasa de transferencia de calor por la ecuación de la Conservación de la Energía para el fluido de capacidad térmica inferior y que, por lo tanto, experimenta el mayor incremento de temperatura:

$$q = C_{min} \Delta T_{max} \tag{8}$$

Otra forma de escribir la expresión para el NUT se obtendría dividiendo las dos ecuaciones anteriores para la tasa de transferencia de calor:

$$1 = \frac{(UA)\Delta T_m}{C_{min}\Delta T_{max}} \tag{9}$$

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_m}$$
(10)

Como se observa en la ecuación (10), el NUT es igual a la relación entre la variación de temperatura en el intercambiador del fluido de menor capacidad térmica y el diferencial medio de temperatura entre los dos fluidos. Un valor elevado del NUT corresponde a un intercambiador de área de transferencia de calor (o producto UA) elevada o un diferencial medio de las temperaturas de los fluidos reducido.

Una vez aclarados los conceptos efectividad y NUT se procede a explicar el método propiamente dicho. Para ello, se considera inicialmente un intercambiador de calor en contraflujo en el que, a efectos de análisis, se considera que el fluido caliente es el que presenta la menor capacidad térmica. El parámetro NUT, como se ha visto anteriormente, viene dado por la siguiente expresión:

$$NUT = \frac{UA}{C_C} = \frac{\Delta T_C}{\Delta T_m} = \frac{(T_C)_e - (T_C)_s}{\frac{[(T_C)_e - (T_F)_s] - [(T_C)_s - (T_F)_e]}{\ln \left[\frac{(T_C)_e - (T_F)_s}{(T_C)_s - (T_F)_e}\right]}$$
(11)

En la expresión (11) se procederá a transformar el término de las temperaturas:

$$[(T_C)_e - (T_F)_s] - [(T_C)_s - (T_F)_e] = [(T_C)_e - (T_C)_s] - [(T_F)_s - (T_F)_e]$$

= $[(T_C)_e - (T_C)_s] - \left(\frac{C_C}{C_F}\right)[(T_C)_e - (T_C)_s] = [(T_C)_e - (T_C)_s](1 - C_r)$ (12)

Siendo $C_r = \frac{C_C}{C_F} \le 1$

$$\frac{(T_C)_e - (T_F)_s}{(T_C)_s - (T_F)_e} = \frac{[(T_C)_e - (T_F)_e] - [(T_F)_s - (T_F)_e]}{[(T_C)_s - (T_C)_e] - [(T_C)_e - (T_F)_e]} = \frac{\frac{[(T_C)_e - (T_C)_s]}{\varepsilon} - C_r[(T_C)_e - (T_C)_s]}{-[(T_C)_s - (T_C)_e] + \frac{[(T_C)_s - (T_C)_e]}{\varepsilon}}{(T_C)_s - (T_C)_e]} = \frac{1 - C_r \varepsilon}{\varepsilon}$$
(13)

Introduciendo los desarrollos obtenidos en las expresiones (12) y (13) en la ecuación (11), resulta:

$$NUT = \frac{(T_C)_e - (T_C)_s}{\frac{\left[(T_C)_e - (T_C)_s\right](1 - C_r)}{\ln\left(\frac{1 - C_r}{1 - \varepsilon}\right)}} = \ln\left(\frac{1 - C_r\varepsilon}{1 - \varepsilon}\right) \left(\frac{1}{1 - C_r}\right)$$
(14)

$$-NUT(1 - C_r) = \ln\left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - C_r \varepsilon}\right)$$
(15)

Finalmente:

$$\varepsilon = \frac{1 - exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r exp[-NUT(1 - C_r)]}$$
(16)

La ecuación (16) expresa una relación importante entre la efectividad y el NUT que se puede generalizar:

$$\varepsilon = \varepsilon(NUT, C_r, tipo \ de \ intercambiador) \tag{17}$$

La ecuación (16) se ha desarrollado admitiendo que el fluido de menor capacidad térmica es el caliente. En caso de que fuera el frío, la expresión sería la misma. En este caso $C_r = \frac{C_F}{C_C}$

Si uno de los fluidos cambiara de fase y, por tanto, su temperatura permaneciera constante, independientemente del tipo de intercambiador, este se comportaría como uno de tubos concéntricos en corrientes paralelas o contraflujo en el que $C_r \rightarrow 0$. En estas condiciones, la ecuación (16) tiende a:

$$\varepsilon = 1 - exp(-NUT) \tag{18}$$

Como se ha visto, la efectividad y el NUT varían en función del tipo de intercambiador. Repitiendo este proceso para el resto de tipos de intercambiadores se pueden obtener las expresiones para la efectividad y para el NUT de cada uno de ellos. Estas expresiones se recogen en las siguientes tablas.

Característica del flujo relativo entre los fluidos	Expresión $\varepsilon = \varepsilon(NUT, C_r)$			Expresión $\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}(NUT, \boldsymbol{C}_r)$	
Tubos concéntricos					
Corrientes paralelas	$\varepsilon = \frac{1 - exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r}$				
Contracorriente	$\varepsilon = \frac{1 - exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r exp[-NUT(1 - C_r)]}$				
Multitubular					
1 paso por el casco (2, 4, por los tubos)	$\varepsilon_{1} = 2 \left\{ 1 + C_{r} + \left(1 + C_{r}^{2}\right)^{1/2} \frac{1 + exp\left[-NUT\left(1 - C_{r}^{2}\right)^{1/2}\right]}{1 - exp\left[-NUT\left(1 - C_{r}^{2}\right)^{1/2}\right]} \right\}^{-1}$				
n pasos por el casco (2n, 4n, por los tubos)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$				
Corrientes cruzadas (1 solo paso)					
Ambos fluidos sin mezclar	$\varepsilon = 1 - exp\left\{\left(\frac{1}{C_r}\right)(NUT)^{0,22}[exp[-C_r(NUT)^{0,78}] - 1]\right\}$				
C _{máx} mezclado; C _{mín} sin mezclar	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) \left\{ 1 - exp\left[-C_r\left[1 - exp\left(-NUT\right)\right]\right] \right\}$				
C _{mín} mezclado; C _{máx} sin mezclar	$\varepsilon = 1 - exp\{C_r^{-1}[1 - exp[-C_r(NUT)]]\}$				
Todos los intercambiadores, C _r =0	$\varepsilon = 1 - exp(-NUT)$				

Tabla	1: Expresiones	$\varepsilon = \varepsilon(NUT, C_m)$	para distintos	intercambiadores	[4]
i ubiu	1. Expresiones a	$-c(no1, c_r)$	puru uistiritos	intercumbiadores	[7]

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)	$NUT = -\left(1 + C_r^2\right)^{-1/2} \ln\left(\frac{E-1}{E+1}\right) (A)$ $E = \frac{\frac{2}{\varepsilon_1} - (1+C_r)}{\left(1 + C_r^2\right)^{1/2}} (B)$		
n pasos por el casco (2n, 4n, … por los tubos)	Ecuaciones (A) y (B) con $\varepsilon_1 = \frac{F-1}{F-C_r}; F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$		
Corrientes cruzadas (1 solo paso)			
C _{máx} mezclado; C _{mín} sin mezclar	$NUT = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right)\ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$		
C _{mín} mezclado; C _{máx} sin mezclar	$NUT = -\left(\frac{1}{C_r}\right)\ln[C_r\ln(1-\varepsilon) + 1]$		
Todos los intercambiadores, C _r =0	$NUT = -\ln(1-\varepsilon)$		

Tabla 2: Expressiones $NUT = NUT(\varepsilon, C_r)$ para distintos tipos de intercambiadores [4]

3.2 Procedimiento de cálculo

Con el objetivo de facilitar el proceso de cálculo, se han utilizado dos nomenclaturas distintas.

Por un lado, se han enumerado las distintas etapas del fluido frío, que es agua, en el proceso industrial. Con el punto 1 se ha designado a la salida del fluido frío del intercambiador, desde el punto 1 hasta el punto 3 representa el proceso industrial para el cual es requerido el vapor, el punto 3 representa la salida del fluido frío del proceso, el punto 4 representa el fluido frío una vez que ha sido bombeado a la entrada del recuperador, el 5 es el instante en el que se inicia el cambio de fase y, finalmente, el punto 6 representa el inicio de la fase de vapor.



Figura 12: Esquema del preoceso

Así mismo, se han diferenciado tres zonas distintas del fluido frío dentro del intercambiador según el estado en el que se encuentre dentro de éste. De esta manera, se tiene que la zona en la que el fluido frío está en estado líquido es la zona A, la zona de cambio de fase (en la que se encuentran líquido y vapor) es la B y la zona C es la zona de vapor.



Figura 13: Esquema del recuperador

3.2.1 Cálculo de las aletas

3.2.1.1 Cálculo del número de aletas en cada tubo

Como se comentó anteriormente, este tipo de intercambiadores de calor está formado por tubos aleteados. Para determinar el número de aletas necesarias en cada tubo se utiliza la siguiente ecuación:

$$L_{tubo} = N_{aletas} \cdot e_{aletas} + (N_{aletas} - 1)\delta_{aletas} + 2 \cdot e_{chapa}$$
(19)

De aquí se obtiene:

$$N_{aletas} = \frac{L_{tubo} - 2 \cdot e_{chapa} + \delta_{aletas}}{e_{aletas} + \delta_{aletas}}$$
(20)

Siendo:

- N_{aletas}: El número de aletas en cada tubo.
- L_{tubo}: La longitud de cada tubo.
- e_{chapa}: El espesor de la chapa que sujeta los tubos.
- δ_{aletas}: La separación entre aletas.

3.2.1.2 Cálculo de la eficiencia de una aleta

La eficiencia de una aleta se obtiene gráficamente de la siguiente figura:



Figura 14: Rendimiento de aleta circular de perfil rectangular [4]

Para ello, es necesario calcular las relaciones especificadas en la gráfica de la figura 14, donde:

- L_c es la longitud corregida de las aletas.
- *h* es el coeficiente de transmisión de calor por convección de los gases.
- *k* es la conductividad térmica de las aletas.
- A_p es el área del perfil de la aleta.
- r_{2c} es el radio corregido de la aleta.
- r_1 es el radio exterior de los tubos.

3.2.1.2 Cálculo de la eficiencia global de la superficie aleteada

La eficiencia global de las aletas es un apartado muy importante del diseño térmico, puesto que tiene una gran influencia en el área necesaria para la transferencia de calor. Para realizar este cálculo, se parte de una eficiencia se parte de una eficiencia individual de aleta conocida. Por lo tanto, la eficiencia global de las aletas se calcula con la siguiente expresión:

$$\eta_g = 1 - \frac{(A_{tc})_a}{A_{tc}} (1 - \eta_a) \tag{21}$$

Donde:

- η_g es la eficiencia global de la superficie aleteada.
- (Atc)a es el área de transmisión de calor aleteada.
- A_{tc} es el área total de transmisión de calor.
- η_a es la eficiencia individual de aleta.

En este caso, hay que añadir que tanto el área total de transmisión de calor como el área de transmisión de calor aleteada se pueden calcular como el producto del área de cada tubo correspondiente por el número de total de tubos. Este hecho hace que en la división de la ecuación 21 se elimine el número total tubos y nos permita calcular la eficiencia global de la superficie aleteada sin necesidad de conocer el número total de tubos.

El área total de transmisión de calor se calcula sumando el área de transmisión de calor de la superficie aleteada y el área de transmisión de calor de la superficie sin aletas. Dichas áreas se calculan de la siguiente manera:

$$(A_{tc})_a = 2 \cdot N_{aletas} \cdot \pi (r_2^2 - r_1^2)$$
(22)

$$(A_{tc})_{sa} = 2\pi r_1 (N_{aletas} - 1)\delta_{aletas}$$
(23)

Donde r₁ y r₂ son el radio interior y exterior de las aletas, respectivamente. Por lo tanto, el área total de transmisión de calor se obtiene de la siguiente manera:

$$A_{tc} = (A_{tc})_{sa} + (A_{tc})_a$$
(24)

3.2.3 Cálculo de la potencia calorífica

La potencia calorífica necesaria para obtener vapor de agua en las condiciones necesarias para el proceso industrial mediante la aportación de calor proveniente de los gases de escape de la turbina de la planta se puede calcular de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \dot{m}_w (h_1 - h_4)$$
 (25)

Donde \dot{m}_w es el flujo másico del fluido frío y h₁ y h₄ son las entalpías del fluido frío a la salida del recuperador y a la entrada del mismo, respectivamente. Estas entalpías se calculan empleando el software informático EES (Engineering Equation Solver) a partir de los datos conocidos de las temperaturas y presiones del fluido frío en esos estados.

3.2.3.1 Cálculo de la temperatura de salida de los gases

La temperatura de salida de los gases de combustión del recuperador se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gases} \cdot C_{p_{gases}}(T_{ce} - T_{cs})$$
⁽²⁶⁾

Siendo:

- *m*_{aases}: Flujo másico de los gases de combustión.
- $C_{p_{gases}}$: Calor específico de los gases de combustión.
- T_{ce} : Temperatura del fluido caliente a la entrada del recuperador.
- T_{cs} : Temperatura del fluido caliente a la salida del recuperador.

Despejando de la ecuación 26, se obtiene el valor de la temperatura de los gases de combustión a la salida del recuperador.

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{gases} \cdot C_{p_{gases}}}$$
(27)

3.2.4 Procedimiento de cálculo por zonas

Como se ha mencionado anteriormente, se ha divido el recuperador en tres zonas diferentes en función del estado en el que se encuentre el fluido frío. A efectos de cálculo, en cada zona se han considerado las temperaturas medias entre la entrada y salida de la misma. Además, se supone inicialmente, que las pérdidas de carga del fluido frío dentro del intercambiador son lo suficientemente pequeñas en relación con la presión inicial y que, por lo tanto, se pueden despreciar a la hora de realizar los cálculos. Así, la presión se considera constante a lo largo de todo el recuperador a efectos de cálculo.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es el coeficiente de transmisión de calor, tanto en los gases como en el fluido frío. Para los gases y para la zona B del fluido frío se suponen

inicialmente los valores del coeficiente de transferencia de calor por convección de manera que se eligen valores bibliográficos para hacer un primer cálculo y, posteriormente, se calculan con las propiedades obtenidas. Una vez hecho esto, si los valores obtenidos no coinciden con los supuestos, se repite el cálculo usando estos valores obtenidos y se realiza de nuevo la comprobación. Este procedimiento se realiza de forma iterativa hasta que los valores obtenidos son prácticamente iguales a los supuestos.

Por su parte, para obtener el coeficiente de transmisión de calor por convección en las zonas A y C del fluido frío se utiliza la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k} \tag{28}$$

Siendo

- Nu: Número de Nusselt.
- h: Coeficiente de transferencia de calor por convección.
- d: Diámetro interior del tubo.
- k: Conductividad térmica del fluido.

Para el número de Nusselt en flujo interior existen numerosas correlaciones en función de las condiciones del flujo. Las más comunes se reúnen en la siguiente tabla.

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	
$Nu = 0.27 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$	0.7 < Pr < 16.700 $Re > 10^4$	
(Sieder-Tate)		
$Nu = \frac{(C_f/2)Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7(C_f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (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 · $10^3 < Re < 9,05 · 10^5$ Flujo de calor constante en la pared	
$Nu = 5,0 + 0,025Pe^{0,8}$	Pe > 100 $T_p \ constante$	

Tabla 3: Expresiones para el Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular [4]

En este caso se elige la correlación de Dittus-Boelter puesto que, como se verá más adelante, sus condiciones se ajustan a los valores manejados en las zonas A y C, que son en las que se calculará el coeficiente de transmisión de calor por convección. En esta correlación se tiene que:

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

El valor de n es 0,4 debido a que, en este caso, el fluido frío se calienta.

El valor del número de Prandtl, así como los valores de la conductividad térmica, densidad y viscosidad del agua necesarios para obtener el número de Reynolds, se calculan mediante el software EES (Engineering Equation Solver) utilizando los valores de temperatura media de cada zona y la presión de 400 kPa. Por su parte, el número de Reynolds proviene de la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho u_i d_i}{\mu} \tag{29}$$

Donde:

- ρ: Densidad del fluido frío.
- u_i: Velocidad del fluido frío.
- µ: Viscosidad dinámica del fluido frío.

3.2.4.1 Zona A

En la zona A se encuentra la entrada del agua, que ha sido bombeada después de realizar todo el proceso industrial para el que era requerida, y la salida de los gases. Esta zona se caracteriza porque el fluido frío es agua líquida. El agua entra a 28 °C de temperatura y 400 kPa de presión.

El cálculo del área de transferencia de calor necesaria para obtención de vapor de agua en las condiciones deseadas se realiza empleando el método de la efectividad-NUT, tal y como se mencionó al comienzo de este trabajo. Para ello, es necesario conocer la temperatura a la que comienza el cambio de fase, para lo cual se necesita la potencia calorífica transferida en esta zona del recuperador.

