

**OPTIMIZACIÓN DE UNA CALDERA DE
RECUPERACIÓN ENERGÉTICA DE GASES DE UNA
TURBINA DE GAS**

Diseño del precalentador 10W111



Identificador

214022

Tutores

Carlos Álvarez

Felipe Pitarch

Autores

Alberto Soriano

Helena Canadell

21/05/2014

ÍNDICE

1.	Introducción	8
1.1.	Características descriptivas de proyecto.....	8
1.2.	Resumen	8
1.3.	Agradecimientos	9
2.	Etapa preliminar	10
2.1.	Descripción del proyecto	10
2.2.	Alcance del proyecto	10
2.3.	Diagrama de Gantt	11
3.	Bases de desarrollo.....	14
3.1.	Bases de diseño	14
3.1.1.	Especificaciones de la alimentación	14
3.1.2.	Capacidad y flexibilidad	14
3.1.3.	Especificaciones de los productos.....	14
3.1.4.	Normas de diseño a aplicar	15
3.1.5.	Otros criterios de diseño	15
3.2.	Datos básicos para el desarrollo de la ingeniería	16
3.2.1.	Energías disponibles	16
3.2.1.1.	Vapor de agua	16
3.2.1.2.	Agua	16
3.2.1.3.	Gas natural.....	16
3.2.1.4.	Aire.....	17
3.2.2.	Precios de las energías	17
3.2.3.	Datos del emplazamiento del <i>site</i>	17
3.2.3.1.	Datos climáticos.....	17
3.2.3.2.	Ubicación del <i>site</i>	18
3.2.4.	Normas y códigos de diseño	19
3.2.4.1.	Equipos	19
3.2.4.2.	Tuberías	19
4.	Desarrollo de la ingeniería básica	20



4.1.	Estudio de alternativas (HELENA).....	20
4.1.1.	Modificación en el sobrecalentador.....	20
4.1.1.1.	Estimación económica.....	20
4.1.2.	Modificación en el precalentador de agua (1).....	21
4.1.2.1.	Estimación económica.....	21
4.1.3.	Modificación en el precalentador de agua (2).....	22
4.1.3.1.	Estimación económica.....	22
4.1.4.	Selección de alternativa	23
4.2.	Estudio de la corrosión	23
4.2.1.	Condiciones de diseño y objetivos	23
4.2.2.	Cálculo de la temperatura de condensación del agua en las condiciones de operación	24
4.3.	Determinación de la temperatura de salida de humos.....	26
4.4.1.	Precalentador.....	28
4.4.2.	Economizador y evaporador	28
4.4.3.	Sobrecalentador	29
4.5.	Planos	29
4.6.	Diseño básico.....	35
4.6.1.	Estudio del diseño del precalentador (ALBERTO).....	35
4.6.1.1.	Estudio del intercambiador existente	35
4.6.1.2.	Diseño de la modificación del precalentador	35
4.6.1.2.1.	Diseño 1.....	36
4.6.1.2.1.1.	Estudio energético.....	36
4.6.1.2.1.2.	Estudio de la funcionalidad	38
4.6.1.2.1.3.	Estudio económico.....	38
4.6.1.2.2.	Diseño 2.....	39
4.6.1.2.2.1.	Estudio energético.....	39
4.6.1.2.2.2.	Estudio mecánico.....	41
4.6.1.2.2.3.	Consideraciones generales	41
4.6.1.2.2.4.	Estudio de la funcionalidad	44
4.6.1.2.2.5.	Estudio económico.....	45
4.6.1.2.3.	Diseño 3.....	45



4.6.1.2.3.1.	Estudio energético.....	46
4.6.1.2.3.2.	Estudio de la funcionalidad	47
4.6.1.2.3.3.	Estudio económico.....	47
4.6.1.2.4.	Conclusiones	48
4.6.1.2.5.	Hoja de especificación del precalentador	48
4.6.1.3.	Manual de mantenimiento del precalentador.....	55
4.6.1.3.1.	Mantenimiento de uso	55
4.6.1.3.2.	Mantenimiento correctivo.....	55
4.6.1.3.3.	Mantenimiento preventivo.....	55
4.6.2.	Cálculo de la estructura para el intercambiador	56
4.6.2.1.	Análisis de la estructura	56
4.6.2.2.	Dimensionado de los perfiles	57
4.6.2.2.1.	Diseño de perfiles a flexión	58
4.6.2.2.2.	Diseño de perfiles a pandeo	61
4.6.2.3.	Deflectores.....	62
4.6.2.4.	Resultados.....	62
4.6.3.	Diseño de tuberías	65
4.6.3.1.	Dimensionamiento de tuberías y accesorios.....	65
4.6.3.2.	Aislamiento.....	65
4.6.3.3.	Norma de diseño de las tuberías	66
4.6.3.4.	Planos de los diseños de las tuberías.....	66
4.6.3.5.	Mantenimiento de uso	72
4.6.4.	Diseño de la estrategia de control (HELENA).....	72
4.6.4.1.	Estrategia de control de la temperatura de salida de la chimenea	72
4.6.4.1.1.	Diseño del intercambiador de placas.....	73
4.6.4.1.1.1.	Características intercambiador de placas	73
4.6.4.1.1.2.	Hoja de especificación del intercambiador de placas	75
4.6.4.2.	Estrategia de control basada en el cambio de régimen de operación.....	77
4.7.	Simulación del proceso.....	79
4.7.1.	Procedimiento.....	79
4.7.1.1.	Simulación del proceso	79



4.7.1.2.	Pre calentador	82
4.7.1.3.	Diseño del intercambiador de placas.....	83
4.8.	Descripción funcional del proyecto	85
4.8.1.	Funcionamiento del pre calentador	86
4.8.2.	Procedimiento de operación en condiciones normales.....	87
4.8.3.	Procedimiento de operación en condiciones de disminución de caudal.....	87
4.8.4.	Procedimiento de operación en condiciones de sobrepresión.....	88
5.	Seguridad (HELENA)	89
5.1.	Seguridad de procesos	89
5.1.1.	Análisis de riesgo preliminar (HAZOP)	89
5.1.2.	Protección de equipos de sobrepresiones.....	91
5.1.3.	Plan de autoprotección.....	92
5.2.	Seguridad laboral	92
5.2.1.	Evaluación de riesgos laborales y equipos de protección personal.....	92
5.2.2.	Incidentes y accidentes	92
5.3.	Clasificación de peligrosidad de los productos.....	93
5.3.1.	Hoja de seguridad del gas natural.....	93
6.	Marco legal (HELENA)	94
7.	Aspectos ambientales en el diseño de las instalaciones	95
7.1.	Identificación y evaluación de las emisiones producidas.....	95
7.1.1.	Atmosféricas	95
7.1.2.	Líquidos	96
7.1.3.	Sólidos	97
7.1.4.	Ruido.....	97
7.2.	Consumo de energía y recursos naturales.....	97
7.3.	Generación de gases de efecto invernadero.....	98
8.	Evaluación económica (HELENA).....	99
8.1.	Cálculo de costes.....	99
8.1.1.	Costes de inversión.....	99
8.2.	Costes fijos.....	100



8.3.	Costes variables.....	100
8.4.	Flujos de caja	101
8.5.	Análisis de la inversión	101
8.6.	Análisis de la inversión con la subvención.....	103
8.7.	Conclusiones	103
9.	Bibliografía	104
A.	Procedimiento de cálculo para las columnas de tubos.....	106
B.	Modelización del intercambiador	110
C.	Diseño de la estructura de soporte del precalentador	123
D.	Procedimiento de cálculo de tuberías	126
E.	Hojas de especificación de las válvulas	128
F.	Procedimiento de cálculo para el intercambiador de placas.....	137
G.	Simulación del proceso	139
H.	Hoja de seguridad del gas natural.....	146
I.	Cálculo de la formación de NO _x	149



NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
X	Exceso de aire	-
C	Fracción de agua en el aire de entrada	-
Q	Flujo de calor	kW
C _p	Capacidad calorífica a presión constante	kJ/kg·K
T _e	Temperatura de entrada	°C
T _s	Temperatura de salida	°C
m _a	Caudal de agua de la caldera	kg/s
T _{sat}	Temperatura de saturación del agua a una presión de 30 bar	°C
H _{vap}	Entalpía de vaporización del agua	kJ/kg
W _z	Módulo resistente mínimo del perfil	cm ³
M _{f_{max}}	Momento flector máximo	N·m
σ _{adm}	Tensión admisible del material	MPa
λ _{lim}	Esbeltez límite	-
E	Módulo de Young del material	GPa
σ _e	Tensión máxima del material	MPa
Λ	Esbeltez del perfil analizado	-
l _v	Longitud de pandeo	cm
i _{min}	Radio de giro mínimo de la sección	cm
P _{cr}	Carga crítica	N
A	Área de sección del perfil	cm ²
V ₀	Volumen inicial de líquido confinado	m ³
B	Coefficiente de dilatación térmica de agua líquida	°C ⁻¹
ΔT	Variación de temperatura	°C
η _a	Eficacia de las aletas	-



δe	Grosor efectivo	mm
H_e	Altura efectiva	mm
M	Parámetro	-
P	Presión de diseño	bar
D	Diámetro externo	mm
S	Tensión admisible propia del material	MPa
E	Factor de calidad	-
Y	Coefficiente que depende de la temperatura y el material	-
t_m	Grosor mínimo	mm
D_o	Diámetro externo	mm
SE	Estrés máximo permitido del material	MPa
A	Grosor añadido	mm
ε	Rugosidad absoluta del material	mm
H	Pérdida de carga	m
N	Número de placas del intercambiador	-
D	Diámetro de puerto del intercambiador	mm
L_e	Longitud efectiva	mm
W	Amplitud	mm
B	Separación entre placas	mm
P_t	Pitch	mm
ε	Grosor de la placa	mm
ϕ	Parámetro en función del tipo de placa	-
M_c	Masa que pasa por canal	kg/s
M	Caudal másico de cada uno de los fluidos	kg/s
c_0	Parámetro de seguridad para prevenir la corrosión	mm
c_1	Tolerancia del fabricante	mm



1. INTRODUCCIÓN

1.1. Características descriptivas de proyecto

Tabla. 1.1. Características descriptivas del proyecto.

ID del proyecto	214024
Título	Optimización de la caldera de recuperación energética de un sistema de cogeneración con turbina de gas
Cliente	<i>Bayer Material Science, S.L. (La Canonja)</i>
Desarrollador	<i>Open System</i>
Fecha de entrega	21/05/2014

El equipo de *Open System* está formado por cuatro integrantes. Cada uno de los miembros tiene definido un rol y, en consecuencia, un campo de tareas y responsabilidad personal, tal y como se muestra en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Integrantes del equipo y responsabilidad.

Miembro	Responsabilidad
Alberto Soriano	Responsable de Ingeniería
Helena Canadell	Responsable de Proyecto
Enrique Marco	Responsable de Proceso
Oleg Medvedev	Responsable de Planta

1.2. Resumen

El proyecto se centra en la caldera número 6 ubicada en la planta para el *site* de *Bayer Material Science, S.L.* en La Canonja (Tarragona). Esta caldera forma parte de un sistema de



cogeneración con turbina de gas, que opera a partir de la combustión de gas natural. Se considera que la turbina opera al 100 % de su capacidad, sin posibilidad de influir en sus condiciones de operación.