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_w (h_5 - h_4) \tag{30}$$

Siendo h_5 y h_4 las entalpías del fluido frío al final de la zona A y al principio de la misma, respectivamente. A partir de aquí, se calcula la temperatura T_x , que es a la que se encuentran los gases en el momento en el que empieza el cambio de fase:

$$T_x = T_{cs} + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}_{gases} \cdot C_{p_{gases}}}$$
(31)

Una vez calculada la temperatura T_x , nos encontramos en condiciones de poder calcular la efectividad de esta zona del recuperador utilizando la ecuación (5). Esto se debe a que, como se verá más adelante, la capacidad térmica del fluido frío es la mínima. Por lo tanto, la efectividad se calculará como:

$$\varepsilon_A = \frac{T_5 - T_4}{T_x - T_4}$$
(32)

Por otro lado, como se dijo anteriormente, la capacidad térmica del fluido frío es la mínima, mientras que la del fluido caliente es la máxima. De esta forma, se tiene que:

$$C_{minA} = \dot{m}_w C_{p_{agua}} \tag{33}$$

$$C_{m\acute{a}xA} = \dot{m}_{gases} C_{p_{gases}} \tag{34}$$

$$C_{rA} = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{35}$$

A partir de estos datos, se puede calcular el NUT mediante la expresión dada en la Tabla 2 para intercambiadores de calor de corrientes cruzadas con $C_{máx}$ mezclado y $C_{mín}$ sin mezclar.

$$NUT_A = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_{rA}}\right)\ln(1 - \varepsilon_A C_{rA})\right]$$
(36)

Una vez calculado el NUT, se puede obtener el valor del producto UA a partir de la ecuación (6).

$$UA_A = NUT_A \cdot C_{minA} \tag{37}$$

Conociendo el valor del producto UA_A , si se calcula el valor de U_A se puede despejar el área interior de los tubos de la zona A. Para calcular el valor de U_A se realiza un balance de calor, obteniendo el siguiente circuito térmico equivalente.

<u>1/(h_iA*A_int*n_pasosA)</u>	<u>ln(d_e/d_i)/(2*</u>	<u>ii*k tubos*L tubo*n paso</u>	<u>sA)1/(A ext*n pasos A*h gases*eta g)</u>
<u>R_int/(A_int₊n_</u> p	<u>asosA)</u>	<u>R_ext/(A_ext*n_</u>	pasosA)
	~	/	
Convección interior	Conduc	ción	Convección exterior
Resistencia térmio	a de contacto	Resistencia térmica o	de contacto
Eiguro 15: Cir	quita tármiga ag	uivelente de la zone	٨

Figura 15: Circuito térmico equivalente de la zona A

En este circuito térmico equivalente se tiene que:

- h_iA: Coeficiente de transmisión de calor por convección en la zona A.
- R_{int}: Resistencia térmica de contacto debido a la suciedad de los tubos en el interior.
- d_i: Diámetro interior de los tubos.
- d_e: Diámetro exterior de los tubos.
- k_{tubos}: Conductividad térmica de los tubos.
- Rext: Resistencia térmica de contacto debido a la suciedad de los tubos en el exterior.
- A_{int}: Área interior de un paso de tubos.
- A_{ext}: Área exterior de un paso de tubos.
- n_{pasosA}: Número de pasos de la zona A.
- h_{gases}: Coeficiente de transmisión de calor por convección de los gases.
- L_{tubo}: Longitud de los tubos.

A partir de aquí se puede obtener la resistencia térmica total sabiendo que está relacionada con el coeficiente global de transmisión de calor, U, mediante la siguiente expresión:

$$R_{total} = \frac{1}{UA_A} = \frac{1}{h_{iA}A_{int}n_{pasosA}} + \frac{R_{int}}{A_{int}n_{pasosA}} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi k_{tubos}L_{tubo}n_{pasosA}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}n_{pasosA}} + \frac{1}{A_{ext}n_{pasosA}}$$
(38)

Si la expresión (38) se multiplica por el área interior total del recuperador $(A_{int} \cdot n_{pasosA})$ se puede despejar el valor de U_A, puesto que el número de pasos de A, que es una incógnita hasta el momento, se anula en la ecuación. De tal manera que quedaría:

$$\frac{1}{U_A} = \frac{1}{h_{iA}} + R_{int} + \frac{d_i \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2k_{tubos}} + R_{ext} \frac{A_{int}}{A_{ext}} + \frac{A_{int}}{A_{ext}h_{gases}\eta_g}$$
(39)

Despejando de la ecuación (39) se obtiene el valor de U_A, a partir del cual se puede obtener el valor del área interior total de la zona A y por consiguiente el número de pasos de esta zona. Esto se puede realizar debido a que se establece un valor para el número de tubos en cada paso, que en este caso se trata de 50. De esta manera, el valor del área total interior y el número de pasos de la zona A se obtiene de la siguiente forma:

$$A_A = \frac{UA_A}{U_A} \tag{40}$$

$$n_{pasosA} = \frac{A_A}{A_{int}} \tag{41}$$

Donde A_A es el área interior total de la zona A.

3.2.4.2 Zona B

La zona B es la parte del recuperador donde tiene lugar el cambio de fase y que, por lo tanto, el fluido frío es una mezcla de líquido y vapor. En esta zona el fluido frío se mantiene constante a la temperatura de cambio de fase, que ha sido obtenida mediante el software EES (Engineering Equation Solver). Por su parte, los gases abandonan esta zona con la temperatura T_x, calculada en el apartado anterior, mientras que entran a ella con una temperatura T_y. Para calcular dicha temperatura, es necesario conocer la potencia calorífica que se transfiere de los gases al fluido frío en esta zona. Esto se consigue mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_w (h_6 - h_5) \tag{42}$$

Donde

- \dot{Q}_B es la potencia calorífica transferida en la zona B.
- \dot{m}_w es el flujo másico del fluido frío.
- h_6 es la entalpía del fluido frío al final de la zona B.
- h_5 es la entalpía del fluido frío al inicio de la zona B.

Haciendo un cálculo análogo con los datos de los gases se obtiene la temperatura, T_y , a la que entran los gases en la zona B.

$$T_{y} = T_{x} + \frac{\dot{Q}_{B}}{\dot{m}_{gases}C_{p_{gases}}}$$
(43)

Debido a que el proceso que se lleva a cabo en esta zona es un cambio de fase, el valor de C_r es cero, tal y como se comentó al explicar el método de la efectividad-NUT. Por lo tanto, el cálculo de la efectividad se realiza como el cociente entre el calor transferido y el calor máximo transferido en esta zona:

$$\varepsilon_B = \frac{\dot{m}_w h_{fg}}{C_B (T_y - T_5)} \tag{44}$$

Siendo:

- $h_{fg} = h_6 h_5$ la entalpía de vaporización.
- $C_B = \dot{m}_{gaes} C_{p_{gases}}$ la capacidad térmica de los gases en esta zona.
- *T*₅ la temperatura teórica más baja a la que podría salir los gases de la zona B, es decir, es la temperatura de entrada del fluido frío.

Una vez calculada la efectividad, se obtiene el NUT a partir de la ecuación de todos los intercambiadores con $C_r = 0$ de la Tabla 2.

$$NUT_B = -\ln(1 - \varepsilon_B) \tag{45}$$

Con el NUT calculado se procede a la obtención del producto del coeficiente global e transmisión de calor por el área total de transmisión de calor de la zona B. Para ello se utiliza la ecuación (6), usando C_B en lugar de Cmín:

$$UA_B = NUT_B \cdot C_B \tag{46}$$

Una vez calculado este producto, se establece un coeficiente de transmisión de calor por convección para esta zona de $20.000 \frac{W}{m^2 K}$ obtenido de varias fuentes bibliográficas, debido a la gran dificultad que entraña calcularlo y a la poca precisión obtenida en dicho cálculo.

Conocido este coeficiente de transmisión de calor por convección en la zona B, se realiza el circuito térmico equivalente con los valores de todas las resistencias térmicas:



Figura 16: Circuito térmico equivalente de la zona B

Donde h_{iB} es el coeficiente de transmisión de calor por convección de la zona B y n_{pasosB} es el número de pasos de la zona B, el cual se obtendrá más adelante.

A partir de aquí, se calcula la resistencia térmica total repitiendo el proceso realizado para la zona A

$$R_{totalB} = \frac{1}{UA_B} = \frac{1}{h_{iB}A_{int}n_{pasosB}} + \frac{R_{int}}{A_{int}n_{pasosB}} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi k_{tubos}L_{tubo}n_{pasosB}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}n_{pasosB}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}n_{pasosB}}$$

$$(47)$$

Para obtener el U_B se multiplica la expresión anterior por el área total de intercambio de calor de la zona B, de forma que el número de pasos de B se anula en la ecuación al aparecer en el numerador y el denominador de todos los términos.

$$\frac{1}{U_B} = \frac{1}{h_i B} + R_{int} + \frac{d_i \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2k_{tubos}} + R_{ext} \frac{A_{int}}{A_{ext}} + \frac{A_{int}}{A_{ext}h_{gases}\eta_g}$$
(48)

Despejando de la ecuación (48) se obtiene el valor de U_B, a partir del cual se puede calcular el área total de transmisión de calor de la zona B y el número de pasos de esta zona.

$$A_B = \frac{UA_B}{U_B} \tag{49}$$

$$n_{pasosB} = \frac{A_B}{A_{int}} \tag{50}$$

Siendo A_B el área de transferencia de calor de la zona B y n_{pasosB} el número de pasos de esta zona.

3.2.4.3 Zona C

La zona C es donde tiene lugar el sobrecalentamiento del vapor hasta alcanzar 160 °C. A esta zona entran los gases provenientes de la turbina a una temperatura de 528 °C y con un flujo másico de 94 kg/s saliendo a la temperatura T_y .

La potencia calorífica transferida en esta zona se calcula de manera similar a la de las otras dos:

$$\dot{Q}_{C} = \dot{m}_{w}(h_{1} - h_{6}) \tag{51}$$

Una vez más, se emplea el método de la efectividad-NUT para el cálculo de la superficie de transferencia de calor de esta zona. Para ello se comienza calculando la eficiencia mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_C = \frac{T_1 - T_6}{T_{ce} - T_6} \tag{52}$$

Donde:

- ε_c es la eficiencia de la zona C.
- T_1 es la temperatura del fluido frío a la salida del recuperador.
- T_6 es la temperatura del fluido frío a la entrada de la zona C.
- T_{ce} es la temperatura de los gases a la entrada del recuperador.

A continuación, para poder calcular el NUT es necesario conocer las capacidades térmicas mínima y máxima. Para ello, se necesita conocer el calor específico del vapor en esta zona, el cual se consigue mediante el software EES (Engineering Equation Solver) utilizando una presión de 400 kPa y la temperatura media de la zona C.

Al igual que en la zona A, la capacidad térmica mínima corresponde al fluido frío y la máxima a los gases. Esto se comprobará más adelante con los resultados numéricos. De esta manera se tiene que:

$$C_{minC} = \dot{m}_w C_{p_n} \tag{53}$$

$$C_{maxc} = \dot{m}_{gases} C_{p_{gases}} \tag{54}$$

$$C_{rC} = \frac{C_{minC}}{C_{maxC}}$$
(55)

Siendo:

- *C_{mínc}*: La capacidad térmica mínima.
- *C_{máxc}*: La capacidad térmica máxima.
- C_{p_n} : El poder calorífico del fluido frío en la zona C.
- C_{rc}: La relación entre las capacidades térmicas máximas y mínimas.

Ahora sí, ya están disponibles todas las variables para el cálculo del NUT de la zona C y el producto del coeficiente global de transmisión de calor por el área total de la misma zona. Así, se tiene que el NUT se calcula de la siguiente forma:

$$NUT_{C} = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_{rC}}\right)\ln(1 - \varepsilon_{C}C_{rC})\right]$$
(56)

Esta ecuación está recogida en la Tabla 2, en la sección de corrientes cruzadas con $C_{máx}$ mezclado y $C_{mín}$ sin mezclar.

Conociendo el valor del NUT para esta zona, se calcula el producto UAc

$$UA_C = NUT_C \cdot C_{minC} \tag{57}$$

Una vez obtenido el valor UA_C se realiza el cálculo de la resistencia térmica total de la zona C. Para ello, se utiliza el siguiente circuito térmico equivalente que facilita su cálculo:





De aquí, al igual que en las otras dos zonas, se obtiene la resistencia térmica total de esta zona, que está relacionada con el coeficiente global de transferencia de calor:

$$R_{tC} = \frac{1}{UA_C} = \frac{1}{h_{iC}A_{int}n_{pasosC}} + \frac{R_{int}}{A_{int}n_{pasosC}} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi k_{tubos}L_{tubo}n_{pasosC}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}n_{pasosC}} + \frac{1}{A_{ext}n_{pasosC}}$$
(58)

Donde:

- R_{tc} es la resistencia térmica de contacto total de la zona C.
- *h_{iC}* es el coeficiente de transmisión de calor por convección del fluido frío.
- n_{pasosc} es el número de pasos en la zona C.

Para el cálculo de h_{iC} se sigue el mismo procedimiento que en la zona A. Se utiliza la correlación de Dittus-Boelter, tal y como se explicó anteriormente.

Con toda esta información ya estamos en condiciones de calcular la superficie de intercambio de calor de la zona C, así como el número de pasos necesarios.

$$A_C = \frac{UA_C}{U_C} \tag{59}$$

$$n_{pasosC} = \frac{A_C}{A_{int}} \tag{60}$$

Donde A_C es la superficie de intercambio de calor de la zona C y n_{pasosC} es el número de pasos de dicha zona.

3.2.4.4 Comprobación del coeficiente de transferencia de calor por convección de los gases

El coeficiente de transferencia de calor por convección de los gases se obtiene a partir de la ecuación (29), donde el Nusselt se puede calcular mediante la siguiente correlación para flujo exterior en bancos de tubos con arreglo cuadrado:

$$Nu_{gases} = 0.27 Re_{gase,máx}^{0.63} Pr_{gases}^{0.36}$$
(61)

Donde:

- *Nu_{gases}* es el número de Nusselt de los gases a su temperatura media.
- *Regases,máx* es el número de Reynolds máximo de los gases.
- *Pr_{gases}* es el número de Prandtl de los gases a su temperatura media.

La temperatura media de los gases se calcula como:

$$T_{mGases} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{2} \tag{62}$$
Siendo:

- T_{mGases} la temperatura media de los gases en el recuperador.
- T_{ce} la temperatura de los gases a la entrada del recuperador.
- T_{cs} la temperatura de los gases a la salida del recuperador.

El número de Reynolds máximo se produce a la velocidad máxima de los gases en su paso a través del banco de tubos. Dicha velocidad en bancos de tubos con arreglo cuadrado se calcula mediante la siguiente expresión:

$$u_{gases,máx} = \frac{u_{gases}s}{s - d_e} \tag{63}$$

Donde:

- $u_{gases,máx}$ es la velocidad máxima en un banco de tubos con arreglo cuadrado.
- u_{gases} es la velocidad de entrada de los gases al recuperador.
- *s* es la separación entre centros de tubos.
- d_e es el diámetro externo de los tubos.

La velocidad de entrada de los gases al recuperador se calcula a partir del caudal másico de gases de la siguiente forma:

$$u_{gases} = \frac{\dot{m}_{gases}}{\rho_{gases} \pi \frac{D^2}{A}}$$
(64)

De forma que:

- u_{gases} es la velocidad de los gases a la entrada del recuperador.
- \dot{m}_{gases} es el caudal másico de gases.
- ρ_{gases} es la densidad la densidad de los gases.
- *D* es el diámetro hidráulico del recuperador.

Este diámetro hidráulico se obtiene de:

$$D = \frac{4A_{rec}}{P_{rec}} \tag{65}$$

Donde A_{rec} es la sección del recuperador por la que circulan los gases y P_{rec} es el perímetro del recuperador.

Por lo tanto, el Reynolds máximo de los gases se calcula como:

$$Re_{gases,máx} = \frac{\rho_{gases} u_{gases,máx} d_e}{\mu_{gases}}$$
(66)

Siendo μ_{gases} la viscosidad dinámica de los gases.

El número de Prandtl, así como las propiedades físicas de los gases, se calculan mediante el software EES (Engineering Equation Solver).

3.2.4.5 Comprobación del coeficiente de transferencia de calor por convección en la zona B

La comprobación del coeficiente de transferencia de calor por convección en la zona B se realiza mediante la correlación de Dengles & Addoms para agua:

$$h_b = 3.5 h_l \frac{1}{\sqrt{x_{tt}}} \tag{67}$$

Siendo:

- *h_b* el coeficiente de transferencia de calor por convección en la zona B.
- h_l el coeficiente de transferencia de calor por convección en la zona A.
- *x*_{tt} el parámetro de Martinelli.

Este parámetro de Martinelli se calcula como:

$$x_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{\nu}}{\rho_{l}}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_{l}}{\mu_{\nu}}\right)^{0,1}$$
(68)

Donde:

- *x* es el título de vapor medio de la zona B, que se puede considerar 0,5.
- ρ_l es la densidad del agua al inicio del cambio de fase.
- ρ_v es la densidad del vapor al final del cambio de fase.
- μ_l es la viscosidad dinámica del agua al inicio del cambio de fase.
- μ_v es la viscosidad dinámica del vapor al final del cambio de fase.

Estas propiedades físicas se calculan mediante el software EES (Engineering Equation Solver).

4. CAÍDA DE PRESIÓN

A lo largo del recuperador se produce una caída de presión tanto en el fluido frío, que circula por el interior de los tubos, como por los gases que salen de la turbina. Este hecho se debe a la fricción de las partículas entre sí y con las paredes de los tubos. Las pérdidas pueden ser continuas o regulares, a lo largo de los tubos, o accidentales o singulares, debido a

circunstancias particulares, como un cambio de dirección en un codo, un estrechamiento al entrar en un tubo, etc,

4.1 Caída de presión en el fluido frío

El cálculo de la caída de presión en los tubos se han analizado tres aspectos importantes. En primer lugar, se ha tenido en cuenta la caída de presión que se produce en el cabezal que distribuye el fluido frío, a la entrada del recuperador, por los distintos tubos del primer paso. A continuación, se procede al cálculo de la caída de presión en una columna de tubos, puesto que el fluido frío circula en las mismas condiciones a través de todas las columnas y, además, todas constan de los mismos accesorios. Finalmente, se produce una pérdida de carga en el cabezal colector que recoge el vapor proveniente del recuperador para enviarlo a través de una tubería al proceso en el cual sea requerido.

4.1.1 Variación de presión en los cabezales

En las superficies de intercambio de calor por convección por lo general se utilizan cabezales horizontales, los cuales distribuyen el flujo por los tubos (cabezales distribuidores, CD) y los colectan desde los tubos (cabezales colectores, CC). A la parte del cabezal a donde entra o desde donde sale el flujo se le llama zona activa.

De acuerdo con la disposición de los tubos distribuidores y colectores se pueden diferenciar dos tipos de cabezales: con suministro o descarga radial o lateral del flujo. La carga (descarga) radial puede realizarse tanto en los límites de la zona activa como fuera de ella; en el primer caso las entradas (salidas) generalmente se distribuyen a una misma distancia entre ellas a todo lo largo y a este tipo de cabeza se le llama cabezal con carga o descarga regulares. Es posible tener también una distribución irregular de las cargas y descargas. La carga (descarga) del flujo fuera de la zona activa se le llama lateral o angulada.



Figura 18: Tipos de cabezales. 1 - Cabezal distribuidor/colector con suministro radial. 2 - Cabezal distribuidor con suministro lateral. 3 -Cabezal colector con salida lateral. 4 - Cabezal colector con salida radial desacoplada del fluido de trabajo en la zona activa [1]

Para la realización de este trabajo se ha seleccionado el cabezal 1 de la Figura 18, tanto para para la entrada del fluido frío a la zona activa como para la salida.

La variación de máxima de presión a lo largo del cabezal ubicado horizontalmente se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{cab} = B \frac{\rho_f u_{f max}^2}{2} \tag{69}$$

Donde:

- $u_{f max}$ es la máxima velocidad del flujo en el cabezal.
- ρ_f es la densidad del flujo en los límites del cabezal.
- *B* es el coeficiente que considera la pérdida de presión en el cabezal, se toma de la siguiente tabla.

Los valores de B se muestran en la siguiente tabla:

Tipo de cabezal	Características del cabezal	В
Cabezales	Con descarga radial en el centro	1,8
colectores	Con descarga lateral	2,0
Cabezales distribuidores	Con carga radial en el centro de la zona activa y para una relación $f_{cab}/f_{sum} < 1,0$	1,6
	Con carga radial en el centro de la zona activa y para una relación $f_{cab}/f_{sum} > 1,5$	2,0
	Con carga lateral y para una relación $f_{cam} = f_{sum}$	0,8
	Con carga lateral y para una relación $f_{cab} < f_{sum}$	$2\left(\frac{f_{cab}}{f_{sum}}-0,6\right)$
	Con carga en ángulo (fuera de la zona activa)	1,0

En la Tabla 4:

- f_{cab} es el área de la sección interna del cabezal.
- *f_{sum}* es la suma de las áreas de todos los tubos que suministran el flujo hacia el cabezal distribuidor.

4.1.1.1 Cabezal distribuidor

La caída de presión en el cabezal distribuidor se calcular mediante la ecuación (69), de tal manera que se obtiene:

$$\Delta P_{cab_e} = B_e \frac{\rho_{fe} u_{fe\,máx}^2}{2} \tag{70}$$

Siendo:

• ΔP_{cab_e} la caída de presión en el cabezal distribuidor.

- B_e el coeficiente B en el cabezal distribuidor.
- ρ_{fe} la densidad del flujo en los límistes del cabezal distribuidor.
- *u_{fe}* la velocidad máxima del flujo en el cabezal distribuidor.

El valor de ρ_{fe} se calcula mediante el software EES (Engineering Equation Solver) introduciendo los valores de presión y temperatura correspondientes al punto 4 del ciclo.

La velocidad máxima se obtiene a partir de la expresión del caudal, puesto que se conoce el flujo másico y la densidad del fluido frío.

$$\begin{cases} Q = u_{fe}A \\ Q = \frac{\dot{m}_w}{\rho_{fe}} \xrightarrow{\rightarrow} \frac{\dot{m}_w}{\rho_{fe}} = u_{fe}A \end{cases}$$
(71)

Siendo:

- *Q* el caudal volumétrico total que entra en el recuperador.
- *A* la sección del tubo por el que entra el flujo al cabezal distribuidor.

Para obtener el valor de B_e es necesario calcular f_{cab} y f_{sum} en el cabezal distribuidor, esto se hace mediante las siguientes ecuaciones obtenidas de la geometría del cabezal distribuidor:

$$f_{cab} = \pi \frac{d_{iCD}^2}{4} \tag{72}$$

$$f_{sum} = N_{tubos} \pi \frac{d_{itubos}^2}{4} + \pi \frac{d_{ientrada}^2}{4}$$
(73)

Donde

- *d_{iCD}* es el diámetro interior del cabezal distribuidor.
- N_{tubos} es el número de tubos por paso.
- ditubos es el diámetro interior de los tubos del recuperador
- *d_{ientrada}* es el diámetro interior del tubo que introduce el fluido al cabezal distribuidor.

Haciendo la relación $\frac{f_{cab}}{f_{sum}}$ con los datos numéricos se observa que el valor es inferior a 1 y, por lo tanto, el valor de B_e es 1,6.

4.1.1.2 Cabezal colector

La presión del cabezal colector, al igual que la del cabezal distribuidor, se calcula mediante la ecuación (61):

$$\Delta P_{cab_s} = B_s \frac{\rho_{fs} u_{fs max}^2}{2} \tag{74}$$

Donde:

- ΔP_{cab_s} es la caída de presión en el cabezal colector.
- B_s es el coeficiente B en el cabezal colector.
- ρ_{fs} es la densidad del flujo en los límistes del cabezal colector.
- *u*_{fs} es la velocidad máxima del flujo en el cabezal colector.

El cálculo de las diferentes variables de la ecuación (66) se realiza de forma análoga a lo mostrado para el cabezal distribuidor, excepto en el caso del coeficiente B que, en este caso, es 1,8 tal y como indica la Tabla 4 para cabezal colectores con descarga radial en el centro.

4.1.2 Variación de presión en los tubos

Las pérdidas de carga en los tubos se realizan calculando la caída de presión en una columna de tubos, puesto que todas constan del mismo número de tubos y de los mismos accesorios. Al igual que en el cálculo térmico, se ha divido el recuperador en tres zonas en función del estado del fluido frío. El procedimiento de cálculo es idéntico en las tres zonas.

En primer lugar, es necesario conocer el número de tubos y codos que hay en una columna de tubos de la zona. El número de tubos coincide con el número de pasos de la zona, mientras que el número de codos se puede calcular de la siguiente forma:

$$N_{codos} = N_{tubos} - 1 \tag{75}$$

Donde:

- *N_{codos}* es el número de codos de la zona considerada.
- *N_{tubos}* es el número de tubos de la zona considerada.

Por otro lado, la longitud total de los tubos de la zona es:

$$L = N_{tubos} \cdot L_{tubo} \tag{76}$$

Siendo L la longitud de los tubos de la zona considerada.

Una vez conocidos estos datos ya se puede realizar el cálculo de la variación de presión. La altura equivalente de pérdidas de carga regulares se calcula mediante la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_f = \frac{{u_i}^2}{2g} \cdot \frac{\lambda L}{d_i} \tag{77}$$

Donde:

• h_f es la altura equivalente de las pérdidas de carga regulares.

- u_i es la velocidad del fluido frío en la zona considerada.
- g es la aceleración de la gravedad.
- λ es el factor de fricción.
- *d_i* es el diámetro interior del tubo.

El coeficiente de fricción se calcula teniendo en cuenta que el flujo por el interior de los tubos es turbulento, debido a que el número Reynolds es mayor de 4.000 en las zonas A y C. En la zona B, se comprueba que esto se cumple también, para ello, se utiliza la ecuación (29), en la cual se considera que la viscosidad dinámica de la zona B es la media entre la de la zona A y la zona C. De tal manera que tenemos:

$$\mu_B = \frac{\mu_A + \mu_B}{2} \tag{78}$$

Siendo μ_B la viscosidad dinámica de la zona B.

Esto implica que para el cálculo de λ es necesario usar la ecuación de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log_{10}\left(\frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}}\right) \tag{79}$$

Donde ε_r es la rugosidad relativa de los tubos, que se calcula con la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_{abs}}{d_i} \tag{80}$$

Siendo ε_{abs} la rugosidad absoluta de los tubos.

A continuación, se calculan la altura equivalente de las pérdidas de carga singulares:

$$h_{mi} = \frac{u_i^2}{2g} N_{codos} k_{codos} \tag{81}$$

Siendo:

- h_{mi} la altura equivalente de las pérdidas de carga singulares en la zona considerada.
- k_{codos} el coeficiente de pérdidas de carga de los codos de 180°.

Los coeficientes de pérdidas de carga de los codos dependen del radio relativo de éstos. En la siguiente tabla se muestran los valores de este coeficiente en función del radio relativo:

Ángulo de			Radio relativo	o del codo $\frac{R}{d_{int}}$	-	
giro φ	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
60°	0,32	0,25	0,21	0,18	0,16	0,15
90°	0,41	0,34	0,3	0,24	0,22	0,20
120°	0,5	0,4	0,34	0,27	0,24	0,22
180°	0,6	0,48	0,4	0,32	0,28	0,26

Tabla 5: Coeficientes de pérdidas de carga por los cambios de dirección (codos) [1]

Siendo R el radio de los codos y d_{int} el diámetro interior de los tubos a los que van soldados los codos.

La altura equivalente de la caída de presión total en la zona considerada se obtiene sumando las pérdidas de carga regulares y las pérdidas de carga singulares:

$$h_t = h_f + h_{mi} \tag{82}$$

Una vez calculado todo esto, se obtiene la caída de presión total en los tubos mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{cab_e} + \sum_{i=A}^{C} \rho_i g h_{t_i} + \Delta P_{cab_s}$$
(83)

Siendo:

- ΔP_{total} la caída de presión total del fluido frío.
- $\sum_{i=A}^{C} \rho_i g h_{t_i}$ la suma de la caída de presión en las tres zonas.

Por lo tanto, la presión final del fluido frío se puede calcular como:

$$P_{final} = P_1 - \Delta P_{total} \tag{84}$$

4.2 Caída de presión en los gases

El cálculo de la caída de presión en los gases se ha realizado en base al método que se describe en el libro "Heat Compact Exchenger" de W.M. Keys y A.L. London, el cual tiene una gran reputación en el mundo de los intercambiadores de calor.

Este libro propone como que la caída de presión en un flujo de gases que circula a través de un banco de tubos se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{gases} = \frac{G^2 v_i}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_0}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right]$$
(85)

Donde:

- ΔP_{gases} es la caída de presión en los gases.
- *G* es la velocidad de masa máxima.

•
$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}}$$
 (86)

- A_{ff} es el área de sección transversal perpendicular a la dirección del flujo.
- *A* es el área del intercambiador.
- A_{fr} es el área frontal.
- *v_i* es el volumen específico de entrada de los gases.
- v_o es el volumen específico de salida de los gases.
- v_m es el valor medio del volumen específico de los gases a la entrada y a la salida.
- *f* es el factor de fricción.

El primer término del lado derecho de la ecuación (85) explica los efectos de aceleración o desaceleración conforme el fluido pasa a través del intercambiador de calor, mientras que el segundo término explica las pérdidas debidas a la fricción del fluido.

$$G = \rho_{gases} u_{máx_{gases}} \tag{87}$$

La velocidad máxima de los gases se puede calcular sabiendo que los tubos tienen un arreglo rectangular mediante la siguiente ecuación:

$$u_{m\acute{a}x_{gases}} = \frac{u_{gases} \cdot s}{s - d_e} \tag{88}$$

Donde:

- *u_{gases}* es la velocidad medio de los gases a través del banco de tubos.
- s es la separación entre ejes de los tubos.
- d_e es el diámetro exterior de los tubos.

Por su parte, la velocidad media de los gases se determina conociendo el flujo másico de éstos a la entrada del recuperador de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{gaes} = u_{gases} \rho_{gases} \pi \frac{{D_h}^2}{4} \tag{89}$$

Siendo:

- ρ_{gases} la densidad de los gases.
- D_h el diámetro hidráulico.

Teniendo en cuenta que la entrada del recuperador es rectangular, el diámetro hidráulico se calcula de esta forma:

$$D_h = \frac{4A}{2P} \tag{90}$$

Donde A es el área de entrada y P el perímetro, los cuales dependen del número de tubos por paso y de la longitud de los tubos.

Además, G se puede calcular también como:

$$G = \frac{\dot{m}_{gases}}{A_{ff}} \tag{91}$$

Despejando de la ecuación (91), se obtiene el valor de A_{ff} .

Sabiendo que el área frontal, A_{fr} , se calcula como:

$$A_{fr} = \pi \frac{D_h^2}{4} \tag{92}$$

El valor de σ se determina mediante la ecuación (86).

Por otro lado, los valores de los volúmenes específicos de los gases a la entrada y a la salida del recuperador se calculan mediante el software EES (Engineering Equation Solver) introduciendo los valores de presión y temperatura correspondiente a los gases. Así mismo, el valor de v_m , se calcula haciendo la media de los valores a la entrada y a la salida del recuperador:

$$v_m = \frac{v_i + v_o}{2} \tag{93}$$

El área total se calcula como el producto de A_{tc} , que era el área total de transferencia de calor de un tubo, por el número de tubos:

$$A = A_{tc} N_{tubos, total} \tag{94}$$



Figura 19: Factor de fricción de los gases [2]

El valor del factor de fricción, f, se calcula mediante la gráfica de la Figura 19 en función del número de Reynolds, el cual se obtiene a partir de la ecuación (29). Además, para el cálculo del número de Reynolds es necesario conocer la viscosidad dinámica de los gases. Ésta se calcula mediante el software EES (Engineering Equation Solver) en gases.

5. DISEÑO MECÁNICO

Para el diseño de las diversas partes que forman el recuperador se han tenido en cuenta las normas y recomendaciones presentes en el código ASME (American Society of Mechanical Engineers)

5.1 El código ASME

El código ASME cuenta con diversas secciones, tratando la mayoría de ellas sobre el diseño, construcción y funcionamiento de sistemas sometidos a presión.

Las secciones utilizadas para la realización de este trabajo han sido la sección VIII División 1 y la sección II parte D.

La sección VIII División 1 trata los siguientes apartados referentes a recipientes sometidos a presión: materiales, diseño, aberturas y refuerzos, superficies reforzadas y apoyadas, ligamentos, fabricación, inspección y test, marcas y reportes y dispositivos de alivio de presión.

La sección II parte D contiene todo lo referido a los distintos materiales empleados en la construcción de recipientes sometidos a presión.

5.2 Materiales

El material seleccionado para las distintas partes del recuperador es acero inoxidable, concretamente el UNS S44660. Este material se trata de un acero inoxidable ferrítico de alta resistencia mecánica, con un contenido en cromo muy alto y una gran ductilidad. Sus usos más comunes son en intercambiadores de calor que actúan a altas temperaturas y hornos de combustión. La elección de este material se realiza con el objetivo de evitar la corrosión en las distintas partes del equipo.

Se ha barajado la posibilidad de utilizar otros materiales como puede ser el caso de aleaciones de titanio, que son muy utilizadas en la construcción de intercambiadores de calor. Concretamente se ha barajado la utilización de la aleación UNS R56400 (Ti-6AI-4V), puesto que es muy resistente químicamente en las carcasas, tubos y placas de intercambiadores de calor. La principal ventaja del titanio es su elevada resistencia a la presencia de cloruros con respecto al acero inoxidable. Sin embargo, dada la alta temperatura de los gases de escape (más de 500 °C) se ha desestimado su uso, ya que la capa de TiO₂ (que es la que da resistencia a la corrosión) se desestabiliza por encima de esa temperatura.

La selección del acero inoxidable correcto de los muchos tipos que hay disponibles requiere una evaluación basada en cuatro criterios importantes. Listados en orden de importancia descendente, los criterios son los siguientes:

- **Resistencia a la corrosión:** Es la primera razón para especificar el tipo de acero inoxidable. El técnico competente encargado de realizar la especificación necesita saber la naturaleza del ambiente y el grado de resistencia a la corrosión requerido.
- **Coste de ejecución:** Para poner todo en una perspectiva adecuada, es apropiado realizar un análisis del valor total. ¿Cuánto va a costar durante toda su vida útil? Esto considera el coste inicial más el ahorro que se produce en mantenimiento y reemplazo.
- **Fabricabilidad:** Cómo se debe realizar el producto es un tercer nivel de consideración. Esto incluye la capacidad para ser soldado, formado, etc.
- Propiedades mecánicas: Hay que hacer un énfasis particular en las características de transferencia de calor y en la resistencia a la temperatura ambiente, elevada o baja. Es decir, la base para la selección del tipo de acero es la combinación de la resistencia a la corrosión y la fuerza.