La caldera estudiada produce vapor de 30 bar mediante la recuperación del calor de los humos de combustión expandidos. Los humos salen a la atmósfera por la chimenea, situada a la salida de la caldera. La chimenea está construida de acero al carbono, por lo que las condiciones de salida de los humos quedan limitadas por la temperatura de condensación de los mismos, evitando problemas de corrosión.

Se estudian diferentes posibilidades de aumentar el rendimiento energético de la caldera, con el fin de identificar la alternativa óptima desde el punto de vista económico. Además se consideran otras limitaciones de diseño, como son la instalación y el mantenimiento de los equipos a añadir.

Se identifica la opción de mejora más adecuada a las condiciones del proceso y se estudia su viabilidad económica, así como las posibles desviaciones y cambios que pueda provocar en el proceso.

La decisión se expone al cliente del proyecto con el fin de demostrar la solidez de la alternativa escogida y comprobar que se adapta, en todo momento, a las necesidades de la empresa.

1.3. Agradecimientos

Nos gustaría agradecer a nuestros tutores Carlos Álvarez y Felipe Pitarch por su dedicación que ha hecho posible la evolución del proyecto y a los profesores que en caso de necesidad nos han proporcionado ayuda. También agradecer a nuestras familias y amigos todo el apoyo que nos han dado durante la realización del proyecto.



2. **ETAPA PRELIMINAR**

2.1. **Descripción del proyecto**

El objetivo de este proyecto es optimizar el funcionamiento de una caldera de recuperación de gases de cogeneración reduciendo la temperatura de salida de los humos para conseguir una mayor eficiencia energética.

La caldera dispone de 4 intercambiadores de calor que utilizan la energía de los humos de combustión. La función del sobrecalentador es aumentar la temperatura del vapor saturado de 30 bar de salida de la caldera. El evaporador se encarga de producir el cambio de fase del agua del interior de la caldera para producir vapor de 30 bar. El economizador calienta la corriente de agua que se dirige al evaporador. Por último, el precalentador aumenta la temperatura del agua, de alimentación al desgasificador térmico, la cual se ha de calentar posteriormente mediante la inyección de vapor de 5 bar. A continuación, la corriente se dirige a las calderas de la planta.

En este proyecto se tienen en cuenta todas las alternativas posibles con las que conseguir un aumento de la eficiencia energética de la caldera. Se escoge la óptima teniendo en cuenta la disponibilidad de la instalación existente y el marco legal vigente de manera que la inversión resulte lo más rentable posible, ya que la finalidad del proyecto es económica.

2.2. **Alcance del proyecto**

El objetivo principal del proyecto es la optimización de una caldera de recuperación energética. La caldera objeto de estudio está situada en la planta de *Bayer Material Science* ubicada en la Canonja, provincia de Tarragona.

La capacidad nominal de la caldera es de 12 Tm/h de vapor de agua sobrecalentado a una presión de 30 bar y temperatura de 325°C. Los humos, que representan la corriente caliente, proceden de la turbina de gas.

El alcance del proyecto se extiende a todos los equipos existentes en el interior de la caldera. Se excluyen los equipos, tuberías e instrumentación anteriores a las entradas de humos y



agua en la caldera. En el circuito de agua se excluyen, además, el desgasificador térmico y la posterior salida de vapor. Dicha limitación en el campo de estudio es debida a la imposibilidad de influir en estos equipos.

Sin embargo, se analiza el funcionamiento de la turbina de gas, realizando un estudio para conocer la composición de los humos de combustión.

Después de realizar un estudio de alternativas se decide sustituir el precalentador existente por un equipo nuevo que pueda asegurar un mayor rendimiento energético, y de esta manera, aumentar la eficiencia de la caldera estudiada. Se estudian 3 diseños de los cuales se escoge el más rentable energética y económicamente, teniendo en cuenta el espacio disponible dentro de la caldera.

El beneficio del proyecto resulta del ahorro energético producido en el desgasificador térmico, del cual únicamente se estudia el ahorro de vapor de 5 bar.

El coste de inversión inicial del proyecto es de 377.258 € y se recupera en un periodo inferior a 2 años. El valor actual neto (VAN) a los 5 años de la implementación asciende a 753.500 € y 432.700 € con la tasa interna de retorno máxima (15%) para los regímenes de operación de 8.100 y 6.000 horas al año, respectivamente.

Se determina que la tasa interna de retorno (TIR) a 10 años resulta de 89,26 % para el régimen de operación de 8.100 horas. En caso de operar 6.000 horas anuales, el TIR resulta de 63,58%.

2.3. Diagrama de Gantt



Id	Nombre de tarea	Comienzo	Fin	t
1	PROYECTO OPTIMIZACIÓN CALDERA	lun 09/12/13	lun 07/07/14	
2	Etapa preliminar	lun 09/12/13	vie 31/01/14	
3	Descripción del proyecto	lun 09/12/13	lun 16/12/13	
4	Alcance del proyecto (revisar)	mar 17/12/13	mar 24/12/13	
5	Estudio de las alternativas (revisar)	mar 07/01/14	vie 31/01/14	
6	Estudio del marco legal	mar 07/01/14	vie 31/01/14	
7	Bases para el desarrollo de la ingeniería	lun 10/02/14	lun 24/02/14	
8	Bases de diseño	lun 10/02/14	lun 17/02/14	
9	Datos básicos para el desarrollo de la ingenier	lun 17/02/14	lun 24/02/14	
10	Estudio de la corrosividad	lun 10/02/14	lun 24/02/14	
11	Desarrollo de la ingeniería básica	mar 25/02/14	lun 05/05/14	
12	Elaboración de diagramas	mar 25/02/14	lun 07/04/14	
13	Diagrama de bloques	mar 25/02/14	lun 03/03/14	
14	Balances de materia y energía	mar 25/02/14	lun 03/03/14	
15	PFD	mar 25/02/14	lun 03/03/14	
16	Plot Plant/Layout	mar 25/02/14	lun 03/03/14	
17	P&ID	mar 04/03/14	lun 07/04/14	
18	Descripciones	mar 25/02/14	lun 03/03/14	
19	Descripción funcional del proyecto	mar 25/02/14	lun 03/03/14	
20	Descripción de la instalación	mar 25/02/14	lun 03/03/14	
21	Diseño básico	mar 04/03/14	mar 08/04/14	
22	Diseño de tuberías	mar 04/03/14	mar 08/04/14	
23	Cálculo de pérdidas de carga	mar 04/03/14	lun 17/03/14	

Id	Nombre de tarea	Comienzo	Fin	tri
24	Hojas de especificación	mar 18/03/14	mar 08/04/14	
25	Mantenimiento de las tuberías	mar 18/03/14	mar 08/04/14	
26	Diseño de equipos	mar 04/03/14	lun 07/04/14	
27	Cálculo de equipos	mar 04/03/14	lun 17/03/14	
28	Simulación HYSYS	lun 17/03/14	lun 24/03/14	
29	Hojas de especificación	lun 24/03/14	lun 07/04/14	
30	Mantenimiento de los equipos	lun 24/03/14	lun 07/04/14	
31	Diseño de instrumentación y control	lun 17/03/14	lun 07/04/14	
32	Seguridad en el diseño de las instalaciones	mar 08/04/14	lun 14/04/14	
33	Seguridad de proceso	mar 08/04/14	lun 14/04/14	
34	Seguridad laboral	mar 08/04/14	lun 14/04/14	
35	Aspectos ambientales en el diseño de instala	mar 15/04/14	lun 21/04/14	
36	Identificación y evaluación de las emisiones	mar 15/04/14	lun 21/04/14	
37	Consumo de energía y recursos naturales	mar 15/04/14	lun 21/04/14	
38	Estudio económico	mar 15/04/14	lun 05/05/14	
39	Cálculo de costes	mar 15/04/14	lun 05/05/14	
40	Presupuesto de ejecución del proyecto	lun 21/04/14	lun 05/05/14	
41	Evaluación global de la inversión	lun 21/04/14	lun 05/05/14	

3. BASES DE DESARROLLO

3.1. Bases de diseño

3.1.1. Especificaciones de la alimentación

Se dispone de dos corrientes de alimentación principales a la caldera 6: una corriente de 33 Tm/h de agua desmineralizada que entra a 30°C al precalentador 10W111, y a la salida alimenta a todas las caldera y una entrada de 95 Tm/h de humos de combustión a una temperatura de 512°C que actúa como fluido térmico para los 4 equipos situados dentro de la caldera.

3.1.2. Capacidad y flexibilidad

La capacidad de la caldera oscila entre 11 y 13 Tm/h de vapor de agua sobrecalentado a una presión de 30 bar y una temperatura de 325°C.

La capacidad del precalentador 10W111 es de 34 m³/h. Este caudal alimenta las tres calderas presentes en la planta.

El caudal de humos producidos por la turbina se considera invariable. El régimen de operación de la turbina se mantiene constante al 100% de su capacidad.

3.1.3. Especificaciones de los productos.

Se obtiene un caudal nominal de 12 Tm/h de vapor de agua de 30 bar y sobrecalentado a 325°C. También se produce un aumento de la temperatura del agua de alimentación del resto de calderas de la planta.



3.1.4. Normas de diseño a aplicar

A continuación se muestran los condicionantes al escoger las alternativas viables:

- El régimen de trabajo de la turbina de gas es al 100% de su capacidad sin opción de cambiarlo.
- La temperatura de salida de vapor sobrecalentado no puede ser inferior a 325°C para evitar la afectación a equipos posteriores.
- El vapor de agua requerido por equipos posteriores es de 30 bar.
- El material de la chimenea limita la temperatura de salida de humos. Si se produce condensación y los óxidos de nitrógeno de la combustión son absorbidos por el agua líquida acidificándola se produce corrosión.
- La optimización debe adaptarse a las condiciones climatológicas más desfavorables de La Canonja.
- La pérdida de carga del lado de los humos debe ser lo mínima posible y no superar la máxima permitida por la turbina.
- El espacio disponible dentro de la caldera es un factor limitante.

3.1.5. Otros criterios de diseño

A la hora de escoger la alternativa óptima también se tiene en cuenta el coste asociado a la parada por instalación o modificación del equipo, ya que una parada supone pérdida de producto y por lo tanto una pérdida económica importante.

El tiempo que supone realizar una modificación de los equipos del interior de la caldera es:

- 4 días de parada más 1 día de la prueba hidráulica para insertar un equipo similar adicional en la caldera junto al ya existente.
- 14 días de parada y 3 soldadores trabajando 12 horas/día para insertar tubos en el equipo.

Se tiene en cuenta que cada medio año hay una parada programada de 5 días que se puede aprovechar para hacer los cambios necesarios en el equipo. A la parada se le suman 4 días (dos fines de semana) ya que por el precio de las energías el coste es asumible.



En cuanto al área disponible dentro de la caldera para instalar el equipo o cambios decididos, se tiene en cuenta el espacio necesario para soldar el equipo y accesorios.

3.2. Datos básicos para el desarrollo de la ingeniería

3.2.1. Energías disponibles

3.2.1.1. Vapor de agua

Se utiliza una línea de vapor de 5 bar en el desgasificador térmico, situado después del precalentador 10W111, para aumentar la temperatura del agua de alimentación de calderas y eliminar el oxígeno disuelto.

3.2.1.2. Agua

Las dos líneas de agua principales son:

- 33 Tm/h de agua desmineralizada que proviene del intercambiador de placas 10W119 y alimenta el precalentador 10W111.
- 12 Tm/h de agua desmineralizada a alta presión y con aditivos para la caldera que proviene de las bombas de agua de alimentación de las calderas y se dirige al economizador.