En este trabajo, el criterio que se ha utilizado para la elección de este material es la resistencia a la corrosión a altas temperaturas. Esto es debido a la posible presencia de elementos corrosivos en los gases de combustión provenientes de la turbina de gas.

La corrosión ha sido siempre un problema importante y costoso en los procesos industriales. La decisión de si un proceso industrial es práctico o no está íntimamente relacionado con la corrosividad del proceso. No solo se deben considerar los daños y reparaciones del equipo bajo ataque corrosivo y la reparación posterior, sino también eliminar el peligro de pérdida o contaminación del producto.

La presencia de cromo en todos los aceros inoxidables es el principal responsable de su resistencia a la corrosión. Con un 10,5% o más de cromo, se forma una película de óxido protector en condiciones atmosféricas normales. A medida que aumenta el contenido en cromo, la resistencia a la corrosión también aumenta de manera que, el acero inoxidable que contiene un 17% de cromo mejora la resistencia a la corrosión y el acero inoxidable que contiene un 28% de cromo es aún más resistente a la corrosión.



Figura 20: Datos de la industria del acero inoxidable [5]

La composición química del acero utilizado en este equipo, UNS S44660, se muestra en la siguiente tabla:

Elemento	Porcentaje
Cromo	25.0 - 28.0
Molibdeno	3.0 - 4.0
Níquel	1.0 – 3.5
Manganeso	1.00 máximo
Silicón	1.00 máximo
Carbono	0,03 máximo
Nitrógeno	0,04 máximo
Fósforo	0,04 máximo
Azufre	0,03 máximo
Titanio + Niobio	0,02 - 1.00
Hierro	Porcentaje restante

A continuación, se muestra una tabla en la que se realiza una comparación de las propiedades mecánicas de varias aleaciones:

	Acero al carbono	Tipo 304	UNS S44660
Cedencia máxima (MPa)	275	241	517
Resistencia a la tensión (MPa)	448	620	620
Elasticidad (%)	30	50	30
Módulo elástico (x10 ³ MPa)	207	193	214
Densidad (kg/m ³)	7750	8027	7750
Dilatación térmica (mm/mm-ºC)	12,06	16,02	9,54
Conductividad térmica (W/m-K)	52	16,09	17,13
Calor específico (J/kg-K)	512	512	512

Tabla 7: Comparación de propiedades de varios aceros

5.3 Tubos

Los tubos seleccionados para este recuperador de calor son de acero inoxidable UNS S44660 y tienen dimensiones según ASME B36.19.



Figura 21: Tubo aleteado

5.3.1 Cálculo del diámetro

El criterio crítico para la selección del diámetro del tubo ha sido la velocidad máxima del fluido en el interior de éste. Por lo tanto, teniendo en cuenta el número de tubos por paso y el caudal másico total del fluido frío, se calcula que el caudal másico por cada tubo es:

$$\dot{m}_{tubos} = \frac{\dot{m}_{w}}{N_{tubos}} \tag{95}$$

Siendo:

- \dot{m}_{tubos} el caudal másico de fluido frío por cada tubo.
- \dot{m}_w el caudal másico de fluido frío total.
- *N_{tubos}* el número de tubos por paso.

A partir de este caudal másico por cada tubo y estableciendo una velocidad media máxima en cada zona de circulación del fluido frío por interior de los tubos, se puede obtener el valor del diámetro interior despajando de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{tubos} = \rho u \pi \frac{{d_i}^2}{4} \tag{96}$$

Donde:

- ρ es la densidad media del fluido en la zona considerada.
- *u* es la velocidad media del fluido en la zona considerada.
- d_i es el diámetro interior de los tubos.

Una vez obtenido ese valor para el diámetro, se busca en un catálogo comercial el diámetro nominal más próximo al valor obtenido y se repite el cálculo anterior despejando esta vez, el valor de la velocidad en cada zona.

Diámetro	Diámetro	Espesor norminal, mm				
[pulg.]	[mm]	Schedule 5S	Schedule 10S	Schedule 40S	Schedule 80S	
1/8 "	10,3	-	1,24 (1)	1,73	2,41	
		-	0,28	0,37	0,47	
1/4"	13,7	-	1,65 (1)	2,24	3,02	
			0,49	0,63	0,80	
3/8"	17,1	-	1,65 (1)	2,31	3,20	
		-	0,63	0,84	1,10	
1/2"	21,3	1,65 (1)	2,11 (1)	2,77	3,73	
		0,80	1,00	1,27	1,62	
3/4"	26,7	1,65 (1)	2,11 (1)	2,87	3,91	
		1,02	1,28	1,69	2,20	
1"	33,4	1,65 (1)	2,77 (1)	3,38	4,55	
		1,29	2,09	2,50	3,24	
1 1/4"	42,2	1,65 (1)	2,77 (1)	3,56	4,85	
		1,65	2,69	3,39	4,47	
1 1/2"	48,3	1,65 (1)	2,77 (1)	3,68	5,08	
		1,90	3,11	4,05	5,41	
2"	60,3	1,65 (1)	2,77 (1)	3,91	5,54	
		2,39	3,93	5,44	7,48	
2 1/2"	73,0	2,11 (1)	3,05 (1)	5,16	7,01	
		3,69	5,26	8,63	11,41	
3"	88,9	2,11 (1)	3,05 (1)	5,49	7,62	
		4,52	6,46	11,29	15,27	
3 1/2"	101,6	2,11 (1)	3,05 (1)	5,74	8,08	
		5,18	7,41	13,57	18,64	
4"	114,3	2,11 (1)	3,05 (1)	6,02	8,56	
		5,84	8,37	16,08	22,32	
5"	141,3	2,77 (1)	3,40 (1)	6,55	9,53	
		9,46	11,56	21,77	30,97	
6"	168,3	2,77 (1)	3,40 (1)	7,11	10,97	
		11,31	13,83	28,26	42,56	
8"	219,1	2,77 (1)	3,76 (1)	8,18	12,70	
		14,78	19,97	42,55	64,64	
10"	273,1	3,40 (1)	4,19 (1)	9,27	12,70 (2)	
		22,61	27,79	60,31	81,56	
12"	323,9	3,96 (1)	4,57 (1)	9,53 (2)	12,70 (2)	
		31.25	35.00	73.88	97.47	

Figura 22: Catálogo de diámetros estándares

Este proceso iterativo se realiza con el diámetro interior correspondiente Schedule 5S del diámetro nominal seleccionado, comprobando posteriormente que el espesor es el adecuado mediante el cálculo del espesor mínimo. En caso de que el espesor no fuese suficiente se realizaría de nuevo los cálculos con un nuevo espesor

Además, este cálculo se tiene que realizar de tal manera que la velocidad en cualquiera de las tres zonas del recuperador no sea muy elevada y pueda causar daños en los tubos.

5.3.2 Cálculo del espesor mínimo

El código ASME especifica que el espesor mínimo para un recipiente cilíndrico sometido a presión interna se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \tag{97}$$

Donde:

- t es el espesor mínimo en pulgadas.
- *P* es la presión de diseño en pulgadas.
- *R* es el radio exterior en pulgadas.
- *S* es el valor de esfuerzo del material en lb/pulg².
- *E* la efectividad de la junta soldada, que en el caso de no haber soldadura es 1.

El valor de S para este tipo de acero está en la Tabla 7 y es 620 MPa o 89923,37 lb/in².

Una vez obtenido un espesor se comprueba que éste soportará la presión exterior. Para ello, se acude a la norma para cilindros con relación entre el diámetro externo y el espesor menor de 10.

La presión externa máxima de diseño será la menor de las dos siguientes:

$$P_{1} = \frac{2S}{d_{e}/t} \left(1 - \frac{1}{d_{e}/t} \right)$$
(98)

$$P_2 = \left(\frac{2,167}{d_e/t} - 0,0833\right)B\tag{99}$$

Donde S es 0,9 veces el límite elástico del material empleado en los tubos.

El factor B se obtiene de unas curvas en función del material y de otro factor denominado A presentes en la sección II, parte D del código ASME.

El factor A, para relaciones entre el diámetro externo y el espesor menores a 4, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$A = \frac{1.1}{(d_e/t)^2}$$
(100)

Para valores de A mayores de 0,1 se usan valores de B de 0,1.

5.4 Cabezales

El agua proveniente del proceso industrial para el que era requerida se bombea hacia un cabezal distribuidor que la reparte por los distintos tubos del primer paso. Las dimensiones de este cabezal se tienen que calcular en función de la velocidad máxima del agua a la entrada de éste, para evitar daños en el equipo. Por lo tanto, el diámetro interior del tubo de entrada al cabezal se calcula de la siguiente forma:

$$D_i = \sqrt{\frac{4\dot{m}_w}{\pi\rho u}} \tag{101}$$

Donde:

- *D_i* es el diámetro interior de la tubería de entrada al cabezal.
- \dot{m}_w es el flujo másico total del fluido frío.
- ρ es la densidad del fluido frío a la entrada del cabezal.
- u es la velocidad máxima establecida para el fluido frío a la entrada del cabezal.

Una vez obtenido un diámetro, se busca en el catálogo comercial de la Figura 21 el diámetro nominal más próximo al valor obtenido. Se debe calcular el espesor mínimo para estas condiciones y se selecciona un espesor adecuado en el catálogo. Una vez hecho esto, a partir de la ecuación (101), se calcula la velocidad con este nuevo diámetro y se comprueba que esté por debajo del límite de velocidad máxima establecida.



Figura 23: Cabezal distribuidor

En cuanto al cabezal de salida, se debe realizar el mismo cálculo, pero teniendo en cuenta que en este caso se trata de vapor y que su densidad es mucho menor que a la entrada, lo que nos permite establecer un límite de velocidad máxima superior.

5.4.1 Bridas de los cabezales

Las bridas utilizadas para los cabezales son bridas con cuello para soldar de acuerdo con el estándar ASME A105 y dimensiones según B16.5. Estas bridas se caracterizan por tener un largo cuello cónico, cuyo extremo tiene el mismo diámetro que los tubos a los a los que se van a soldar.

El extremo de la brida se suelda a tope con el tubo, de la misma manera que se sueldan dos extremos de tubos. Esta característica proporciona un conducto de área prácticamente constante, sin posibilidades de producir turbulencias en los fluidos que circulan.

Las bridas con cuello para soldar o Welding Neck (WN) son recomendadas para servicios severos, sea por alta temperatura, altas presiones, por ser líquidos inflamables, corrosivos o tóxicos, o en aquellos servicios donde las fugas de cualquier tipo deben mantenerse al mínimo. Además, la soldadura a tope entre la brida WN y el tubo, también llamada en inglés buttweld, permite ser inspeccionada por métodos radiográficos o ultrasónicos. Estos ensayos de inspección de soldaduras solo pueden realizados en este tipo de bridas y no en las otras, lo que da a las bridas WN mayor confiabilidad y seguridad en su uso. Por último, la soldadura a tope entre la brida y el tubo tiene una buena resistencia a la fatiga y no induce puntos locales de stress.



Brida				Tai	adros						
Diâmetro nominal	Diametro exterior de brida	Minimo espesor de brida	Diametro	Diâmetro bisel al comienzo del cuello	Cuello soldado	Hueco	Diametro de circulo de tornilios	Diâmetro de hueco de tomilios (pulg.)	Nº de tomillos	Diametro de tornillos (pulg.)	Peso (kg)
NPS	0	đ	x	An	Y	в	w	2	-	2	
55	90	9,6	30	21,3	46	15,8	60,3	%	4	%	0,9
34	100	11,2	38	26,7	51	20,9	69,9	56	4	%	0,9
1	110	12,7	49	33,4	54	26,6	79,4	5%	4	%	1,4
1 %	115	14,3	59	42,2	56	35,1	88,9	%	4	%	1,4
1 %	125	15,9	65	48,3	60	40,9	98,4	5%	4	%	1,8
2	150	17,5	78	60,3	62	52,5	120,7	34	4	%	2,7
2 %	180	20,7	90	73,0	68	62,7	139,7	34	4	56	3,6
3	190	22,3	108	88,9	68	77,9	152,4	34	4	5%	4,5
3 1/2	215	22,3	122	101,6	70	90,1	177,8	%	8	96	5,4
4	230	22,3	135	114,3	75	102,3	190,5	%	8	96	6,8
5	255	22,3	164	141,3	87	128,2	215,9	7/b	8	%	8,6
6	280	23,9	192	168,3	87	154,1	241,3	7/6	8	%	10,9
8	345	27,0	245	219,1	100	202,7	298,5	7∕a	8	%	17,7
10	405	28,5	305	273,0	100	254,6	362,0	1	12	7/6	23,6
12	485	30,2	365	323,8	113	304,8	431,8	1	12	7/a	36,3
14	535	33,4	400	355,6	125	(1)	476,3	1 %	12	1	50,0
16	595	35,0	457	406,4	125	(1)	539,8	1 3⁄0	16	1	64,0
18	635	38,1	505	457,0	138	(1)	577,9	1 %	16	1 %	68,0
20	700	41,3	559	508,0	143	(1)	635,0	1 %	20	1 1/8	81,6

Figura 24: Catálogo comercial de bridas

Las dimensiones de las bridas se seleccionan del siguiente catálogo comercial de bridas que actúan bajo condiciones máximas de 150 lb/in² de presión, valor ampliamente superior a los manejados en este equipo.



Figura 25: Brida de cuello para soldar

5.5 Codos

El cambio del sentido del movimiento del fluido frío en cada paso se realiza a través de codos de 180º que van soldados a los tubos. Estos codos, como es lógico, tienen que tener los mismos diámetros interior y exterior que los tubos.



Figura 26: Codo de 180º de acero inoxidable UNS S44660

5.6 Placas portatubos

En el diseño de las placas portatubos se han barajado varias opciones debido a la gran dificultad que entraña realizar este cálculo.

La primera opción manejada era realizar un análisis computacional mediante la utilización del método de los elementos finitos (MEF) con elementos 2D que reproduzcan la geometría de la placa.

MEF es un método numérico de cálculo empleado en la resolución de ecuaciones parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería, como es el análisis de tensiones o el análisis estático, térmico, análisis de fatiga y no lineal, entre otros. Se considera el método estándar más usado debido a su generalidad y compatibilidad para ser implementado en cualquier tipo de ordenador.

El método se basa en dividir el modelo o la geometría a validar en múltiples partes de pequeño tamaño denominadas "elementos". La división del modelo en pequeñas partes divide un problema complejo en muchos problemas de mayor simplicidad que se pueden resolver de forma simultánea en menos tiempo. Los elementos comparten en sí puntos comunes de intersección llamados "nodos".

Los programas basados en MEF formulan ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de cada uno de los elementos teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos a través de los nodos. Las ecuaciones matemáticas empleadas en un estudio estático definen los desplazamientos de cada uno de los nodos en las distintas direcciones en función de la carga, las restricciones de movimiento y las propiedades mecánicas del material empleado, entre otros aspectos. El desplazamiento de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones unitarias en las diferentes direcciones y las tensiones resultantes.

Por último, e postprocesado representa el modelo con una gama de colores que indican las tensiones y deformaciones sufridas bajo las condiciones de contorno definidas (sujeciones, material y cargas). La aplicación MEF se puede emplear en otros estudios como puede ser el caso análisis térmicos, de fatiga, de caída, etc.

Finalmente, esta opción ha sido rechazada debido a la gran complejidad que supone este tipo de análisis en esta situación, puesto que además del efecto de los tubos sobre la placa, habría que tener en cuenta que las propiedades del acero se ven alteradas a las altas temperaturas que se producen a la entrada de los gases. Otro factor a tener en cuenta a la hora de rechazar este método es la dificultad que supone tener en cuenta los efectos de la corrosión.

La segunda opción manejada para realizar este cálculo fue la utilización del programa Cespla, realizando un cálculo algo más simplificado mediante la utilización de barras en lugar de elementos 2D. La estructura sería un entramado ortogonal de barras, cada barra con la sección media del correspondiente tramo y condiciones de contornos empotradas o articuladas, dependiendo de las uniones a la carcasa y de cómo se comporte térmicamente ésta. Finalmente, esta opción ha sido rechazada por los mismos motivos que la anterior.

Una vez estudiadas las dos opciones mencionadas anteriormente y en vistas de la gran dificultad que suponía llevar a cabo cualquiera de las dos, se ha optado por comentar este caso al departamento de ingeniería naval de la Escuela Politécnica Superior con el objetivo de que nos facilitasen otras opciones más factibles para poner en práctica. Una vez expuesto el caso, llegamos a la conclusión de que la mejor opción posible era sobredimensionar la placa portatubos de forma que se utilice un espesor suficiente como para soportar los tubos y resistir a los efectos de las altas temperaturas. Además, se ha optado por la utilización de unos refuerzos verticales por la parte exterior de la placa de forma que den una mayor estabilidad al equipo. Estos refuerzos verticales son de sección rectangular con las esquinas biseladas para evitar la formación de grietas. Por otro lado, se deja una separación de 100 mm entre los bordes de las placas y los centros de las perforaciones de los tubos más próximos a éstos para dejar espacio suficiente para las aletas.

Así mismo, se ha barajado la posibilidad de usar rigidizadores longitudinales para la carcasa, unidos a las dos placas portatubos. La idea inicial era realizar un análisis del recuperador sin el uso de rigidizadores longitudinales mediante el método de los elementos finitos y, una vez vistos los resultados de dicho análisis, decidir si era necesario o no el uso de estos rigidizadores. En el caso de que sí fuesen necesarios se debería repetir el análisis añadiendo dichos rigidizadores longitudinales, pero como se ha optado por sobredimensionar el equipo

debido a la gran dificultad que entrañaba este cálculo no se ha podido comprobar si eran necesarios.

Finalmente se ha desechado la posibilidad de usar los rigidizadores longitudinales. Esto se debe a que, a pesar de que no se usan bafles o deflectores que den una mayor rigidez al equipo formando apoyos intermedios que disminuyen en gran medida los flectores y las deformaciones, se ha tenido en cuenta que la separación entre las placas, menos de 2 metros, es relativamente pequeña y, por lo tanto, no se considera necesario la utilización de estos rigidizadores longitudinales.



Figura 27: Placa portatubos

5.7 Placas laterales

En las placas laterales se ha optado por utilizar el mismo espesor que para la placa portatubos por dos motivos principales. Por un lado, tiene que resistir la presión interna del recuperador ejercida por los gases de escape de la turbina y, por otro lado, hay que tener en cuenta la utilización de dos ventanas de inspección que irán colocadas en cada placa portatubos para poder realizar inspecciones de los tubos para la realización de mantenimiento en el equipo.

En cuanto a las aperturas de inspección hay que decir que originan una concentración de tensiones locales y por lo tanto un debilitamiento de la zona cercana a las mismas.

Ensayos de laboratorio han demostrado que para reducir esta concentración de tensiones es necesario reforzar la zona alrededor de la abertura. Este refuerzo se puede realizar aumentando el espesor de la chapa en esa zona y si existe una tobera soldada sobredimensionándola, o ambas cosas a la vez.

La zona de refuerzo sería la zona ABCD que se muestra en la siguiente figura:



Figura 28: Zona de refuerzo [3]

Existe una fórmula empírica que dice que el área del refuerzo existente, considerando una sección transversal que pase por el centro de la abertura, tiene que ser por lo menos igual al área de la abertura de esa sección.

Se ha demostrado también que el refuerzo no debe sobredimensionarse porque se produce el efecto contrario al que queremos y puede producir mayores concentraciones de tensiones.

Experimento de laboratorio han demostrado que la mejor manera de reducir la concentración de tensiones es la de colocarlo a ambos lados y en la misma cantidad.



Estas aperturas de inspección irán tapadas con una tapa plana sujetada con pernos a la placa lateral.

6. AISLANTE TÉRMICO

Debido a las altas temperaturas a las que está previsto que trabaje el recuperador se producirá una pérdida de calor hacia el exterior debido a la gran diferencia de temperaturas existente entre los gases que entran al recuperador y el ambiente exterior. Para hacer que estas pérdidas sean lo más bajas posibles se cubre el recuperador con un aislante de fibra de vidrio.

El procedimiento para el cálculo parte de definir una pérdida máxima de calor, que en este caso será un 0,2% del calor total que se transfiere entre los gases y el fluido frío:

$$\dot{Q}_{p\acute{e}rdidas} = \frac{0.02}{100} \dot{Q} \tag{111}$$

Donde:

- $\dot{Q}_{p\acute{e}rdidas}$ son las pérdidas de calor máximas admisibles.
- \dot{Q} es el calor transferido de los gases al fluido frío.

Las pérdidas de calor máximas admisibles también se pueden expresar de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{p\acute{e}rdidas} = U_{p\acute{e}rdidas} A_{aislante} (T_{ce} - T_{amb})$$
(112)

Siendo:

- $U_{p\acute{e}rdidas}$ el coeficiente de global de transferencia de calor de las pérdidas.
- A_{aislante} el área de aislante.
- T_{ce} la máxima temperatura de los gases en el recuperador, que es a la entrada.
- *T_{amb}* la mínima temperatura esperada para el ambiente.

Para el cálculo del área del aislante se consideran únicamente las superficies laterales del recuperador, puesto que por las partes superior e inferior se produce la entrada y salida de los gases, respectivamente. De esta forma, el área del aislante se calcula como:

$$A_{aislante} = 2L_{anchura}L_{altura} + 2L_{tubo}L_{altura}$$
(113)

Donde:

- *L_{anchura}* es la longitud horizontal de la placa portatubos.
- L_{altura} es la longitud vertical de la placa portatubos.
- L_{tubo} es la longitud de los tubos.

Así mismo, el coeficiente global de transferencia de calor para las pérdidas se puede deducir del siguiente circuito térmico equivalente:



Por lo tanto, el espesor del aislante se obtiene partir de la ecuación del coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{1}{U_{p\acute{e}rdidas}} = \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{e_{aislante}}{k_{aislante}} + \frac{1}{h_{exterior}}$$
(114)

Siendo:

- $U_{p\acute{e}rdidas}$ el coeficiente global de transferencia de calor para las pérdidas.
- e_{acero} el espesor de las chapas portatubos y las chapas laterales.
- k_{acero} la conductividad térmica de las chapas portatubos y las chapas laterales.
- *e*_{ailante} el espesor del aislante.
- *k*_{aislante} la conductividad térmica del aislante de fibra de vidrio.
- *h_{exterior}* el coeficiente de transmisión de calor por convección del exterior.

Despejando de la ecuación anterior se obtiene el valor del espesor de la aislante de fibra de vidrio necesario para evitar pérdidas de calor mayores al 0,02% del calor transferido.

7. RESULTADOS DEL DISEÑO TÉRMICO

El objetivo del recuperador será la producción de vapor de agua a una temperatura de 160 °C y una presión mínima de 350 kPa para su posterior utilización en un proceso industrial. Para ello, al tratarse de una planta de cogeneración, se aprovechan los gases de escape provenientes de una turbina de gas como fluido de intercambio.

El recuperador consta de 43 pasos o filas de tubos, de forma que a la zona A pertenecen 13, a la zona B 29 y a la zona C solamente pertenece 1. El motivo por el que la zona B necesita un mayor número de pasos es debido a que en ella se produce el cambio de fase, lo cual implica una mayor cantidad de potencia calorífica.

Este recuperador se trata de un intercambiador de calor a contra flujo, puesto que los gases entran por la parte superior y salen por la parte inferior después de pasar a través de los tubos. El fluido frío, por su parte, entra a los tubos por medio de un cabezal distribuidor que está ubicado en el primer paso de tubos, saliendo de los mismos por un cabezal colector que se encuentra en la última fila de los tubos.

El material de los tubos será acero inoxidable. Se trata de tubos de acero UNS S44660 y dimensiones según ASME B36.19, puesto que son específicos para su uso en recuperadores, evaporadores y calderas. Se ha elegido un diámetro nominal de tubos de 1 ½", lo cual corresponde a un diámetro externo de 48,3 mm y un espesor de 1,65 mm. Los tubos están

distribuidos mediante un arreglo cuadrado con una separación entre centros equivalente a 1,5 veces el diámetro exterior, es decir, 72,45 mm. Se ha optado por este tamaño para evitar velocidades del fluido frío muy elevadas que puedan causar daños en el equipo.

Los tubos constan de aletas que tienen como objetivo la reducción del área de intercambio de calor, siendo éstas circulares y de sección rectangular. La eficiencia de cada aleta se obtiene a partir de la Figura 14, resultando ser de 0,83. A partir de esta eficiencia se obtiene la eficiencia global, la cual tiene un valor de 0,843.

El caudal del fluido frío es de 13 kg/s, de forma que al entrar en el cabezal distribuidor se reparte por los 50 tubos de cada paso con un caudal de 0,26 kg/s. El caudal de los gases de 94 kg/s, establecido por las características de la turbina de gas seleccionada.

Se ha añadido una merma por ensuciamiento de los tubos, tanto en el interior como en el exterior de los mismos. Para el interior de los tubos se ha establecido un valor de 0,005 $\frac{m^2 K}{W}$, mientras que para el exterior se ha definido una resistencia de ensuciamiento de 0,0002 $\frac{m^2 K}{W}$.

Para la realización de los cálculos y la obtención de las propiedades del fluido frío se ha utilizado el software EES (Engineering Equation Solver). Las propiedades de los gases, como el valor del coeficiente de transmisión de calor por convección o el calor específico, se han usado valores bibliográficos debido a la gran dificultad que entraña realizar su cálculo.

Se ha optado por la realización del diseño de un recuperador de calor a contra flujo debido a que este tipo equipos requiere una menor área de intercambio que los intercambiadores de calor de corriente directa.

7.1 Resultados en las condiciones de operación

Los resultados del diseño térmico se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 8:	Resultados	del diseño	térmico
rabia o.	1.00041104000	aor aloonio	

Temperatura del fluido frío a la entrada (°C)	28
Temperatura del fluido frío a la entrada de la zona B (°C)	143,6
Temperatura del fluido frío a la entrada de la zona C (°C)	143,6
Temperatura del fluido frío a la salida (°C)	160
Temperatura de los gases a la entrada (ºC)	528
Temperatura de los gases a la entrada de la zona B (°C)	523,5
Temperatura de los gases a la entrada de la zona C (°C)	267
Temperatura de los gases a la salida (°C)	208,4
Presión del fluido frío a la entrada (kPa)	400
Presión del fluido frío a la salida (kPa)	372,9
Presión de los gases a la entrada (kPa)	125
Presión de los gases a la salida (kPa)	25,83
Caudal másico del fluido frío (kg/s)	13
Caudal másico de los gases (kg/s)	94
Diámetro externo de los tubos (mm)	48,3
Espesor de los tubos (mm)	1,65
Arreglo de los tubos	Cuadrado
Distancia entre los centros de los tubos	72,45
Número de tubos total	2150
Número de tubos por paso	50
Número de pasos	43
Número de pasos en la zona A	13

Número de pasos en la zona B	29
Número de pasos en la zona C	1
Longitud de los tubos (m)	2
Número de aletas por tubo	327
Espesor de las aletas (mm)	4
Separación entre aletas (mm)	2
Coeficiente de transferencia de calor del fluido frío en la zona A (W/m ² K)	1365
Coeficiente de transferencia de calor del fluido frío en la zona B (W/m ² K)	20000
Coeficiente de transferencia de calor del fluido frío en la zona C (W/m ² K)	301,9
Coeficiente de transferencia de calor de los gases (W/m ² K)	225
Conductividad térmica de los tubos (W/mK)	17,13

Además, se añada un gráfico con la distribución de temperaturas en el recuperador:



Figura 31: Gráfico de la distribución de temperaturas en el recuperador

8. RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO

8.1 Tipo de intercambiador de calor seleccionado

Se ha optado por la utilización de un banco de tubos aleteados debido a la gran cantidad de calor que es necesario transferir al fluido frío para conseguir vapor de agua en las condiciones deseadas. Con este tipo de intercambiadores se consigue reducir ampliamente el área de intercambio de calor con respecto a otros tipos debido, principalmente, a la utilización de aletas.

8.2 Diseño de los tubos

Los tubos utilizados son de acero inoxidable UNS S44660 sin costura con dimensiones según ASME B36.19. Este tipo de tubos son especialmente recomendados para aplicaciones a altas

temperaturas, como puede ser el caso del recuperador que se trata en este trabajo. Las propiedades de este tipo de material se muestran en la siguiente tabla:

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m ³)	7750
Módulo de Young (GPa)	213
Alargamiento a la rotura (%)	30
Módulo de resiliencia (kJ/m ³)	240
Coeficiente de Poisson	0,29
Capacidad térmica específica (J/kg-K)	512
Relación fuerza/peso (kN-m/kg)	71
Resistencia a la tracción máxima (MPa)	560
Límite elástico (MPa)	320
Expansión térmica (mm/mm-°C)	9,54
Conductividad térmica (W/m-K)	17,13

Tabla 9: Propiedades del acero inoxidable UNS S44660

Los tubos seleccionados son de 1 ½" de diámetro nominal, lo que se corresponde con un diámetro exterior de 48,3 mm. El espesor seleccionado es el correspondiente al Schedule 5S para este diámetro, que se corresponde con 1,65 mm tal y como se muestra en el catálogo de la Figura 21. Este espesor cumple las condiciones necesarias de espesor mínimo para soportar la presión interna de los tubos, puesto que es mayor que 0,0311 mm, que es el espesor mínimo calculado mediante la ecuación (97).

Tabla 10: Características de los tubos

Diámetro externo de los tubos (mm)	48,3
Diámetro interno de los tubos (mm)	45
Espesor de los tubos (mm)	1,65
Espesor mínimo necesario de los tubos (mm)	0,0311
Presión interna de los tubos (kPa)	400
Número de aletas por tubo	327
Longitud de cada tubo (m)	2

8.2 Codos

El cambio de sentido del agua en cada paso se realiza a través de codos de 180º que están soldados a los tubos y que son del mismo material que éstos. Sus diámetros externo e interno coinciden con el de los tubos. El número total de codos es de 2100.

Tabla 11:	Características	de	los	codos
-----------	-----------------	----	-----	-------

Número de codos	2100
Radio de los codos (mm)	60,375
Diámetro exterior (mm)	48,3
Diámetro interior (mm)	45
Radio relativo	1,5
Coeficiente de pérdidas de carga	0,48

8.3 Cabezales

El tubo seleccionado para la entrada del cabezal inferior es de 5" de diámetro nominal puesto que la velocidad máxima establecida para el fluido frío en esta zona es de 0,9 m/s. Esto equivale a un diámetro externo de 141,3 mm. El espesor mínimo calculado para este diámetro externo es de 0,045 mm, por lo que se utiliza el espesor estándar que, en este caso, es de 2,77 mm.

Para el cabezal colector se selecciona un tubo de 12" de diámetro nominal teniendo en cuenta que la velocidad máxima para esta zona es de 86,29 m/s. Esto equivale a un diámetro externo de 323,8 mm. El espesor mínimo se calcula de manera análoga al del cabezal distribuidor y resulta ser de 0,094 mm, por lo que se decir usar de nuevo el espesor estándar correspondiente a este diámetro nominal y que es 3,96 mm.

Las bridas de los cabezales tienen un diámetro idéntico al de los tubos a los que van soldadas. Es decir, en el cabezal inferior se usa una brida de diámetro externo de 51,3 mm, mientras que en el cabezal superior el diámetro externo de la brida es de 323,8 mm. Además, la brida del cabezal distribuidor consta de 8 agujeros de 7/8" para tornillos de 3/4" para tornillos, mientras que, por su parte, la brida del cabezal colector tiene 12 agujero de 1" para tornillos de 7/8".

Los resultados de los cabezales y las bridas se muestran en la siguiente tabla.

Diámetro interior a la entrada del cabezal distribuidor (mm)	135,76
Diámetro externo a la entrada del cabezal distribuidor (mm)	141,3
Espesor del tubo de entrada del cabezal distribuidor (mm)	2,77
Espesor mínimo del tubo de entrada del cabezal distribuidor (mm)	0,045
Velocidad máxima a la entrada del cabezal distribuidor (m/s)	0,9
Diámetro interior a la salida del cabezal colector (mm)	315,98
Diámetro exterior a la salida del cabezal colector (mm)	323,9
Espesor del tubo de salida del cabezal colector (mm)	3,96
Espesor mínimo del tubo de salida del cabezal colector (mm)	0,094
Velocidad máxima de salida del cabezal colector (mm)	86
Diámetro de la brida del cabezal distribuidor (mm)	141,3
Diámetro de la brida del cabezal colector (mm)	304,74
Número de tornillos de la brida del cabezal distribuidor	8
Número de tornillos de la brida del cabezal colector	12
Diámetro de los agujeros de la brida del cabezal distribuidor (pulgadas)	7/8
Diámetro de los agujeros de la brida del cabezal colector (pulgadas)	1
Diámetro de los tornillos de la brida del cabezal distribuidor (pulgadas)	3/4
Diámetro de los tornillos de la brida del cabezal colector (pulgadas)	7/8
Diámetro del círculo de tornillos de la brida del cabezal distribuidor (mm)	215,9
Diámetro del círculo de tornillos de la brida del cabezal colector (mm)	431,8

Tabla 12: Resultado del diseño de los cabezales

8.4 Placas portatubos

Las placas portatubos se ha optado por sobredimensionarlas, de forma que el espesor seleccionado para las placas es de 8 mm. Además, estas placas constan de cuatro refuerzos verticales también de 8 mm de espesor. Estos refuerzos verticales están colocados por el lado externo de del recuperador y tienen las esquinas biseladas para evitar la formación de grietas

que pueden causar daños en el equipo. Se colocan un total de cuatro refuerzos, uno cada diez columnas de tubos.

Por otro lado, estas placas tienen 2150 perforaciones circulares de 48,3 mm de diámetro y una separación entre centros de 72,45 mm en las que van ubicadas los tubos del recuperador. Estos tubos sobresalen 10 mm por el lado externo de las placas portatubos para poder soldarles los codos de 180°. Además, se deja una separación de 100 mm entre los bordes de las placas y los centros de los tubos más próximos a dichos bordes para dejar espacio para las aletas y otra separación de medio diámetro con los refuerzos por el mismo motivo.