3.2.1.3. Gas natural

El gas natural necesario para la turbina TG2 se suministra desde la estación de regulación de gas. El combustible entra en el sistema de gas de la turbina a través de un filtro de protección. Para la reacción de combustión en la turbina de gas se utilizan 1.600 kg/h de gas natural a 22 bar.



3.2.1.4. Aire

Para realizar la combustión en la turbina es necesario un caudal de 94Tm/h de aire, empleando aire atmosférico proveniente de un filtro que elimina las partículas contaminantes. También se dispone de la línea de aire de instrumentación de planta, que se encuentra a una presión de 6 bar. Por último hay una línea de aire industrial de red que proviene de una estación de servicio y se dirige al silenciador. Este aire evita la pérdida de humos de combustión por el silenciador.

3.2.2. Precios de las energías

Tabla 3.1. Precios de las energías proporcionadas por el cliente.

Producto	Coste variable
Electricidad (€/kWh)	0,0372
Vapor de 5 bar (€/Tm)	31,8 ¹
Gas natural (€/kWh)	0,0504

El coste fijo no se ha proporcionado por el cliente al no ser requerido para la posterior evaluación económica, ya que la optimización no influye en el coste fijo de los servicios.

3.2.3. Datos del emplazamiento del site

3.2.3.1. Datos climáticos

La planta se encuentra situada en una zona de clima Mediterráneo. Los inviernos son moderados y los veranos calurosos. El nivel anual de precipitaciones es bajo e irregular. Las temperaturas presentan una pauta regular y previsible. Las heladas son infrecuentes. El viento

¹ No es el precio real, es una aproximación.



dominante es el Mestral (NW), es seco y frío si es de componente marcado del norte y más suave, incluso cálido, a medida que cambia a componente oeste. En verano suele predominar un régimen de brisas. La tabla 3.2. muestra los datos climatológicos del año 2012.

Taula 3.2. Datos climáticos del año 2012².

Propiedad	Valor
Temperatura media (°C)	16,9
Temperatura mínima media (°C)	12,1
Temperatura máxima media (°C)	21,9
Número de días de helada ($TN \leq 0^{\circ}C$)	16
Precipitación media (mm)	456,8
Días de precipitación anuales	68
Velocidad media del viento (m/s)	2,4
Dirección dominante del viento	Norte
Humedad relativa (%)	68
Presión atmosférica media (hPa)	1.016,1

3.2.3.2. Ubicación del site

El *site* está situado en la carretera de Vilaseca - La Pineda y tiene una superficie total de 1166 ,8 km². La tabla 3.1. muestra sus coordenadas. En la figura 3.1. se observa la vista aérea de *Bayer Material Science*. La caldera estudiada se encuentra en la planta de energías, que en la imagen se encuentra marcada en amarillo.

Tabla 3.3. Coordenadas UTM de Bayer Material Science.

X	346225
----------	--------

² Datos de la estación del Complejo Educativo de la Red de Estaciones Meteorológicas Automáticas de Cataluña.





Figura 3.1. Vista aérea de la localización de *Bayer MaterialScience S.L.*

3.2.4. Normas y códigos de diseño

3.2.4.1. Equipos

Tanto la caldera como los equipos ya existentes en su interior están diseñados con el código *AD Merkblatt2000* para el diseño de recipientes a presión, sin embargo el diseño de equipos del proyecto se realiza con el código *ASME Boiler & pressure vessel code (2010)*.

3.2.4.2. Tuberías

Las tuberías se diseñan siguiendo el código *ASME B31.1-2007*.



4. DESARROLLO DE LA INGENIERÍA BÁSICA

4.1. Estudio de alternativas (HELENA)

Se estudian tres alternativas de optimización energética de la caldera. La primera alternativa se centra en el sobrecalentador, mientras que las otras dos tienen por objeto de estudio el precalentador (ver P&ID) del proceso.

4.1.1. Modificación en el sobrecalentador

La primera de las alternativas consiste en realizar una modificación en el intercambiador que sobrecalienta el vapor saturado proveniente del evaporador de la caldera.

La modificación tiene por objetivo disminuir el área de intercambio en el haz de tubos de manera que el vapor sobrecalentado sale a menor temperatura. La energía obtenida se aprovecha para producir una mayor cantidad de vapor saturado en el evaporador.

Las consideraciones más importantes de ésta alternativa son que el coste de inversión es prácticamente nulo, la temperatura de salida de los humos de combustión disminuirá muy poco y el beneficio económico se obtiene por el aumento de producción de vapor de 30 bar.

4.1.1.1. Estimación económica

Para realizar la estimación económica de la alternativa se aplican las siguientes consideraciones:

- El vapor que se produce en la caldera sale sobrecalentado a 290°C en lugar de los 330°C a los que sale actualmente.
- Se considera que toda la energía asociada al cambio de temperatura de trabajo del sobrecalentador, se utiliza para producir una mayor cantidad de vapor de 30 bar en la caldera.



- El coste variable del vapor de 30 bar es de 39,6 €/Tm³.

Mediante esta modificación se produce un caudal extra de vapor de 30 bar de aproximadamente 0,5 m³/h, lo que supone un beneficio de 120.000 €/anuales. Sin embargo, el hecho de que el vapor esté sobrecalentado a menor temperatura y la dificultad para realizar modificaciones en el evaporador descartan la viabilidad de la alternativa.

4.1.2. Modificación en el precalentador de agua (1)

La segunda alternativa consiste en añadir a la caldera un segundo intercambiador que opere en serie con el precalentador existente.

Ambos intercambiadores tienen la función de calentar el agua, que posteriormente alimenta las tres calderas de la planta. En caso de que el agua no cumpla los requisitos térmicos de entrada a las calderas, el aumento de temperatura se realiza con vapor de 5 bar.

Las opciones de desarrollo de esta alternativa son limitadas por el espacio entre el equipo existente y la chimenea de la caldera.

Las consideraciones más importantes de la alternativa son el uso del equipo existente, que supone una reducción de la inversión, el ahorro energético derivado de la reducción del consumo de vapor de 5 bar en el desgasificador térmico y el hecho de que la cantidad de vapor producido y la calidad del mismo no se ve afectada.

4.1.2.1. Estimación económica

Para realizar la estimación económica de la alternativa se aplican las siguientes consideraciones:

- El vapor producido en la caldera sigue teniendo las mismas características que el que se produce actualmente.
- Se produce una variación en la temperatura de salida de humos de la caldera de 155°C a 110°C.

³ No es el precio real, es una aproximación.



- Se considera que toda la energía asociada a esta variación en la temperatura de salida de los humos se ahorra en el consumo de vapor de 5 bar en el desgasificador térmico.

Mediante la implementación de ésta alternativa se ahorran 2,1 m³/h de vapor de 5 bar, con un beneficio de aproximadamente 700.000 € anuales.

4.1.3. Modificación en el precalentador de agua (2)

La segunda alternativa es eliminar el precalentador existente e instalar uno similar con mayor intercambio energético. Este intercambiador tiene la función de calentar el agua y posteriormente alimentar las tres calderas de la planta. Si el aumento de temperatura no es suficiente se tendrá que conseguir inyectando vapor de 5 bar en el desgasificador térmico.

Dentro de esta alternativa se estudian diversas posibilidades en cuanto al diseño del equipo. En primer lugar se valora el rendimiento energético del intercambiador. Sin embargo, también se consideran otros condicionantes del proceso, como son la pérdida de carga y el mantenimiento del equipo.

Las consideraciones más importantes de la alternativa son que no se aprovecha el equipo existente, cosa que supone un aumento del coste de inversión, el ahorro energético derivado de la reducción del consumo de vapor de 5 bar en el desgasificador térmico y el hecho de que la cantidad de vapor producido y la calidad del mismo no se ve afectada.

4.1.3.1. Estimación económica

Para realizar la estimación económica de la alternativa se aplican las siguientes consideraciones:

- El vapor producido en la caldera sigue teniendo las mismas características que el que se produce actualmente.
- Se produce una variación en la temperatura de salida de humos de la caldera de 155°C a 110°C.
- Se considera que toda la energía asociada a esta variación en la temperatura de salida de los humos se ahorra en el consumo de vapor de 5 bar en el desgasificador térmico.



Mediante la implementación de ésta alternativa se ahorran 2,1 m³/h de vapor de 5 bar, con un beneficio de aproximadamente 700.000 € anuales. Sin embargo, el coste de inversión es mayor que el de la modificación del precalentador 1 ya que no se aprovecha el equipo existente.

4.1.4. Selección de alternativa

Se decide estudiar las alternativas que consisten en realizar modificaciones en el precalentador (apartado 4.6.1.2). Se estudia en profundidad modificar el intercambiador ya existente e instalar uno nuevo.

Esta decisión se toma teniendo en cuenta las estimaciones económicas realizadas en los apartados 4.6.1.2.1.3, 4.6.1.2.2.5 y 4.6.1.2.3.3 ya que el potencial de mejora económica de las dos alternativas seleccionadas es sustancialmente mayor. Además la modificación en el sobrecalentador tiene como inconveniente la pérdida de calidad de vapor, al salir de la caldera sobrecalentado a menor temperatura, y la dificultad de realizar modificaciones en el evaporador.

4.2. Estudio de la corrosión

4.2.1. Condiciones de diseño y objetivos

Se realiza un estudio para prevenir la condensación del vapor de agua de los humos y evitar de esta manera, la corrosión en la chimenea de la caldera. El estudio se basa en las prestaciones indicadas en el catálogo de la turbina de gas (ref. 1) .

Las prestaciones indicadas en el catálogo de la turbina de gas en las condiciones especificadas se muestran a continuación en la tabla 4.1.



Tabla 4.1. Prestaciones nominales de la turbina de gas.

Carga	%	100	100	100	100
Temperatura Aire	°C	10	15	25	35
Potencia generada	kW	8.003	7.758	7.157	6.494
Rend. Eléctrico	%	0,339	0,337	0,33	0,318
Consumo Específico	kJ/kWh	10.609	10.674	10.911	11.311
Consumo	GJ/h	84,9	82,82	78,09	73,46
Caudal gases de escape	kg/h	97.593	95.798	91.103	86.018
T gases de escape	°C	510	512	521	533

Las condiciones de estudio son las correspondientes a una temperatura del aire de 15 °C. Las condiciones de referencia se presentan en la tabla 4.2.

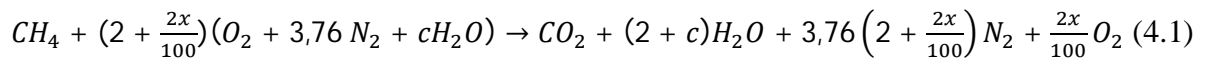
Tabla 4.2. Condiciones de referencia.

Temperatura Aire	15	°C
Presión	101,325	kPa
Potencia elec.	7525	kW
NO _x	≤ 50	mg/Nm ³
CO	≤ 64	mg/Nm ³
Poder Calorífico Inferior Metano	35.043,7	kJ/Std m ³
Densidad Metano	0,6799	kg/m ³

4.2.2. Cálculo de la temperatura de condensación del agua en las condiciones de operación

La reacción de combustión en la turbina se muestra en la expresión 4.1. (ref. 7).





Se tiene en cuenta un consumo de combustible de 82,82 GJ/h por especificación de la turbina. La fracción de agua a la entrada se calcula a partir del diagrama psicrométrico (teniendo en cuenta un 60% de humedad relativa). La fracción resultante es de 0,0103 (g H₂O/kg aire seco) de agua en el aire de entrada.

A partir de los parámetros anteriores se realiza el balance de materia sin exceso de caudal de aire.