Altura de la placa (mm)	3242,9
Anchura de la placa (mm)	3878,65
Espesor de la placa (mm)	8
Número de perforaciones	2150
Diámetro de las perforaciones (mm)	48,3
Distancia entre centro de perforaciones (mm)	72,45
Distancia entre los bordes de la placa y los centros de las perforaciones	100
más cercanas a los bordes (mm)	100
Número de refuerzos por placa	4
Distancia entre refuerzos (mm)	748,65
Distancia entre los refuerzos y los centros de los tubos más próximos a	24.45
éstos (mm)	24,15
Ángulo de biselado de los refuerzos (º)	45
Espesor de los refuerzos	8

Tabla 13: Resultados de diseño de las placas portatubos

8.5 Placas laterales

Las placas laterales se dimensionan con el mismo espesor de las placas portatubos debido a la presión interna que tienen que soportar, es decir, su espesor es de 8 mm. Además, constarán de dos aberturas de inspección cada placa por lo que será necesario reforzar las placas aumentando el espesor de éstas en las proximidades de la abertura. Estas aberturas constarán de tapas laterales ancladas con pernos a la placa lateral, de forma que se pueda retirar lo más cómodamente posible a la hora de realizar tareas de mantenimiento.

Tabla 14:	Resultados	del	diseño	de	las	placas	laterales
-----------	------------	-----	--------	----	-----	--------	-----------

Altura de las placas laterales (mm)	3242,9
Longitud de las placas laterales (mm)	1980
Número de aberturas por placa	4
Altura de las aberturas (mm)	300
Longitud de las aberturas (mm)	1580
Altura de los refuerzos (mm)	500
Longitud de los refuerzos (mm)	1780
Área de refuerzo por cada lado (m ²)	0,416
Espesor de los refuerzos (mm)	8
Número de agujeros para pernos	40
Diámetro de los agujeros (mm)	10
Profundidad de los agujeros (mm)	22

8.5.1 Tapas laterales

Las aberturas de las placas laterales se cubren mediante tapas, cuyas propiedades se muestran en la siguiente tabla:

Altura de las tapas (mm)	500
Longitud de las tapas (mm)	1780
Espesor de las tapas (mm)	5
Número de agujeros	40
Profundidad de los agujeros (mm)	5
Métrica de los pernos	M10
Diámetro de los agujeros (mm)	10
Separación horizontal de los agujeros (mm)	103,75
Separación vertical de los agujeros (mm)	100

9. CONCLUSIONES

El objetivo del trabajo era el diseño de un recuperador de calor que fuese capaz de producir un caudal másico de vapor de 13 kg/s a 160 °C y un mínimo de 350 kPa aprovechando el calor presente en los gases de escape de una turbina de gas.

El resultado, después de realizar pruebas con distintos tipos de intercambiadores de calor, ha sido un banco de tubos en el que se han necesitado 43 pasos, con tubos de 1 ½" de diámetro nominal y unidos por codos de 180º. Se ha conseguido llevar a cabo tanto el diseño ingenieril como el diseño mecánico, a pesar de las distintas complicaciones encontradas durante la realización del trabajo y que se mencionaron anteriormente.

Finalmente, se ha conseguido diseñar un equipo que cumpla las condiciones especificadas de vapor, desarrollando detalladamente la metodología para ello.

10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Carvajal Mariscal, I., Sánchez Silva, F., Pysmennyy, Y., & Polupan, G. (2007). *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aleteados.* México D.F.: Reverté.
- Gosset, A. M. (s.f.). Apuntes de Mecánica de Fluidos. Ferrol.
- [2] Incropera, F. P. (1981). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* Estados Unidos: John Wiley & Sons, Inc.
- Janikowski, D. (2003). Selecting Tubing Materials for Power Generation Heat Exchanger.
- Kays, W., & London, A. (1984). Compact Heat Exchangers. New York: McGraw Hill.
- Kreith, F. (2000). The CRC Handbook of Thermal Engineering. Boca Raton.
- López Peña, F. (2004). *Mecánica de fluidos.* A Coruña: Servizo de Publicación da Universidade da Coruña.
- [3] Martínez Massoni, J. M. (2008). *Normas de construcción de recipientes a presión.* Madrid: SERVICEPOINT S.A.
- Megyesy, E. F. (1989). Manual de recipientes a presión. Diseño y cálculo. México D.F.: LIMUSA, S.A.
- Moran, M., & Shapiro, H. (2004). Fundamentos de termodinámica. Reverte.
- Perry, R., Green, D., & Maloney, J. (2001). Manual del ingeniero químico. Mc Graw Hill.

Rodríguez, P. (1997). Selection of Materials for Heat Exchangers. Kalpakkam.

- [4] Sáinz Jabardo, J. M., Arce Ceinos, A., & Lamas Galdo, I. (2012). *Transferencia de calor.* A Coruña: Servizo de Publicacións da Universidade da Coruña.
- Shah, R., & Sekulic, D. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger design.* New Jersey: John Wiley & Son.
- Sinnott, R. (2005). Chemical Engineering Design. Elsevier Butterworth-Heinemann.

http://opex-energy.com/cogeneracion/cogeneracion.html

http://www.absorsistem.com/tecnologia/cogeneracion/principio-de-la-cogeneracion

https://www.renovablesverdes.com/cogeneracion/

http://www.plantasdecogeneracion.com/index.php/las-plantas-de-cogeneracion

https://twenergy.com/a/cogeneracion-un-paso-hacia-la-sostenibilidad-y-la-eficienciaenergetica-1781

http://opex-energy.com/ciclos/calderas_hrsg.html

https://es.slideshare.net/javilapiedra/codigo-asme-presentacion

^[5] The Role Stainless Steel in Industrial Heat Exchangers. (s.f.). Washington D.C.

https://es.wikipedia.org/wiki/Brida_(tuber%C3%ADas)#Bridas_con_cuello_para_soldar_.28W N_- Welding_Neck.29

[6] http://www.plymouth.com/media/43751/SPANISH%20SEA-CURE%20Brochure.pdf

11. AGRADECIMIENTOS

Muchas gracias a Alfredo del Caño Gochi y José Luis Mier Buenhombre, profesores de la Escuela Politécnica Superior, por su inestimable ayuda a la hora de la realización del diseño mecánico del equipo y por todas las alternativas ofrecidas para ello.

Ferrol, julio 2017 Firma:

Adrián Paz Feijóo





Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO CURSO 2016/17

DIESEÑO DE RECUPERADOR EN PLANTA DE COGENERACIÓN

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

ANEJO Nº1

CÁLCULOS

Índice

1. CÁLCULOS DEL DISEÑO TÉRMICO3
1.1 Datos de diseño3
1.2 Tasas de transferencia de calor, entalpías específicas, temperaturas y datos de las aletas
1.3 Propiedades físicas, área de transferencia y longitud de tubo necesaria4
1.4 Coeficientes de transferencia de calor por convección internos5
1.5 Comprobación del coeficiente de transmisión de calor por convección en la zona B5
1.6 Comprobación del coeficiente de transmisión de calor por convección de los gases
2. CÁLCULOS DE LA CAÍDA DE PRESIÓN6
2.1 Caída de presión del fluido frío6
2.1.1 Caída de presión en el cabezal distribuidor6
2.1.2 Caída de presión en los tubos6
2.1.3 Caída de presión en el cabezal colector7
2.1.4 Resultados finales8
2.2 Caída de presión en los gases8
3 CÁLCULOS DEL DISEÑO MECÁNICO8
3.1 Tubos8
3.2 Cabezales9
3.2.1 Cabezal distribuidor9
3.2.2 Cabezal colector9
3.2.3 Brida del cabezal distribuidor9
3.2.4 Brida del cabezal colector10
3.3. Codos10
3.4 Placas portatubos11
3.5 Placas laterales11
3.5.1 Tapas laterales11

Índice de tablas

Tabla 1: Datos de diseño	3
Tabla 2: Tasas de transferencia de calor, entalpías específicas, temperaturas y datos	s de
aletas	3
Tabla 3: Propiedades fisicas, área de transferencia y longitud de tubo necesaria	4
Tabla 4: Coeficientes de transferencia de calor por convección internos	5
Tabla 5: Comprobación del coeficiente de transmisión de calor por convección el	n la
zona B	5
Tabla 6: Comprobación del coeficiente de transmisión de calor por convección de	los
gases	6
Tabla 7: Caída de presión en el cabezal distribuidor	6
Tabla 8: Caída de presión en los tubos	6
Tabla 9: Caída de presión en el cabezal colector	7
Tabla 10: Resultados finales de la caída de presión del fluido frío	8
Tabla 11: Caída de presión de los gases	8
Tabla 12: Cálculo mecánico de los tubos	8
Tabla 13: Cálculo mecánico del cabezal distribuidor	9
Tabla 14: Cálculo mecánico del cabezal colector	9
Tabla 15: Datos de la brida del cabezal distribuidor	.10
Tabla 16: Datos de la brida del cabezal colector	.10
Tabla 17: Datos de los codos	.10
Tabla 18: Resultados de la placa portatubos	.11
Tabla 19: Resultados de las placas laterales	.11
Tabla 20: Resultados de las placas laterales	.11

1. CÁLCULOS DEL DISEÑO TÉRMICO

1.1 Datos de diseño

Tabla	1:	Datos	de	diseño
rubiu		Duios	ac	aiscrio

Temperatura de entrada del agua (ºC)	28
Temperatura de salida del vapor (°C)	160
Temperatura de entrada de los gases (ºC)	528
Calor específico de los gases (J/kg-K)	1150
Espesor de aletas (mm)	4
Distancia entre aletas (mm)	2
Longitud de aletas (mm)	10
Número de aletas por tubo	327
Área de transferencia de calor sin aletas por tubo (m ²)	0,0989
Área de transferencia de calor de las aletas por tubo (m ²)	1,198
Área de transferencia de calor total por tubo (m ²)	1,297
Diámetro exterior de los tubos (mm)	48,3
Diámetro interior de los tubos (mm)	45
Espesor de los tubos (mm)	1,65
Longitud de los tubos (mm)	2
Número de tubos por paso	50
Área interior de un paso (m ²)	12,63
Aceleración de la gravedad (m/s ²)	9,81
Coeficiente de transmisión de calor por convección de los gases (W/m ² -K)	225
Conductividad térmica del acero inoxidable UNS S44660 (W/m-K)	17,13
Caudal másico de los gases (kg/s)	94
Caudal másico del fluido frío (kg/s)	13
Presión de entrada del agua (kPa)	400
Presión de entrada de los gases (kPa)	125
Mermas por ensuciamiento de los tubos interior (m ² -K/W)	0,0005
Mermas por ensuciamiento de los tubos exterior (m ² -K/W)	0,0002
Distancia entre centros de tubos (mm)	72,45
Arreglo de tubos	Cuadrado

1.2 Tasas de transferencia de calor, entalpías específicas, temperaturas y datos de las aletas

Tabla 2: Tasas de	transferencia de o	calor. entalpías	específicas.	temperaturas v	datos de aletas
	danoioronoid do s	ouror, ornaiprao	oopoonioao,	componatanao y	uutoo uo uiotuo

Tasa de transferencia de calor (W)	3,455e7	
Tasa de transferencia de calor en la zona A (W)	6,331e6	
Tasa de transferencia de calor en la zona B (W)	2,773e7	
Tasa de transferencia de calor en la zona C (W)	482570	
Entalpía del agua a la entrada del recuperador (J/kg)	117684	
Entalpía del vapor a la salida del recuperador (J/kg)	2,775e6	
Entalpía del agua antes del inicio de cambio de fase (J/kg)	604657	
Entalpía del vapor después del cambio de fase (J/kg)	2,738e6	
Temperatura de cambio de fase (°C)	143,6	
Temperatura de los gases a la salida del recuperador (°C)	208,4	
---	----------	--
Temperatura de los gases después del cambio de fase del agua (°C)		
Temperatura de los gases antes del cambio de fase del agua (°C)	523,5	
Eficiencia de una aleta	0,83	
Radio aleta/Radio externo de los tubos		
Área del perímetro de una aleta (m ²)	0,000048	
Valor del eje X de la Figura 14	0,4	
Eficiencia global de aletas	0,843	

1.3 Propiedades físicas, área de transferencia y longitud de tubo necesaria

Tabla 3: Propiedades fisicas, área de transferencia y longitud de tubo necesaria

Zona A	
Temperatura media del agua (ºC)	85,81
Calor específico del agua (J/kg-K)	4199
Capacidad térmica del agua (W/K)	54588
Densidad media del agua (kg/m ³)	968,3
Conductividad térmica del agua (W/m-K)	0,6595
Viscosidad dinámica del agua (kg/m-s)	0,0003304
Capacidad térmica de los gases (W/K)	108100
Densidad de los gases (kg/m ³)	0,6787
Conductividad térmica de los gases (W/m-K)	0,04843
Viscosidad dinámica de los gases (kg/m-s)	0,00003221
Efectividad	0,4838
NUT	0,8089
Coeficiente global de transf. de calor referido al área interior (W/m ² -K)	248,1
Área interior de transferencia de calor (m ²)	178
Número de pasos	13
Longitud de tubos necesaria (m)	26
Zona B	
Temperatura del agua (ºC)	143,6
Entalpía de vaporización (J/kg)	2,133e6
Densidad media del agua (kg/m ³)	485,2
Cr	0
Capacidad térmica de los gases (W/K)	108100
Efectividad	0,6753
NUT	1,125
Coeficiente global de transf. de calor referido al área interior (W/m ² -K)	298,8
Área interior de transferencia de calor (m ²)	407
Número de pasos	29
Longitud de tubos necesaria (m)	58
Zona C	
Temperatura media del agua (°C)	151,8
Calor específico del agua (J/kg-K)	2261
Capacidad térmica del agua (W/K)	54588
Densidad media del agua (kg/m ³)	2,113
Conductividad térmica del agua (W/m-K)	0,0311
Viscosidad dinámica del agua (kg/m-s)	0,0000141
Capacidad térmica de los gases (W/K)	108100
Densidad de los gases (kg/m ³)	0,6787

Conductividad térmica de los gases (W/m-K)	0,04843
Viscosidad dinámica de los gases (kg/m-s)	0,00003221
Cr	0,2719
Efectividad	0,04264
NUT	0,04384
Coeficiente global de transf. de calor referido al área interior (W/m ² -K)	201,7
Área interior de transferencia de calor (m ²)	6,389
Número de pasos	1
Longitud de tubos necesaria (m)	2

1.4 Coeficientes de transferencia de calor por convección internos

Tabla 4: Coeficientes de transferencia de calor por convección interno.	Tabla 4:	4: Coeficientes d	e transferencia	de calor por	convección	internos
---	----------	-------------------	-----------------	--------------	------------	----------

Zona A				
Velocidad media del agua (m/s)	0,1688			
Viscosidad dinámica del agua (kg/m-s)	0,0003304			
Número de Reynolds	22268			
Número de Prandtl	2,103			
Número de Nusselt	93,12			
Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² -K)	1365			
Zona B				
Velocidad media del agua (m/s)	0,3369			
Viscosidad dinámica del agua (kg/m-s)	0,00001722			
Número de Reynolds	42712			
Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² -K)	20000			
Zona C				
Velocidad media del agua (m/s)	77,37			
Viscosidad dinámica del agua (kg/m-s)	0,000141			
Número de Reynolds	521567			
Número de Prandtl	1,025			
Número de Nusselt	870,7			
Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² -K)	601,9			

1.5 Comprobación del coeficiente de transmisión de calor por convección en la zona B

Tabla 5: Comprobación del coeficiente de transmisión de calor por convección en la zona B

Título de vapor medio de la zona B	0,5
Viscosidad dinámica del fluido frío al inicio del cambio de fase (kg/m-s)	0,0001912
Viscosidad dinámica del fluido frío al final del cambio de fase (kg/m-s)	0,0001377
Densidad del fluido frío al inicio del cambio de fase (kg/m ³)	992,9
Densidad del fluido frío al final del cambio de fase (kg/m ³)	2,613
Parámetro de Martinelli	0,06297
Coeficiente de transmisión de calor por convección estimado (W/m ² -K)	19034

1.6 Comprobación del coeficiente de transmisión de calor por convección de los gases

Tabla 6: Comprobación del coeficiente de transmisión de calor por convección de los gases

Distancia entre centros de tubos (mm)	72,45
Diámetro hidráulico (mm)	2,576
Temperatura media de los gases (°C)	368,2
Presión de los gases (kPa)	125
Densidad media de los gases (kg/m ³)	0,6787
Viscosidad dinámica media de los gases (kg/m-s)	0,00003221
Número de Prandtl de los gases	0,7057
Conductividad térmica de los gases (W/m-K)	0,04843
Caudal másico de los gases (kg/s)	94
Velocidad de entrada de los gases (m/s)	26,57
Velocidad media de los gases (m/s)	79,72
Número de Reynolds máximo	81126
Coeficiente de transmisión de calor por convección estimado (W/m ² -K)	295,7

2. CÁLCULOS DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

2.1 Caída de presión del fluido frío

La caída de presión en el fluido frío se calcula como la suma de la caída de presión en el cabezal distribuidor, la caída de presión en los tubos y la caída de presión en el cabezal colector.