Tabla 4.3. Balance de materia sin exceso de aire.

Componentes	Entrada (mol/h)	Salida (mol/h)
CH ₄	100145,7	0
O ₂	200291,4	0
N ₂	753095,6	753095,6
H ₂ O	1031,5	201322,9
CO ₂	0	100145,7

A partir del caudal de aire estequiométrico y del real, aplicando las ecuaciones 4.2 y 4.3, se calcula el exceso de aire.

$$\varphi = \frac{\text{aire}_{stoic}}{\text{aire}} \quad (4.2)$$

$$\% \text{ exceso} = \frac{1-\varphi}{\varphi} \cdot 100 \quad (4.3)$$

El % de exceso resulta de 455,6%.

Teniendo en cuenta la estequiometría de la reacción de combustión, conociendo x y c , y la entrada de metano, se realiza el balance de materia. La tabla 4.4 muestra el resultado del balance con exceso de aire.



Tabla 4.4. Balance de materia con exceso de aire.

Componentes	Entrada (mol/h)	Salida (mol/h)
CH ₄	100.145	0
O ₂	1.112.847	912.555
N ₂	4.261.389	4.261.389
H ₂ O	262.157	462.449
CO ₂	0	100.145

A partir del caudal de agua de la salida y el caudal total (462.449 mol /h y 5.736.540 mol/h, respectivamente) se calcula la fracción de agua a la salida, que resulta 0,0806. Multiplicando este valor por la presión de salida de humos (1 atm), se obtiene la presión parcial del vapor del agua y, con ayuda del programa *EES (Engineering Equation Solver)*, se determina que la temperatura de rocío es de 41,77°C. Ésta es la temperatura a la que el vapor de agua que contienen los humos empieza a condensar y por lo tanto crea peligro de corrosión.

4.3. Determinación de la temperatura de salida de humos

La chimenea de la caldera tiene como objetivo la conducción de los gases de la combustión desde la caldera hasta el exterior. Una chimenea adecuadamente aislada pierde poco calor y los humos que salen de la misma no se enfrían excesivamente. Los materiales de la chimenea en contacto con los humos deben ser resistentes a éstos, al calor y a las posibles corrosiones ácidas que se originen.

La temperatura de los gases de combustión es un parámetro que influye en la eficiencia de la caldera. Para su intervención o entendimiento es importante la interpretación de esta variable, que se vale de dos medios:

- La instalación de dos medidores de temperatura a lo largo de la chimenea de la caldera.
- La medición de CO₂ y O₂ en los gases de combustión.



Con respecto a la monitorización de estas variables en el caso estudiado únicamente se monitoriza la temperatura. En cuanto a la composición de los humos se determina mediante el análisis de los valores garantizados por especificaciones de la turbina para el régimen de operación deseado.

Teniendo en cuenta la temperatura media de entrada de los humos a la chimenea se calcula la temperatura de salida. Dicho cálculo se realiza considerando tres métodos de transferencia de calor. En primer lugar se determina el flujo por convección natural en la parte externa de la chimenea a causa de la interacción con el medio ambiente. A continuación se determina el flujo por conducción interna del material de la chimenea (acero al carbón) y por otro lado el flujo por convección forzada debido a la circulación de los humos en el interior de la chimenea.

En la siguiente tabla se puede observar los valores de temperatura de salida en función de la temperatura de entrada de la chimenea.

Tabla 4.5. Temperatura de salida en función de la temperatura de entrada de la chimenea.

$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	130	120	110	100	90	80	70	60	50	40
$T_{\text{salida}} (^{\circ}\text{C})$	128,53	118,64	108,75	98,87	88,98	79,09	69,21	59,32	49,43	39,55

4.4. Balance energético

A continuación se estudia el balance energético de la caldera estudiada. El equipo se analiza como un conjunto de intercambiadores en serie. El fluido frío es el agua convertida en vapor sobrecalentado a medida que pasa por el equipo. El fluido caliente son los humos enfriados de manera gradual hasta su salida por la chimenea. Las temperaturas de los humos en las diferentes etapas de su paso por la caldera son monitorizadas, por lo que el balance de energía se realiza a partir de los datos de estas temperaturas.

Los intercambiadores se analizan por orden de paso del agua.



4.4.1. Precalentador

En primer lugar se analiza el balance energético del precalentador. En este caso el agua calentada es dirigida a las tres calderas de la planta, por lo que el caudal es superior al que pasa por los equipos posteriores situados en el interior de la caldera. La temperatura de entrada del agua es de 30°C por condiciones de proceso.

En cuanto a la corriente de humos, se conoce su caudal, la temperatura de entrada y de salida del precalentador.

El flujo de energía intercambiada se calcula mediante la ecuación 4.4.

$$Q = m \cdot C_p (T_s - T_e) \quad (4.4)$$

Al aplicar las condiciones de la corriente de humos, el flujo de energía resulta de 405,6 kJ/s.

A continuación, la ecuación 4.4 se aplica para la corriente de agua y se obtiene la temperatura de salida del equipo. Ésta resulta de 41°C.

4.4.2. Economizador y evaporador

Los dos equipos siguientes se analizan como un conjunto, ya que de esta manera se obtienen las condiciones de salida del vapor dirigido al sobrecalentador.

El economizador se encarga de aumentar la temperatura del agua líquida procedente del desgasificador térmico para facilitar el posterior cambio de fase producido en el evaporador.

La temperatura de entrada del agua en este equipo es de 105 °C y está definida por las condiciones de operación del desgasificador. El caudal de agua se obtiene a partir de mediciones realizadas directamente en el equipo.

El evaporador produce el cambio de fase del agua a vapor saturado, por lo que la temperatura de salida de este vapor es la temperatura de saturación del agua en las condiciones de la caldera.

En cuanto a los humos, igual que en el caso del precalentador, se conocen las temperaturas de entrada y salida así como su caudal.



Al aplicar la ecuación 4.4, resulta un flujo de calor de 2.400 kJ/s obtenido de la refrigeración de los humos.

El balance energético de la corriente fría incluyendo los dos equipos se puede expresar mediante la ecuación 4.5.

$$Q = m_a(C_{pa}(T_{sat} - T_e) + H_{vap}) \quad (4.5)$$

Realizando el balance se obtiene una temperatura de entrada al economizador de 115 °C. Este valor se compara con el valor de la temperatura real del agua a la salida del desgasificador y se observa que los dos valores son muy similares, por lo que el balance se considera válido.

4.4.3. Sobrecalentador

Por último se analiza el sobrecalentador. Este equipo tiene como función el aumento de la temperatura del vapor saturado de 30 bar procedente del evaporador. Por lo tanto, la temperatura de entrada del fluido frío es la temperatura de saturación del vapor en estas condiciones, que es 234 °C.

En el lado de los humos, igual que en los casos de los equipos anteriores se conocen sus temperaturas de entrada y salida del equipo.

El flujo de energía intercambiada se calcula aplicando la ecuación 4.5 y resulta de 1.220 kJ/s.

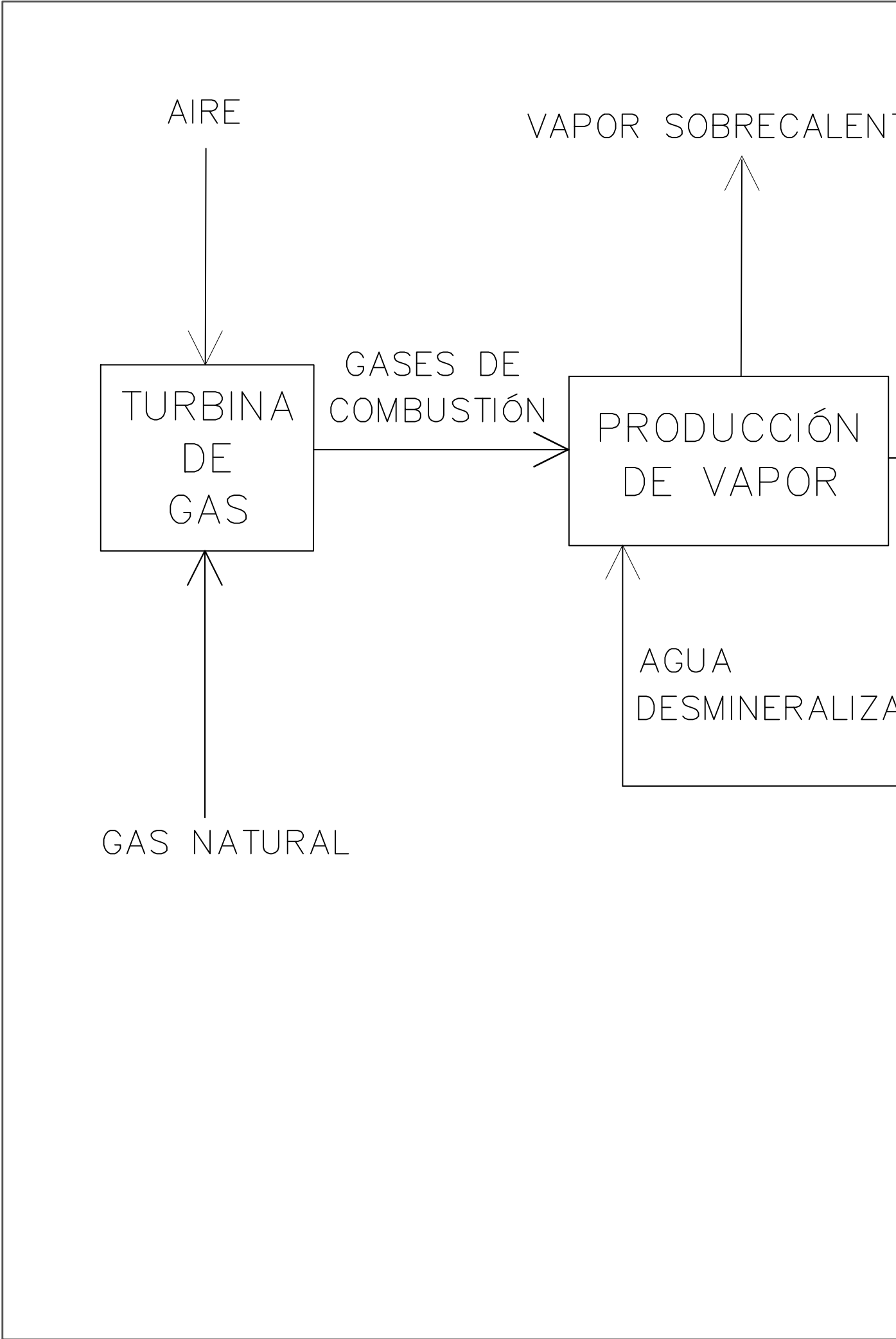
Realizando el balance para el vapor, se obtiene su temperatura de salida que resulta de 347°C.

Se observa que el resultado final presenta diferencias con la temperatura real de salida del vapor sobrecalentado de 30 bar, que es de 325 °C. Esto es debido a que no se consideran las pérdidas de calor y el caudal de agua se considera constante, mientras que en condiciones reales presenta variaciones importantes.

4.5. Planos

A continuación se observan el diagrama de bloques, PFD, P&ID, Layout y la simbología.





AIRE

VAPOR SOBRECALENT

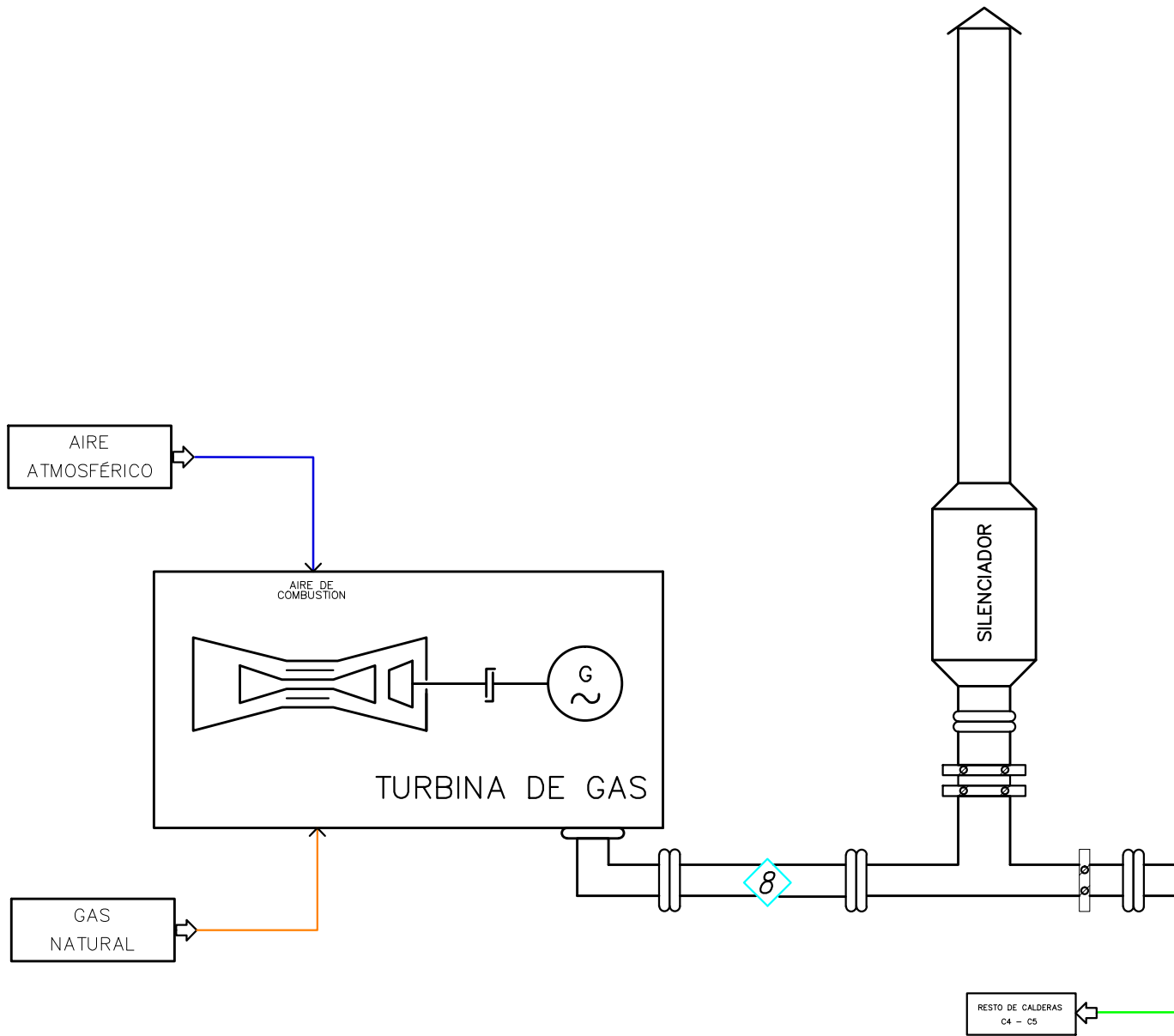
TURBINA
DE
GAS

GASES DE
COMBUSTIÓN

PRODUCCIÓN
DE VAPOR

GAS NATURAL

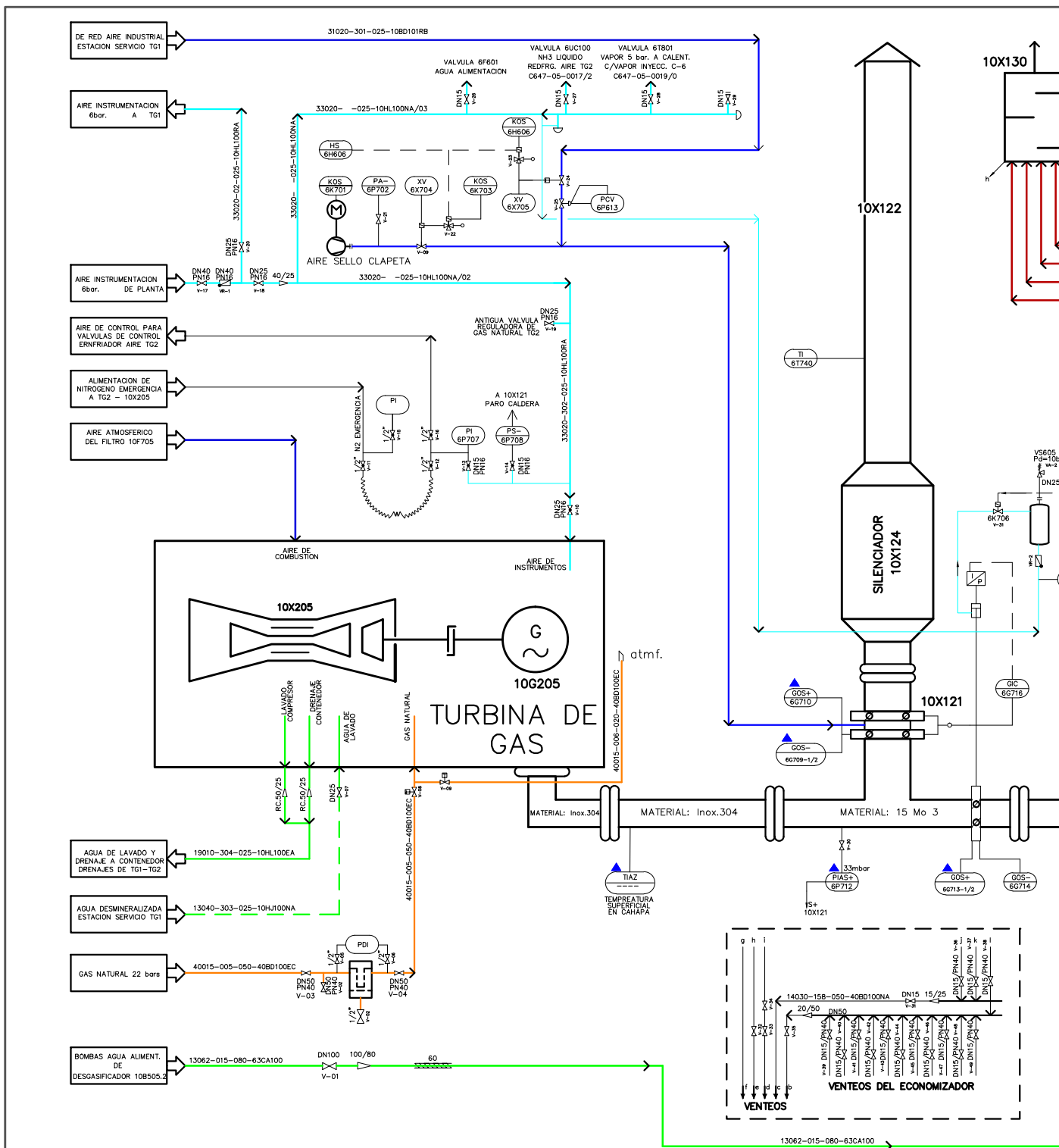
AGUA
DESMINERALIZA



LEYENDA:

- VAPOR 5 bar
- AIRE COMBURENTE
- VAPOR 30 bar
- AGUA DESM. CALDRERAS
- CONDENSADO
- GAS NATURAL 22 bar.
- OXÍGENO
- ◇ CORRIENTE

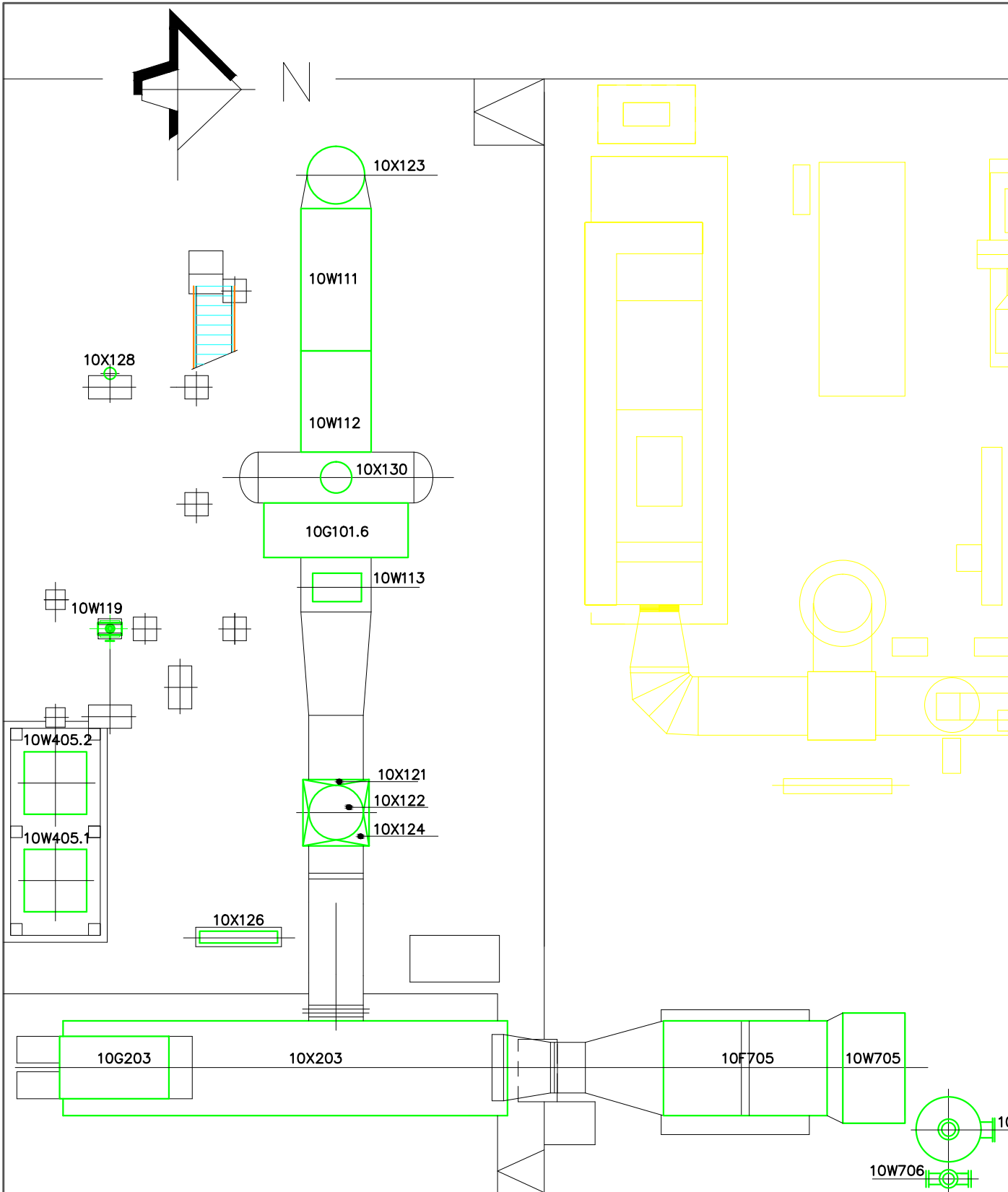
kg/h	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Caudal Agua	13.000	32.585	13.000	32.585	13.000	13.000	260	0,00	0,00	—	—
Caudal humos	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	95.798	95.798	—	—
T (°C)	77,0	30,0	325	50,0	234	234	234	508	130	—	—
P (bar)	30,0	6,0	30,0	6,0	30,0	30,0	30,0	1,00	1,00	—	—