2.1.1 Caída de presión en el cabezal distribuidor

Diámetro externo del cabezal (mm)	141,3
Espesor del cabezal (mm)	2,77
Diámetro interno del cabezal (mm)	135,76
Velocidad de entrada del agua al cabezal (m/s)	0,9313
Densidad media del agua en el cabezal (kg/m³)	996,4
Factor Be	1,6
Caída de presión en el cabezal (kPa)	0,647

Tabla 7: Caída de presión en el cabezal distribuidor

2.1.2 Caída de presión en los tubos

Tabla 8: Calda de presión en los tubos	Tabla	8:	Caída	de	presión	en	los	tubos
--	-------	----	-------	----	---------	----	-----	-------

Zona A	
Número de tubos (m)	13
Longitud total de los tubos (m)	26
Número de codos	12
Rugosidad absoluta (mm)	0,045
Rugosidad relativa	0,001119

Coeficiente de fricción	0,02738			
Altura de pérdidas de carga regulares (m)	0,02299			
Coeficiente de pérdidas de carga de los codos	0,48			
Coeficiente de pérdidas de carga de entrada a los tubos	0,5			
Altura de pérdidas de carga singulares (m)	0,009095			
Altura de pérdidas de carga totales (m)	0,03208			
Caída de presión en la zona A (kPa)	0,304			
Zona B				
Número de tubos (m)	28			
Longitud total de los tubos (m)	58			
Número de codos	28			
Rugosidad absoluta (mm)	0,045			
Rugosidad relativa	0,001119			
Coeficiente de fricción	0,02456			
Altura de pérdidas de carga regulares (m)	0,1832			
Coeficiente de pérdidas de carga de los codos	0,48			
Altura de pérdidas de carga singulares (m)	0,07777			
Altura de pérdidas de carga totales (m)	0,261			
Caída de presión en la zona B (kPa)	1,242			
Zona C				
Número de tubos (m)	1			
Longitud total de los tubos (m)	2			
Número de codos	0			
Rugosidad absoluta (mm)	0,045			
Rugosidad relativa	0,001119			
Coeficiente de fricción	0,02021			
Altura de pérdidas de carga regulares (m)	274,1			
Coeficiente de pérdidas de carga de los codos	0,48			
Coeficiente de pérdidas de carga de salida de los tubos	1			
Altura de pérdidas de carga singulares (m)	305,1			
Altura de pérdidas de carga totales (m)	579,1			
Caída de presión en la zona C (kPa)	12			
Total				
Caída de presión total (kPa)	13,546			

2.1.3 Caída de presión en el cabezal colector

Tabla 9: Ca	ída de presión	en el cabezal	colector

Diámetro externo del cabezal (mm)	323,8
Espesor del cabezal (mm)	3,96
Diámetro interno del cabezal (mm)	317,28
Velocidad del vapor a la salida del cabezal (m/s)	86,29
Densidad media del vapor en el cabezal (kg/m ³)	1,922
Factor B _e	1,6
Caída de presión en el cabezal (kPa)	12,882

2.1.4 Resultados finales

Tabla 10:	Resultados	finales	de la	caída	de	presión	del	fluido	frío

Caída de presión total del fluido frío (kPa)	27,08
Presión final del fluido frío (kPa)	372,9

2.2 Caída de presión en los gases

Tabla 11: Caída de presión de los gases

Velocidad media de los gases (m/s)	26,57
Velocidad máxima de los gases (m/s)	79,72
A _{ff} (m ²)	1,737
Á _{fr} (m²)	5,212
Velocidad de masa máxima (kg/s-m ²)	54,1
σ	0,33
Volumen específico de los gases a la entrada (m ³ /kg)	1,814
Volumen específico de los gases a la salida (m ³ /kg)	1,106
Volumen específico medio de los gases (m ³ /kg)	1,473
Número de Reynolds	27042
Factor de fricción	0,029
Área total (m ²)	2788
Caída de presión de los gases (kPa)	99,17
Presión final de los gases (kPa)	25,83

3 CÁLCULOS DEL DISEÑO MECÁNICO

3.1 Tubos

Tabla	12:	Cálculo	mecánico	de	los	tubos
rana		ourouro	mooumoo	40	100	10000

Número de tubos por paso	50
Flujo másico por cada tubo (kg/s)	0,26
Diámetro externo de los tubos (mm)	48,3
Espesor de los tubos (mm)	1,65
Diámetro interno de los tubos (mm)	45
Presión de diseño (lb/in ²)	58
Presión de diseño (kPa)	400
Radio externo de los tubos (in)	1,9
Valor del esfuerzo del material (lb/in ²)	89923,37
Eficiencia de la junta	1
Espesor mínimo de los tubos (in)	0,001225
Espesor mínimo de los tubos (mm)	0,03112

3.2 Cabezales

El diámetro del cabezal es el mismo que el diámetro de la tubería de entrada, puesto que así forman un codo en forma de T, lo cual hace que las pérdidas de carga sean menores que en una descarga normal.

3.2.1 Cabezal distribuidor

Velocidad máxima a la entrada del cabezal (m/s)	1
Densidad del agua a la entrada del cabezal (kg/m ³)	996,4
Flujo másico de agua a la entrada del cabezal (kg/s)	13
Diámetro exterior del cabezal (mm)	141,3
Espesor del cabezal (mm)	2,77
Diámetro interior del cabezal (mm)	135,76
Presión de diseño del cabezal (lb/in2)	58
Presión de diseño del cabezal (kPa)	400
Radio externo del cabezal (in)	2,78
Valor mínimo de esfuerzo del material (lb/in ²)	89923,37
Efectividad de la junta	1
Espesor mínimo del cabezal (in)	0,001793
Espesor mínimo del cabezal (mm)	0,04553

Tabla 13: Cálculo mecánico del cabezal distribuidor

3.2.2 Cabezal colector

Velocidad máxima a la salida del cabezal (m/s)	95
Densidad del vapor a la salida del cabezal (kg/m ³)	1,859
Flujo másico de vapor a la salida del cabezal (kg/s)	13
Diámetro exterior del cabezal (mm)	323,8
Espesor del cabezal (mm)	3,96
Diámetro interior del cabezal (mm)	315,88
Presión de diseño del cabezal (lb/in2)	58
Presión de diseño del cabezal (kPa)	400
Radio externo del cabezal (in)	6,37
Valor mínimo de esfuerzo del material (lb/in ²)	89923,37
Efectividad de la junta	1
Espesor mínimo del cabezal (in)	0,003708
Espesor mínimo del cabezal (mm)	0,09417

3.2.3 Brida del cabezal distribuidor

Los datos de la brida seleccionada para la tubería de entrada del cabezal distribuidor se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 15: Datos de la brida del cabezal distribuidor

Diámetro nominal (pulgadas)	5
Diámetro exterior de la brida (mm)	225
Mínimo espesor de la brida (mm)	22,3
Diámetro (mm)	164
Diámetro bisel al comienzo del cuello (mm)	141,3
Longitud del cuello soldado (mm)	87
Diámetro del hueco (mm)	128,2
Diámetro del círculo de tornillos	215,9
Diámetro del hueco del tornillo (pulgadas)	7/8
Número de tornillos	8
Diámetro de tornillos (pulgadas)	3/4
Peso (kg)	8,6

3.2.4 Brida del cabezal colector

Los datos de la brida seleccionada para la tubería de salida del cabezal colector se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 16: Datos de la brida del cabezal colector

Diámetro nominal (pulgadas)	12
Diámetro exterior de la brida (mm)	485
Mínimo espesor de la brida (mm)	30,2
Diámetro (mm)	365
Diámetro bisel al comienzo del cuello (mm)	323,8
Longitud del cuello soldado (mm)	113
Diámetro del hueco (mm)	304,8
Diámetro del círculo de tornillos	431,8
Diámetro del hueco del tornillo (pulgadas)	1
Número de tornillos	12
Diámetro de tornillos (pulgadas)	7/8
Peso (kg)	36,3

3.3. Codos

Tabla 17: Datos de los codos

Diámetro interior del codo (mm)	45
Diámetro exterior del codo (mm)	48,3
Espesor del codo (mm)	1,65
Radio del codo (mm)	60,375

3.4 Placas portatubos

Tabla 18: Resultados de la placa portatubos

Número de placas portatubos	2
Altura de la placa (mm)	3242,9
Anchura de la placa (mm)	3878,65
Espesor de la placa (mm)	8
Número de perforaciones	2150
Diámetro de las perforaciones (mm)	48,3
Distancia entre centro de perforaciones (mm)	72,45
Distancia entre los bordes de la placa y los centros de las perforaciones	100
más cercanas a los bordes (mm)	100
Número de refuerzos por placa	4
Distancia entre refuerzos (mm)	748,65
Distancia entre los refuerzos y los centros de los tubos más próximos a	24 15
éstos (mm)	24,13
Ángulo de biselado de los refuerzos (°)	45
Espesor de los refuerzos	8

3.5 Placas laterales

Tabla 19: Resultados de las placas laterales

Número de placas laterales	2
Altura de las placas laterales (mm)	3242,9
Longitud de las placas laterales (mm)	1980
Número de aberturas por placa	4
Altura de las aberturas (mm)	300
Longitud de las aberturas (mm)	1580
Altura de los refuerzos (mm)	500
Longitud de los refuerzos (mm)	1780
Área de refuerzo por cada lado (m ²)	0,416
Espesor de los refuerzos (mm)	8
Número de agujeros para pernos	40
Diámetro de los agujeros (mm)	10
Profundidad de los agujeros (mm)	22

3.5.1 Tapas laterales

Tabla 20:	Resultados	de las	placas	laterales
-----------	------------	--------	--------	-----------

Número de tapas laterales	4
Altura de las tapas (mm)	500
Longitud de las tapas (mm)	1780
Espesor de las tapas (mm)	5
Número de agujeros	40
Profundidad de los agujeros (mm)	5
Métrica de los pernos	M10

Diámetro de los aquieros (mm)	10
Separación horizontal de los agujeros (mm)	103,75
Separación vertical de los agujeros (mm)	100





Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO CURSO 2016/17

DISEÑO DE RECUPERADOR EN PLANTA DE COGENERACIÓN

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Anejo Nº2

CÓDIGO DEL EES

"Se considera la turbina SGT-700 de Samsung"

"Inicialmente supongo que el agua de entrada al intercambiador está a 28ºC con P=1 bar, por lo tanto, para evitar las pérdidas de carga se hace pasar por una bomba para aumentar su presión a 3 bar"

"El estado 0 es el correspondiente al agua antes de la entrada de la bomba, el fe corresponde a la salida de la bomba y entrada del intercambiador y el fs al estado del vapor a la salida del recuperador"

"El punto 1 es el fluido frío a la salida del intercambiador, el punto 3 es el fluido frío a la salida del proceso, el punto 4 es el fluido frío después de la bomba (a la entrada del recuperador), el punto 5 es justo cuando se inicia el cambio de fase y el punto 6 es al finalizar el cambio de fase y comienzo del sobrecalentado"

"Propiedades de los tubos" d_e=0,0483 [m] e=0,00165 [m] d_i=d_e-2*e factor3=0,01 [bar/kPa] "Factor de conversión bar/kPa" factor4=1000 [mm/m] "Factor de conversión mm/m" k_tubos=17,13 [W/m-K] L_tubo=2 [m] N_tubos=50 R_ext=0,0002 [m^2-K/W] R_int=0,0005 [m^2-K/W] anchura=N_tubos*d_e+(N_tubos-1)*d_e/2+2*L_al anchura_sinAletas=N_tubos*d_e+(N_tubos-1)*d_e/2

"El cálculo del espesor mínimo se hace teniendo en cuenta únicamente la presión interna de los tubos, puesto que ésta es mucho mayor que la externa. Según código ASME"

P_t=58 [lbf/in^2] R_t=1,9 [in] S_t=89923,37 [lbf/in^2] E_t=1 t_min=(P_t*R_t)/(S_t*E_t+0,4*P_t) t_min_mm=t_min*factor_mm factor_mm=25,4 [mm/in]

"Datos de las aletas" e_al=0,004 [m] delta_al=0,002 [m] r_1=d_e/2 "Radio exterior de los tubos" L_al=0,01 [m] "Longitud de las aletas" L_alc=L_al+e_al/2 "Longitud corregida de las aletas" r_2=r_1+L_al "Radio de las aletas desde el centro del tubo" r_2c=r_2+e_al/2 "Radio corregido de las aletas desde el centro del tubo" L_tubo=N_aletas*e_al+(N_aletas-1)*delta_al+2*e_chapa "Para el cálculo del número de aletas tengo en cuenta el espesor de la chapa que sujeta los tubos" e_chapa=0,02 [m] "Parte sin aletas de los tubos" A_ext=N_aletas*2*(r_2c^2-r_1^2)*N_tubos+(N_aletas-1)*pi*d_e*delta_al*N_tubos "Área exterior de un paso de tubos" A_int=N_tubos*pi*d_i*L_tubo "Área interior de un paso de tubos"

"Cálculo de la efectividad de las aletas" "Se utiliza la gráfica de la figura 2.24 del libro de calor y frío" ejeX=L_alc^(3/2)*(h_gases/(k_tubos*A_p))^(1/2) A_p=L_alc*e_al curva=r_2c/r_1 "Con estos datos se entra en la gráfica de la página 67 del libro de calor y frío" eta_al=0,83 Anejo N⁰2 Adrián Paz Feijóo

"Cálculo de las áreas con y sin aletas"

 $\begin{array}{l} A_tc_a=2^*N_aletas^*pi^*((r_2^2)-(r_1^2))\\ A_tc_sa=2^*pi^*r_1^*(N_aletas-1)^*delta_al\\ A_tc=A_tc_a+A_tc_sa \end{array}$

"Cálculo de la eficiencia global de la superficie aleteada" eta_g=1-(A_tc_a/A_tc)*(1-eta_al)

"Datos de fluido frio"

P_3=200 [kPa] T_3=28 [C] h_3=enthalpy(Water;T=T_3;P=P_3) v_3=volume(Water;T=T_3;P=P_3) P_1=400 [kPa] "Para el cálculo de las propiedades no considero las pérdidas de carga, puesto que estas son muy pequeñas y apenas afectan a los valores de las propiedades termodinámicas" h_bomba1=v_3*(P_1-P_3) factor=1000 [J/kJ] h_bomba=h_bomba1*factor h_4=h_3+h_bomba T_4=temperature(Water;P=P_1;h=h_4) "Temperatura a la entrada del intercambiador" T_1=160 [C] h_1=enthalpy(Steam_IAPWS;T=T_1;P=P_1) m_det um 42 [kg/a] "Dara gue la participa de las propiedades de 1000C

m_dot_w=13 [kg/s] "Para que la temperatura de los gases a la salida me de más de 190°C tengo que reducir el flujo de la corriente frio hasta 17 kg/s" m dot tubos=m dot w/N tubos

"Datos del fluido caliente (gases) y de la turbina SGT-700 de Samsung de 31,21 MW(e)" cp_gases=1150 [J/kg-K] T_ce=528 [C] m_dot_gases=94 [kg/s] h_gases=225 [W/m^2-K] "Tomo este valor como aproximación, debido a que desconozco si hay algún método para calcularlo. El valor viene en el libro de Calor y Frío, página 333.

Posteriormente se comprueba si es válido" "Cálculo del calor necesario para obtener el vapor en las condiciones deseadas"

Q_dot=m_dot_w*(h_1-h_4) Q_dot=m_dot_gases*cp_gases*(T_ce-T_cs) "De aquí se obtiene la temperatura del fluido caliente a la salida"

"Cálculo de las temperaturas y entalpías en la zona de cambio de fase"

 $\label{eq:h_5} \begin{array}{l} h_5= enthalpy(Steam_IAPWS;x=0;P=P_1) \\ T_5= temperature(Steam_IAPWS;P=P_1;x=0) \\ h_6= enthalpy(Steam_IAPWS;x=1;P=P_1) \\ T_6= T_5 \end{array}$

"Zona C: zona de sobrecalentado. Zona B: zona de evaporador. Zona A: zona donde se calienta el agua hasta la temperatua de saturación"

```
"Zona A"

"Cálculo de la efectividad"

epsilon_A=(T_5-T_4)/(T_x-T_4)

"Cálculo de C_maxA, C_minA y C_rA"

cp_a=cp(Water;T=T_mA;P=P_1)

C_minA=m_dot_w*cp_a

C_maxA=m_dot_gases*cp_gases "Fluido mezclado es que está en contacto con el aire?"

C_rA=C_minA/C_maxA

"Cálculo del NUT y de UA"

NUT_A=-In(1+(1/C_rA)*In(1-epsilon_A*C_rA))

NUT_A=UA_A/C_minA
```

Anejo N⁰2 Adrián Paz Feijóo

"Cálculo de h iA" T_mA=(T_5+T_4)/2 "Considero como temperatura del fluido la media entre la temperatura de entrada y la de saturación' rho_A=density(Water;T=T_mA;P=P_1) m_dot_tubos=rho_A*u_iA*pi*(d_i^2)/4 mu A=viscosity(Water;T=T mA;P=P 1) Re A=rho A*u iA*d i/mu A Pr_A=prandtl(Water;T=T_mA;P=P_1) Nusselt A=0,023*Re A^(4/5)*Pr A^0,4 k_A=conductivity(Water;T=T_mA;P=P_1) Nusselt_A=(h_iA*d_i)/k_A 1/U_A=1/h_iA+R_int+(d_i*ln(d_e/d_i))/(2*k_tubos)+R_ext*((A_int*n_pasos_A)/(A_ext*n_pasos_ A))+(A_int*n_pasos_A)/(A_ext*n_pasos_A*h_gases*eta_g) "Cálculo de U_A con el área interior" UA_A=U_A*A_A "Cálculo de A_A -> Área interior" A A=A int*n pasos A Q dot A=m dot $w^{*}(h 5-h 4)$ "Cálculo de la temperatura de los gases a la entrada de la zona A" T_x=T_cs+Q_dot_A/(m_dot_gases*cp_gases) "Zona B" "Al producirse la evaporación en esta zona, C_rB=0" C rB=0 h_fg=h_6-h_5 epsilon_B=m_dot_w*h_fg/(C_B*(T_y-T_5)) "Cálculo de la efectividad en la zona bifásica" C B=m dot gases*cp gases NUT_B=-In(1-epsilon_B) "Cálculo del NUT" NUT_B=(UA_B)/C_B "Cálculo de UA" h_iB=20000[W/m^2-K] "Considero este valor para el coeficiente de transmisión de calor por convección en la zona bifásica. Posteriormente se comprueba si es válido" 1/U_B=1/h_iB+R_int+(d_i*ln(d_e/d_i))/(2*k_tubos)+R_ext*((A_int*n_pasos_B)/(A_ext*n_pasos_ B))+(A_int*n_pasos_B)/(A_ext*n_pasos_B*h_gases*eta_g) "Cálculo de U_B con el área interior" UA B=U B*A B "Cálculo del área (interior) en B" A_B=A_int*n_pasos_B "Cálculo del número de pasos con el área interior" rho B=(rho A+rho C)/2 "Cálculo de la densidad media en la zona B" m dot tubos=rho B*u iB*pi*(d i/2)/4 "Cálculo de la velocidad media en la zona B" Q dot B=m dot $w^*(h \ 6-h \ 5)$ "Cálculo de la temperatura de los gases a la entrada de la zona de cambio de fase" T_y=T_x+Q_dot_B/(m_dot_gases*cp_gases) "Zona C" "Cálculo de la efectividad" epsilon_C=(T_1-T_6)/(T_ce-T_6) "Cálculo de C_maxC, C_minC y C_rC" cp_v=cp(Steam_IAPWS;T=T_mC;P=P_1) C minC=m dot w*cp v C_maxC=m_dot_gases*cp_gases C_rC=C_minC/C_maxC "Cálculo del NUT y de UA" $NUT_C=-ln(1+(1/C_rC)*ln(1-epsilon_C*C_rC))$ NUT_C=UA_C/C_minC "Cálculo de h iC" T mC = (T 1+T 6)/2rho_C=density(Steam_IAPWS;T=T_mC;P=P_1)

m_dot_tubos=rho_C*u_iC*pi*(d_i^2)/4 "Cálculo de u_iC" mu_C=viscosity(Steam_IAPWS;T=T_mC;P=P_1)

Re_C=rho_C*u_iC*d_i/mu_C

Pr_C=prandtl(Steam_IAPWS;T=T_mC;P=P_1)

Nusselt_C=0,023*Re_C^(4/5)*Pr_C^0,4

Anejo N⁰2 Adrián Paz Feijóo

k_C=conductivity(Steam_IAPWS;T=T_mC;P=P_1) Nusselt_C=(h_iC*d_i)/k_C "Cálculo de U_C" 1/U_C=1/h_iC+R_int+(d_i*In(d_e/d_i))/(2*k_tubos)+R_ext*((A_int*n_pasos_C)/(A_ext*n_pasos_C))+(A_int*n_pasos_C)/(A_ext*n_pasos_C*h_gases*eta_g) "Cálculo de U_C con el área interior" "Cálculo de A_C" UA_C=U_C*A_C "Cálculo de n_pasos_C" A_C=A_int*n_pasos_C "Número de pasos calculados con el área interior" Q_dot_C=m_dot_w*(h_1-h_6)

"Cálculo del número de pasos total" n_pasos=n_pasos_A+n_pasos_B+n_pasos_C L total=n pasos*L tubo

"Evaluación de coeficiente de transmisión de calor por convección de los gases" s=1,5*d_e D=(4*anchura*L_tubo)/(2*(anchura+L_tubo))"Diámetro hidráulico" T_mGases=(T_ce+T_cs)/2 P_gases=125 [kPa] rho_gases=density(Air_ha;T=T_mGases;P=P_gases) mu_gases=viscosity(Air_ha;T=T_mGases;P=P_gases) Pr_gases=prandtl(Air_ha;T=T_mGases;P=P_gases) k_gases=conductivity(Air_ha;T=T_mGases;P=P_gases) m_dot_gases=u_gases*rho_gases*pi*(D^2)/4 u_gasesmax=u_gases*s/(s-d_e) Re_max=u_gases=0,27*Re_max^0,63*Pr_gases^0,36 h_e=Nusselt_gases*k_gases/d_e

"Altura"

z_conAletas=n_pasos_total*d_e+(n_pasos_total-1)*d_e/2+2*L_al z_sinAletas=n_pasos_total*d_e+(n_pasos_total-1)*d_e/2

"Evaluación del coeficiente de transmisión de calor por convección del fluido frío en la zona B" x=0,5

mu_l=viscosity(Steam_IAPWS;x=0;P=P_1) mu_v=viscosity(Steam_IAPWS;x=1;P=P_1) rho_l=density(Steam_IAPWS;x=0;P=P_1) rho_v=density(Steam_IAPWS;x=1;P=P_1) x_tt=((1-x)/x)^0,9*(rho_v/rho_l)^0,5*(mu_l/mu_v)^0,1 h_b=h_iA*3,5*(1/x_tt)^0,5

"Cálculo del número total de tubos y codos de 180º"

n_pasos_total=round(n_pasos)+1

N_tubos_total=N_tubos*n_pasos_total

N_codos=(n_pasos_total-1)*N_tubos "El término que está entre paréntesis representa el número de codos por cada columna de tubos, mientras que N_tubos representa el número de columnas de tubos"

"Cálculo de las pérdidas de carga en el fluido frío" "Cabezal de entrada" "El cabezal está formado por una entrada de 5 pulgadas y luego tiene un colector que divide el caudal en los 50 tubos por paso" d_e_cabezal=0,1413 [m] e_cabezal=0,00277 [m] d_i_cabezal=d_e_cabezal-2*e_cabezal (m_dot_w/rho_cabezal_e)=u_cabezal_e*pi*(d_i_cabezal^2)/4 rho_cabezal_e=density(Water;T=T_4;P=P_1) B_e=1,6 DELTAP_cabezal_e=B_e*(rho_cabezal_e*(u_cabezal_e)^2)/2 "Cálculo de las pérdidas de carga en una columna de tubos" g=9,81 [m/s^2] "gravedad" epsilon abs=0,000045 [m] "Rugosidad absoluta, sacada de la esquina inferior del diagrama de moody" rugosidad rel=epsilon abs/d i k codos180=0.48 "Coeficiente de pérdidas de carga de codos de 180°" k_entrada_tubos=0,5 "Coeficiente de pérdidas de carga de una entrada" k_salida_tubos=1 "Coeficiente de pérdidas de carga de una descarga" "Zona A' N_tubos_A=round(n_pasos_A) L A=N tubos A*L tubo N_codos_A=N_tubos_A-1 1/sqrt(lambda A)=-2*log10((rugosidad rel)/3,7+2,51/(Re A*sqrt(lambda A))) "Cálculo del factor de Fanning" h fA=(u iA^2)/(2*g)*((lambda A*L A)/d i) "Pérdidas de carga regulares" h_miA=(u_iA^2)/(2*g)*(N_codos_A*k_codos180+k_entrada_tubos) "Pérdidas de carga singulares" h_tA=h_fA+h_miA "Pérdidas de carga totales" "Zona B" mu B=(mu A+mu C)/2 Re_B=u_iB*rho_B*d_i/mu_B N_tubos_B=round(n_pasos_B) L B=N tubos B*L tubo N_codos_B=N_tubos_B-1 1/sqrt(lambda B)=-2*log10((rugosidad rel)/3,7+2,51/(Re B*sqrt(lambda B))) "Cálculo del factor de Fanning h_fB=(u_iB^2)/(2*g)*((lambda_B*L_B)/d_i) "Pérdidas de carga regulares" h_miB=(u_iB^2)/(2*g)*(N_codos_B*k_codos180) "Pérdidas de carga singulares" h_tB=h_fB+h_miB "Pérdidas de carga totales" "Zona C" N_tubos_C=round(n_pasos_C)+1 L C=N tubos C*L tubo N codos C=N tubos C-1 1/sqrt(lambda C)=-2*log10((rugosidad rel)/3,7+2,51/(Re C*sqrt(lambda C))) "Cálculo del factor de Fanning" h fC=(u iC^2)/(2*g)*((lambda C*L C)/d i) "Pérdidas de carga regulares" h miC=(u iC^2)/(2*g)*(N codos C*k codos180+k salida tubos) "Pérdidas de carga singulares' h tC=h fC+h miC "Cabezal de salida" "El tubo de salida tiene un diámetro nominal de 12 pulgadas" d_e_cabezal_s=0,3238 [m] e_cabezal_s=0,00396 [m] d i cabezal s=d e cabezal s-2*e cabezal s (m_dot_w/rho_cabezal_s)=u_cabezal_s*pi*(d_i_cabezal_s^2)/4 rho_cabezal_s=density(Water;T=T_1;P=P_final) B s=1,8 DELTAP_cabezal_s=B_s*(rho_cabezal_s*(u_cabezal_s)^2)/2 "Cálculo de las pérdidas de carga totales" DELTAP1=DELTAP cabezal e+rho A*g*h tA+rho B*g*h tB+rho C*g*h tC+DELTAP cabeza l s factor2=0,001 [kPa/Pa]

DELTAP=DELTAP1*factor2 P_final=P_1-DELTAP DELTAP_zonaA=rho_A*g*h_tA DELTAP_zonaB=rho_B*g*h_tB DELTAP_zonaC=rho_C*g*h_tC

"Cálculo de las pérdidas de carga en los gases teniendo en cuenta las aletas de los tubos"

Anejo Nº2 Adrián Paz Feijóo

G_pc=rho_gases*u_gasesmax m_dot_gases=rho_gases*u_gases*A_fr G_pc=m_dot_gases/A_ff sigma=A_ff/A_fr v_i=volume(Air_ha;T=T_ce;P=P_gases) v_o=volume(Air_ha;T=T_cc;P=P_gases) "Considero la presión de los gases constante para el cálculo de propiedades, puesto que la variación de ésta es muy pequeña" v_m=(v_i+v_o)/2 A_total=A_tc*N_tubos_total Re_gases=u_gases*d_e*rho_gases/mu_gases f_gases=0,029 DELTAP_gases1=(v_i*G_pc^2)/2*((1+sigma^2)*(v_o/v_i-1)+f_gases*(A_total*v_m)/(A_ff*v_i)) DELTAP_gases=DELTAP_gases1*factor2 P_final_gases=P_gases-DELTAP_gases

"Cálculo de la brida de entrada de agua"

"Cálculo de la anchura usando los refuerzos en la chapa que se sujeta los tubos" "Se colacan un total de 4 refuerzos, uno cada 10 tubos, de un espesor de 8 mm. La distancia entre el extremo del tubo y el refuerzo es de medio diámetro. La distancia entre los centros de los tubos y los bordes de la chapa es de 100 mm" N_tubos_refuerzo=10 e_refuerzo=8 [mm] d_e_mm=48,3 [mm] anchura2=2*(100-d_e_mm/2)+5*(N_tubos_refuerzo*d_e_mm+(N_tubos_refuerzo-1)*(d_e_mm/2))+8*(d_e_mm/2)+4*e_refuerzo

"Cálculo del aislante" "Se admite una pérdida máxima de calor del 0,2%" Q_dot_perdidas=(0,2/100)*Q_dot Q_dot_perdidas=U_perdidas*A_total_aislante*(T_ce-T_amb) T_amb=10 [C] "Se considera que el recuperador estará situado en una nave en la que la temperatura mínima esperada será de 10 °C" L_anchura=3,950 [m] L_altura=3,680 [m] A_total_aislante=2*L_anchura*L_altura+2*L_tubo*L_altura 1/U_perdidas=1/h_exterior+e_aislante/k_aislante+e_acero/k_acero k_acero=14,6[W/m-K] e_acero=e_chapa/2 h_exterior=10 [W/m^2-K] k_aislante=0,05 [W/m-K]

"Espesor mínimo del cabezal distribuidor"

P_t_cd=58 [lbf/in^2] R_t_cd=2,78 [in] S_t_cd=89923,37 [lbf/in^2] E_t_cd=1 t_min_cd=(P_t_cd*R_t_cd)/(S_t_cd*E_t_cd+0,4*P_t_cd) t_min_mm_cd=t_min_cd*factor_mm Anejo №2 Adrián Paz Feijóo

"Espesor mínimo del cabezal colector"

P_t_cc=52,35 [lbf/in^2] R_t_cc=6,37 [in] S_t_cc=89923,37 [lbf/in^2] E_t_cc=1 t_min_cc=(P_t_cc*R_t_cc)/(S_t_cc*E_t_cc+0,4*P_t_cc) t_min_mm_cc=t_min_cc*factor_mm





Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO CURSO 2016/17

DISEÑO DE RECUPERADOR EN PLANTA DE COGENERACIÓN

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento

PLANOS

ÍNDICE

- Plano 1: Vista general
- Plano 2: Corte del recuperador
- Plano 3: Tubo aleteado
- Plano 4: Detalle de tubo aleteado
- Plano 5: Codo 180º
- Plano 6: Cabezal distribuidor
- Plano 7: Brida del cabezal distribuidor
- Plano 8: Cabezal colector
- Plano 9: Brida del cabezal colector
- Plano 10: Placa portatubos
- Plano 11: Placa lateral
- Plano 12: Tapa lateral



















—		8		7	6	5		4		3	2]	
	ϕ	48,30	48	,30 4	18,30		100	⊲			8		
F			00000000000000000000000000000000000000					0			450		F
E					$\begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 $								E
	42,90	$\begin{array}{c c} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 &$		$\begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 $	$\begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 $					202,90			
D	32.	$\left \begin{array}{c} \Phi \Phi$		$\begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 $	$ \begin{array}{c} $	$\begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 $				Š			D
С				$\begin{array}{c} \bullet \bullet$	$\begin{array}{c} \bullet \bullet$			72,45			45		С
\mid					3878,65		72,45	-			20		
В				3									В
		80	8,35	756,65	756,65	756,65	800,35	UNIVERSIDADE DA C	ORUÑA	UNIVERSIDADE DA SCOLA POLITÉCNIC	A CORUÑA CA SUPERIOR		
A								Título:	Diseño planta	de recupera a de cogener	ador en ración	Nº de plano: 10	A
		0		7	1	r.		Autor: Adrián Paz Escala: 1:20 Fecha: Julio 2017	z Feijóo	Plano: Placa p	ortatubos	Firma:	
		0		/	0	J		4		J			









Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO CURSO 2016/17

DISEÑO DE RECUPERADOR EN PLANTA DE COGENERACIÓN

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento

PRESUPUESTO

11

Capítulo 1: Coste de materiales					
Número	Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Importe (€)	
1	Tubos aleteados de acero inoxidable UNS S44660	48285,82 kg	9,45	456300,999	
2	Codos de 180º de acero inxodidable UNS S44660	450,76 kg	3,31	1492,0156	
3	Placa portatubos de acero inoxidable UNS S44660	1110,29 kg	7,47	8293,8663	
4	Placa lateral de acero inxoidable UNS S44660	888,53 kg	7,47	6637,3191	
5	Tapas de acero inoxidable UNS S44660 para aberturas de inspección	138,35 kg	7,47	1033,4745	
6	Pernos M10 de acero inoxidable UNS S44660	160 pernos	1,03	164,8	
7	Brida del cabezal distribuidor de acero inoxidable UNS S44660	9,03 kg	6,32	57,0696	
8	Cabezal distribuidor de acero inoxidable UNS S44660	40,86 kg	9,68	395,5248	
9	Brida del cabezal colector de acero inoxidable UNS S44660	36,81 kg	6,32	232,6392	
10	Cabezal colector de acero inoxidable UNS S44660	129,69 kg	9,68	1255,3992	

Capítulo 1: Coste de materiales

Importe tota	l del	capítulo	1
importe tota	i aci	capitalo	-

Aislante de fibra de vidrio

Capítulo 2: Ingeniería

43,79 m²

5,58

244,3482 476.107,46

€

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Importe (€)	
1	Diseño del recuperador	640 h	50,00	32000	
Importe total del capítulo 2					

Capítulo 3: Mano de obra

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Importe (€)
1	Mano de obra	51168,72 kg	0,8	40934,98
Importe total del capítulo 3				

Presupuesto Adrián Paz Feijóo

Resumen por capítulos				
Capítulo 1: Coste de materiales	476.107,46 €			
Capítulo 2: Ingeniería	32.000,00€			
Capítulo 3: Mano de obra	40.934,98 €			
IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL	549.042,43 €			
Gastos generales (13%)	71.375,52€			
Beneficio industrial (6%)	32.942,55€			
IMPORTE DE EJECUCIÓN	653.360,49€			
IVA (21%)	137.205,70 €			
IMPORTE DE CONTRATA	790.566,20 €			

Ferrol, julio 2017 Firma:

Adrián Paz Feijóo