LEYENDA:





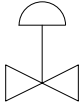











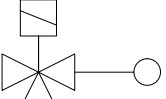

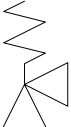











- | | | | |
|-----------------------------------|-----------------------------|------------------------------------|----------------------------|
| ESPEC. Nr. LINEA | AIRE COMBURENTE | ESPEC. Nr. LINEA 14010-10B0102-NA | CONDENSADO |
| ESPEC. Nr. LINEA 31020-10B0101-RB | AIRE INDUSTRIAL | ESPEC. Nr. LINEA 14030-40B0100-NA | AGUA DESM. CALDERAS |
| ESPEC. Nr. LINEA 33020-10HL100-RA | AIRE INSTRUMENTACION | ESPEC. Nr. LINEA 13062-100CA100-NB | GAS NATURAL 22 bar. |
| ESPEC. Nr. LINEA 22040-63CA100-NA | VAPOR 30 bar | ESPEC. Nr. LINEA 40015-25BE100-EC | GAS NATURAL 22 bar. |
| ESPEC. Nr. LINEA 23040-CA100-NB | VAPOR 17 bar | ESPEC. Nr. LINEA 130M044 | DOSIFICACION AMINAS |
| | | ESPEC. Nr. LINEA 130M044 | T. MUESTRAS-ANALIZ. |

POSICIÓN	10X205	10G205	10X121	10X122	10X124	10G101.6	10W113	10W112	10W111	10W110
DENOMINACIÓN	TURBINA GAS TG2	GENERADOR TG2	CLAPETA BY-PASS C6	CHIMENEA BY-PASS C6	SILENCIADOR DEL BY-PASS	CALDERA DE RECUPERACIÓN	SOBRECALENTADOR CALDERA 6	ECONOMIZADOR C6	PRECALENTADOR C6	CHIMENEA
DATOS TÉCNICOS	TURBOMACH FABRICANTE: SOLAR	LEROY SOMER	STEJASA	BALCKE DÜRR	BALCKE DÜRR	BALCKE DÜRR	BALCKE DÜRR	BALCKE DÜRR	BALCKE DÜRR	BALCKE DÜRR
PRESION DE DISEÑO			10 Bar			40 Bar		40 Bar	9 Bar	
TEMP. DISEÑO		max. 40 °c	50 °C			238 °C		233 °C	205 °C	
MATERIAL						St. 35.8 I.	15Mo3	St. 35.8 I.	St. 35.8 I.	
CAUDAL		AISLAMIENTO H/F				13.000				
PRODUCTO	GAS NATURAL	BOBINADO P5/6	AIRE			VAPOR			AGUA DESMINERALIZADA	
OBSERVACIONES	TURBOGRUPO Nr: B083.T1	6.300v (3xY) 861A	DN 1.600	H=20m. / D=1,5m.		7.180 m3	S= 174 m2	1.076 m3	1.870 m2	H=20m



LEYENDA

- CALDERA 4
- CALDERA 5
- CALDERA 6

VÁLVULA		INSTRUMENTO	
SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	Válvula general de dos vías		INSTRUMENTO LOCALIZADO EN PLANTA
	Válvula de globo		INSTRUMENTO LOCALIZADO EN PANEL DE CONTROL
	Válvula de control con actuador de diafragma		Controlador de temperatura (T=Temperatura) (I=Indicador) (C=Control) (R=Ratio) (A=Alarma) (+=Captador alto) (-=Captador bajo) (Z=Posición)
	Válvula de retención		
	Válvula de retención de clapeta		
	Válvula con actuador cilíndrico		
	Válvula general de tres vías		
	Válvula general de tres vías con paro de emergencia		Controlador de presión (P=Presión) (I=Indicador) (S=Switch) (+=Captador alto) (-=Captador bajo) (A=Alarma) (C=Control) (V=Valvula) (R=Ratio) (P=Proporcional) (D=Diferencial) (I=Integral)
	Válvula general de tres vías con actuador eléctrico con paro de emergencia		
	Válvula de alivio		
			
			
			
			
			
			
			
			
			Controlador de nivel (L=Nivel) (I=Indicador) (Z=Drive)
			

4.6. Diseño básico

4.6.1. Estudio del diseño del precalentador (ref. 9-13, 20-22) (ALBERTO)

4.6.1.1. Estudio del intercambiador existente

El intercambiador objeto de estudio es un intercambiador tipo flujo cruzado, en el cual el agua (fluido frío) pasa por los tubos y los humos provenientes de la turbina de gas circulan por la carcasa de la caldera.

Dicho intercambiador tiene un total de 96 tubos, distribuidos en 4 columnas tal y como se muestra en plano nº 6. Los tubos tienen aletas para aumentar el área de intercambio y la longitud aleteada de 4,2 metros.

Este intercambiador se modeliza asumiendo que cada columna de tubos se comporta de forma similar a un intercambiador independiente. Por tanto el modelo del intercambiador se estudia suponiendo 4 intercambiadores independientes conectados en serie. En el anexo B se muestra el procedimiento utilizado para el cálculo de cada uno de los tramos del intercambiador.

En la siguiente tabla aparece una comparación entre las temperaturas teóricas calculadas en el balance de energía del apartado 4.3, las temperaturas indicadas por las sondas de temperatura TIRCA-6T801 Y TIC-6T802 y los resultados obtenidos con el modelo del intercambiador en cuanto al agua.

Tabla 4.6. Comparación de temperaturas teóricas y medidas.

	Balance de energía	Medidas
$T_{\text{entrada}}(^{\circ}\text{C})$	30	30
$T_{\text{salida}}(^{\circ}\text{C})$	41	41,5

4.6.1.2. Diseño de la modificación del precalentador

Tal y como se explica detalladamente en el estudio de alternativas del apartado 4.1. se decide realizar cambios en el precalentador con la finalidad de optimizar energéticamente la



caldera. Para ello se tienen en cuenta el espacio disponible en la caldera, los resultados energéticos obtenidos, el coste del proyecto, la funcionalidad y la mantenibilidad del nuevo intercambiador. Con tal de seleccionar el tipo de modificación que se realiza, se analizan en profundidad tres maneras de rediseñar el intercambiador objeto de estudio. Se profundiza más en el diseño 2 debido a que es el diseño escogido como óptimo.

4.6.1.2.1. Diseño 1

La primera opción es realizar una modificación en el equipo ya existente añadiendo columnas de tubos en la carcasa de la caldera. En el plano nº 7 se muestra la distribución de las columnas de tubos y las dimensiones del intercambiador. El procedimiento utilizado para realizar el modelo del intercambiador aparece explicado en el anexo B.

4.6.1.2.1.1. Estudio energético

Los resultados energéticos obtenidos aparecen en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Resultados energéticos obtenidos del diseño 1 del precalentador.

Nº de columnas	8
Nº de tubos por columna	24
Longitud aleteada de los tubos (m)	4,2
Material de los tubos	St 35.8 I
Diámetro interno de los tubos (mm)	31,8
Espesor de los tubos (mm)	3,2
Longitud de las aletas (mm)	15
Grosor de las aletas (mm)	1
Separación entre aletas (mm)	5,3
Nº de canales	9
Diámetro de canal (mm)	761
Área total de intercambio (m ²)	747,7
U (W/m ² ·K)	63,71

A continuación se muestra la variación de la temperatura a lo largo del intercambiador.



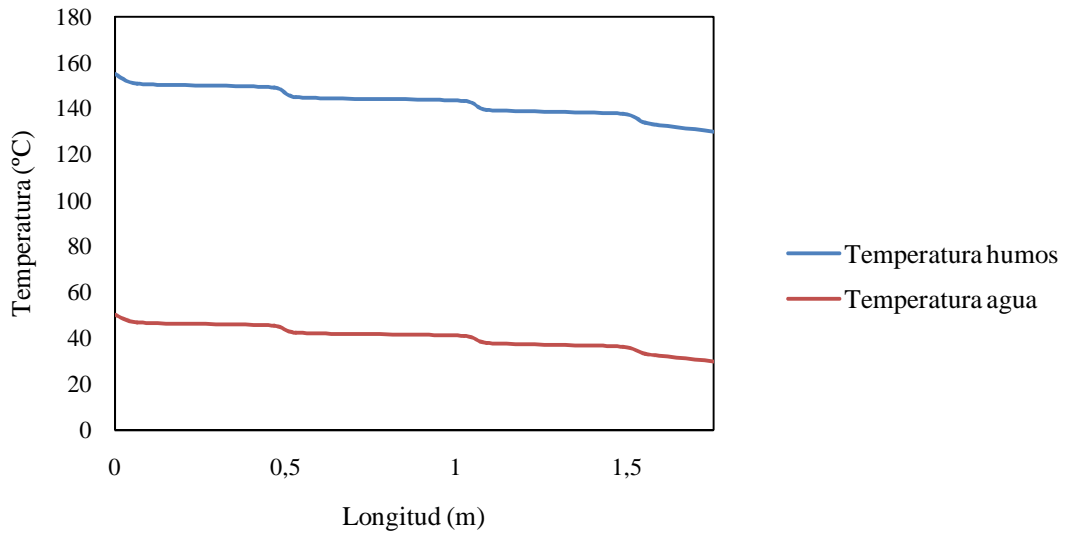


Figura 4.1. Variación de temperatura a lo largo del intercambiador.

La pérdida de carga es un parámetro limitante en la selección del tipo de diseño, ya que una elevada pérdida de carga genera pérdida de potencia en la turbina. En la siguiente gráfica se muestra la variación de la pérdida de carga a lo largo del intercambiador.

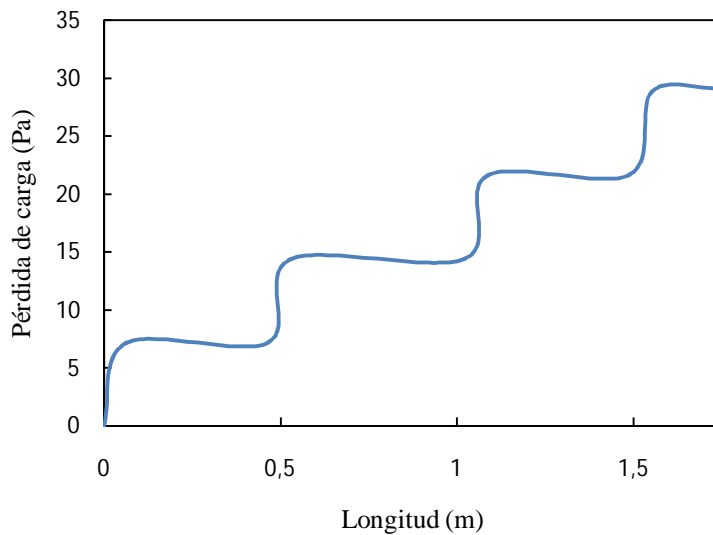


Figura 4.2. Variación de la pérdida de carga a lo largo del intercambiador.



4.6.1.2.1.2. Estudio de la funcionalidad

Esta modificación se diseña priorizando la funcionalidad y el mantenimiento del intercambiador. Como se observa en el esquema del intercambiador del plano nº 7 se distribuyen las columnas de tubos manteniendo un espacio suficiente para que en caso de avería un operario pueda acceder a la caldera y desde cualquiera de los canales bloquear el paso de agua al tubo averiado con facilidad.

4.6.1.2.1.3. Estudio económico

Para calcular el coste de fabricación, montaje y parada de la turbina se dispone del coste de un intercambiador similar que consta de 8 columnas de tubos fabricado en 2011. Los costes asociados a este equipo son los siguientes:

- **Coste de fabricación: 100.000 €** El coste de fabricación del nuevo intercambiador es proporcional al indicado en función del número de columnas del nuevo intercambiador, teniendo en cuenta la variación del 4,9% IPC desde 2011 (ref. 3). En el caso de este diseño sólo se tiene en cuenta la variación del IPC ya que tiene el mismo número de columnas que el intercambiador utilizado como referencia.
- **Coste de montaje: 89.500 €** El coste asociado al montaje es muy similar, ya que el coste del calorifugado, estructura y mano de obra presenta pequeñas variaciones, por tanto se considera el mismo.
- **Coste asociado a la parada de la caldera: no aplicable.** Se realiza una parada de nueve días por mantenimiento cada año. La instalación del nuevo intercambiador se realiza dentro de este periodo.

Tabla 4.8. Resumen de costes del intercambiador propuesto en el diseño 1.

Coste fabricación (€)	104.900
Coste de montaje (€)	89.500
Coste de parada (€)	0,00
Coste total (€)	194.400



4.6.1.2.2. Diseño 2

La segunda opción consiste en sustituir el intercambiador existente por uno nuevo. En el plano nº 8 situada al final del capítulo se muestra la distribución de las columnas de tubos y las dimensiones del intercambiador.

El procedimiento utilizado para realizar el modelo del intercambiador es el mismo que el explicado en el anexo B. En el anexo se muestra el *script* utilizado para realizar el cálculo completo del intercambiador, ejecutado con el programa *EES*.

4.6.1.2.2.1. Estudio energético

Los resultados energéticos obtenidos aparecen en la tabla 4.9.

Tabla 4.9. Resultados energéticos obtenidos del precalentador.

Nº de columnas	20
Nº de tubos por columna	24
Longitud aleteada de los tubos (m)	4,2
Material de los tubos	St 35.8 I
Diámetro interno de los tubos (mm)	31,8
Espesor de los tubos (mm)	3,2
Longitud de las aletas (mm)	15
Grosor de las aletas (mm)	1
Separación entre aletas (mm)	5,3
Nº de canales	21
Diámetro de canal (mm)	761
Área total de intercambio (m ²)	1869,2
U (W/m ² ·K)	238,8

A continuación se muestra la variación de la temperatura a lo largo del intercambiador.



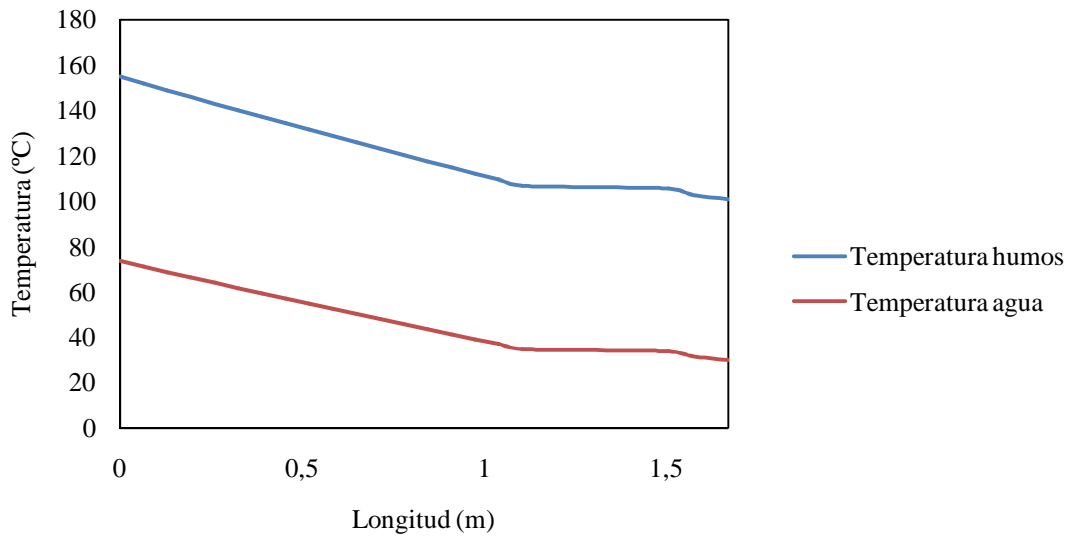


Figura 4.3. Variación de temperatura a lo largo del intercambiador.

La pérdida de carga es un parámetro limitante en la selección del tipo de diseño, ya que una elevada pérdida de carga genera una pérdida de potencia en la turbina. En la siguiente gráfica se muestra la variación de la pérdida de carga a lo largo del intercambiador.

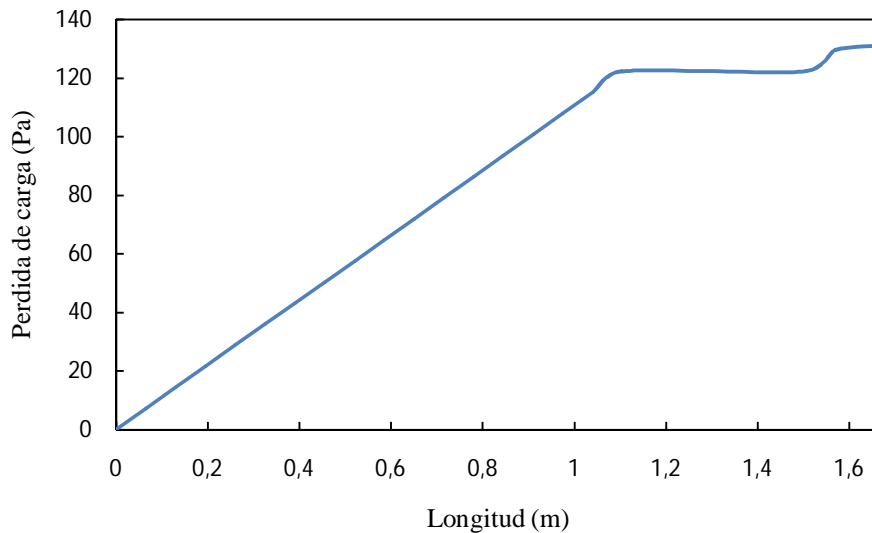


Figura 4.4. Variación de la pérdida de carga a lo largo del intercambiador.



4.6.1.2.2.2. Estudio mecánico

Se establecen los grosores de tubos y canales del intercambiador siguiendo las directrices del código *ASME Boiler & pressure vessel code* (2010). En cambio las bridas del equipo, son bridas diseñadas en código DIN por requerimiento específico del cliente.

Para ello se sigue el procedimiento explicado en el anexo B. En las tablas 4.10. y 4.11. se muestra el dimensionamiento detallado de tubos y canales.

Tabla 4.10. Dimensionamiento detallado de los tubos del intercambiador.

t (mm)	c₀ (mm)	c₁ (mm)	t_{ord} (mm)	D₀ (mm)	Grosor escogido (mm)
0,22	1	1	2,22	32	3,2

Tabla 4.11. Dimensionamiento detallado de los canales del intercambiador.

t (mm)	c₀ (mm)	c₁ (mm)	t_{ord} (mm)	D₀ (mm)	Grosor escogido (mm)
0,52	1	1	2,52	32	5,5

En el caso de los tubos se escoge un valor de grosor de 3,2 mm por requerimiento específico del cliente; mientras que en el caso de los canales se establece un valor más alto por la necesidad de unir el intercambiador a la estructura. En los planos de diseño de los equipos contenidos al final del capítulo se muestran las dimensiones de los tubos y canales.

4.6.1.2.2.3. Consideraciones generales

Anclaje a la estructura

El intercambiador se mantiene colgado sobre una estructura metálica diseñada en el apartado 4.6.2. Los canales se enganchan a los perfiles de esta estructura como se muestra en la figura 4.5.



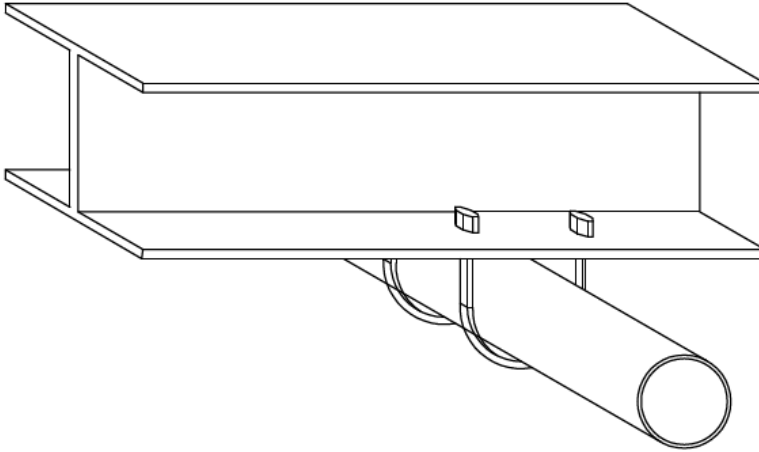


Figura 4.5. Estructura de anclaje del intercambiador.

Vaciado del equipo

En caso de parada del equipo, se diseña una estrategia para poder vaciarlo. Para ello se instalan una serie de purgas tal como se muestran en la figura 4.6.

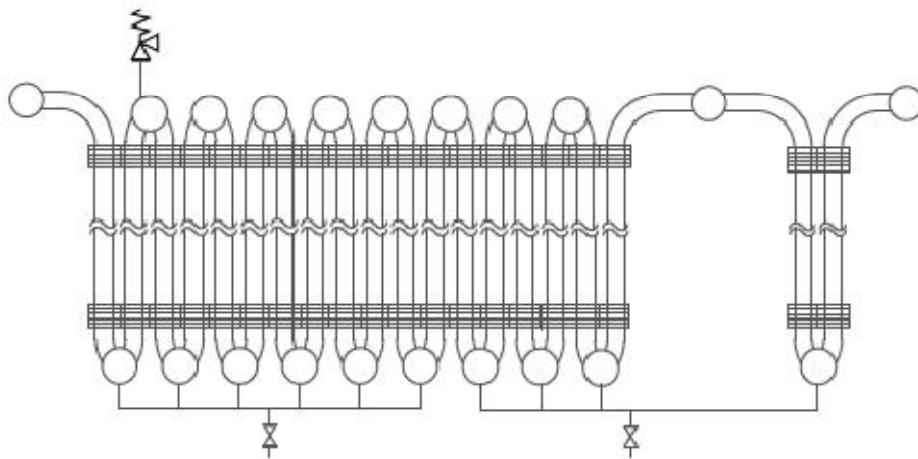


Figura 4.6. Instalación de purgas en el equipo.

Protección contra vacío

Durante la realización del HAZOP, se detectan posibles problemas de presión negativa en caso de parada de la turbina sin haber vaciado previamente el equipo. Para proteger el

equipo ante una presión inferior a la atmosférica se instalan aireaciones que abren en caso de parada del equipo y de la turbina.

En la figura 4.7. se muestra un esquema de la distribución de las aireaciones en el intercambiador.

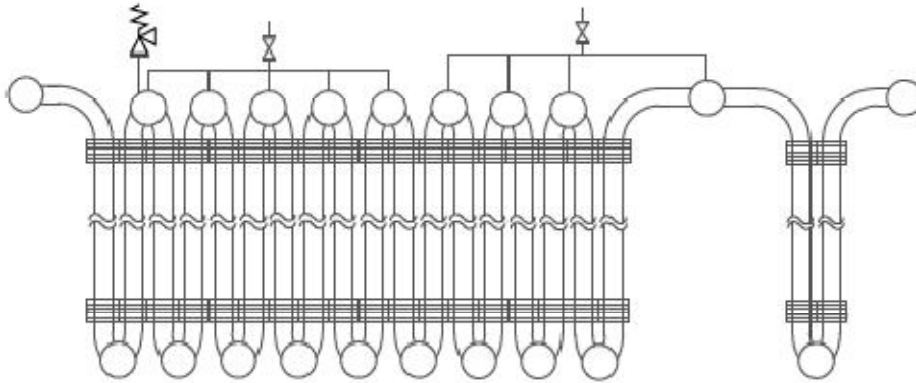


Figura 4.7. Esquema de la distribución de las aireaciones en el intercambiador.

Distribución uniforme de humos

La forma del diseño del intercambiador facilita el paso de los humos por encima y por debajo de los canales por tener un menor índice de pérdida de carga. Por ello se decide instalar deflectores en los canales superiores e inferiores del intercambiador de manera que se asegure que los humos circulen de manera uniforme por la longitud aleteada del intercambiador.

En la siguiente figura se muestra un esquema de la distribución de los deflectores en el intercambiador.

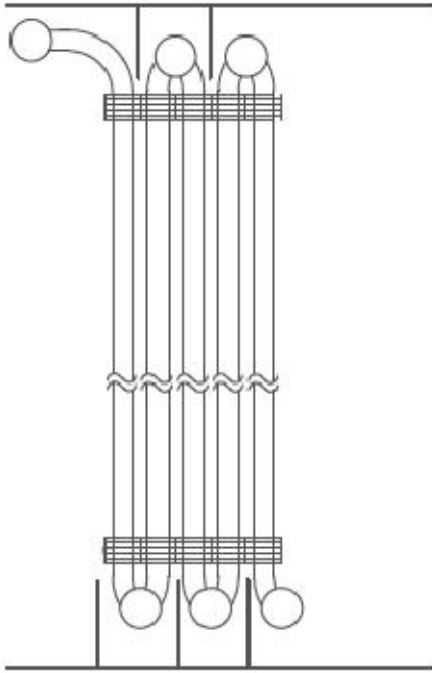


Figura 4.8. Esquema de la distribución de los deflectores a lo largo del intercambiador.

Distribución uniforme de caudal de agua por los tubos

Se diseña el equipo de manera que las entradas (apartado 4.6.4.2.) y la salida del agua en lados opuestos. De esta manera se uniformiza la pérdida de carga en los canales y los tubos. El agua se distribuye de manera uniforme entre los 24 tubos contenidos en cada canal.

4.6.1.2.2.4. Estudio de la funcionalidad

En este diseño se prioriza el intercambio energético del intercambiador, teniendo en cuenta de que es mucho más probable un fallo mecánico en el intercambiador en la zona próxima a la chimenea. Por este motivo se diseña el intercambiador manteniendo un espacio entre las 4 últimas columnas de tubos, de manera que un operario pueda bloquear el acceso a cualquier tubo correspondiente a estas cuatro últimas columnas de tubos desde el canal.



4.6.1.2.2.5. Estudio económico

Para calcular el coste de fabricación, montaje y parada de la turbina se dispone del coste de un intercambiador similar que consta de 8 columnas de tubos fabricado en 2011. Los costes asociados a este equipo son:

- **Coste de fabricación: 100.000 €** El coste de fabricación del nuevo intercambiador es proporcional al indicado en función del número de columnas del nuevo intercambiador, teniendo en cuenta la variación del 4,9% IPC desde 2011 (ref. 3). En el caso de este diseño se calcula el coste total del intercambiador proporcionalmente al número de columnas de tubos y se le aplica un factor de proporcionalidad del 90% por la diferencia de tamaños del mismo. También se tiene cuenta la variación del IPC.
- **Coste de montaje: 89.500 €** El coste asociado al montaje es muy similar, ya que el coste del calorifugado, estructura y mano de obra presenta pequeñas variaciones, en este caso se aplica un factor del 120%.
- **Coste asociado a la parada de la caldera: no aplicable.** Se realiza una parada de nueve días por mantenimiento cada año, la instalación del nuevo intercambiador se realiza dentro de este periodo.

Tabla 4.12. Resumen de costes del intercambiador propuesto en el diseño 2.

Coste fabricación (€)	236.025
Coste de montaje (€)	107.400
Coste de parada (€)	0,00
Coste total (€)	343.425

4.6.1.2.3. Diseño 3

La tercera opción consiste en sustituir el intercambiador existente por uno nuevo. En el plano nº 9, se muestra la distribución de las columnas de tubos y las dimensiones del intercambiador.



El procedimiento utilizado para definir el modelo del intercambiador es el mismo que el utilizado en anexo B.

4.6.1.2.3.1. Estudio energético

Los resultados energéticos obtenidos del precalentador aparecen en la tabla 4.13.

Tabla 4.13. Resultados energéticos obtenidos del precalentador.

Nº de columnas	26
Nº de tubos por columna	24
Longitud aleteada de los tubos (m)	4,2
Material de los tubos	St 35.8 I
Diámetro interno de los tubos (mm)	31,8
Espesor de los tubos (mm)	3,2
Longitud de las aletas (mm)	15
Grosor de las aletas (mm)	1
Separación entre aletas (mm)	5,3
Nº de canales	25
Diámetro de canal (mm)	761
Área total de intercambio (m ²)	2.430
U (W/m ² ·K)	339,8

A continuación se muestra la variación de la temperatura a lo largo del intercambiador.

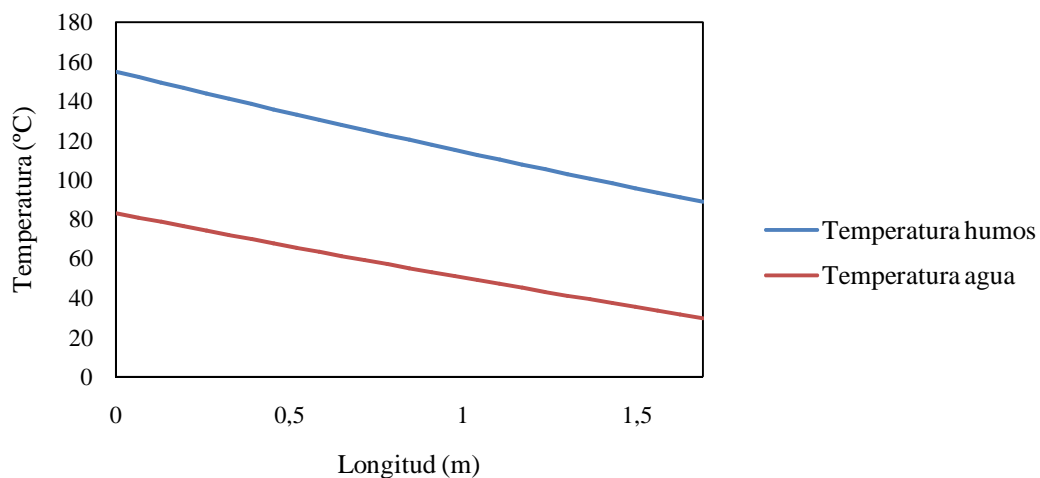


Figura 4.9. Variación de temperatura a lo largo del intercambiador.



La pérdida de carga es un parámetro limitante en la selección del tipo de diseño, ya que una elevada pérdida de carga genera una pérdida de potencia en la turbina. En el siguiente gráfico se muestra la variación de la pérdida de carga a lo largo del intercambiador.

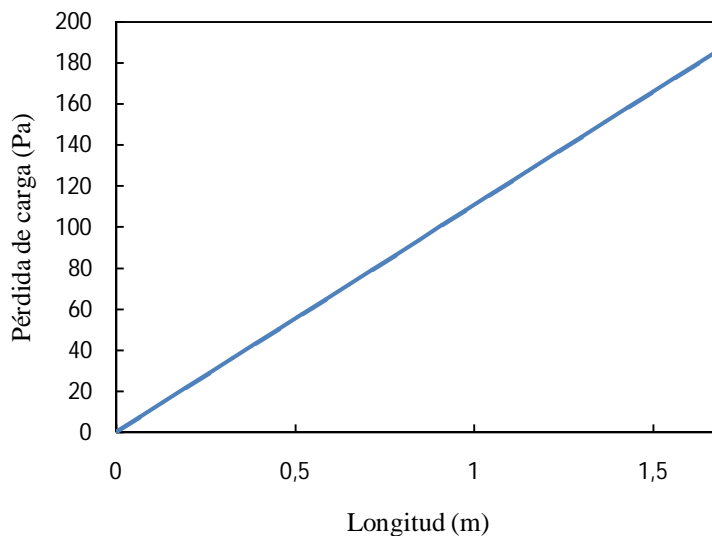


Figura 4.10. Variación de la pérdida de carga a lo largo del intercambiador.

4.6.1.2.3.2. Estudio de la funcionalidad

En este diseño se prioriza el intercambio energético del intercambiador, no se tiene en cuenta un posible fallo mecánico, por lo cual, la reparación de cualquier fallo en el intercambiador supone un coste muy elevado.

4.6.1.2.3.3. Estudio económico

Para calcular el coste de fabricación, montaje y parada de la turbina, se dispone del coste de un intercambiador similar que consta de 8 columnas de tubos fabricado en 2011. Los costes asociados al equipo son:

- **Coste de fabricación: 100.000 €** El coste de fabricación del nuevo intercambiador es proporcional al indicado en función del número de columnas del nuevo



intercambiador, teniendo en cuenta la variación del 4,9% IPC desde 2011 (ref. 3). En el caso de este diseño se calcula el coste total del intercambiador proporcionalmente al número de columnas de tubos y se le aplica un factor de proporcionalidad del 90% por la diferencia de tamaños del mismo. También se tiene en cuenta la variación del IPC.

- **Coste de montaje: 89.500 €** El coste asociado al montaje es muy similar, ya que el coste del calorifugado, estructura, mano de obra y la estructura de soporte presenta pequeñas variaciones, en este caso se aplicará un factor del 120%.
- **Coste asociado a la parada de la caldera: no aplicable.** Se realiza una parada de nueve días por mantenimiento cada año, la instalación del nuevo intercambiador se realiza dentro de este periodo.

Tabla 4.14. Resumen de costes del intercambiador propuesto en el diseño 3.

Coste fabricación (€)	306.832
Coste de montaje (€)	107.400
Coste de parada (€)	0,00
Coste total (€)	414.232

4.6.1.2.4. Conclusiones


Se estudian tres alternativas de diseño del precalentador para aumentar la eficiencia de la caldera de cogeneración. La primera alternativa consiste en la modificación del equipo existente, mientras que las otras dos suponen la fabricación e instalación de un equipo nuevo diseñado por *OpenSystem*. Se determina como óptima la alternativa de diseño 2. En este caso, se propone la instalación de un equipo nuevo, incorporando varios pasos por tubo para la corriente fría. Por otro lado, aplicando esta alternativa se posibilita el mantenimiento de los últimos tubos, cercanos a la chimenea.

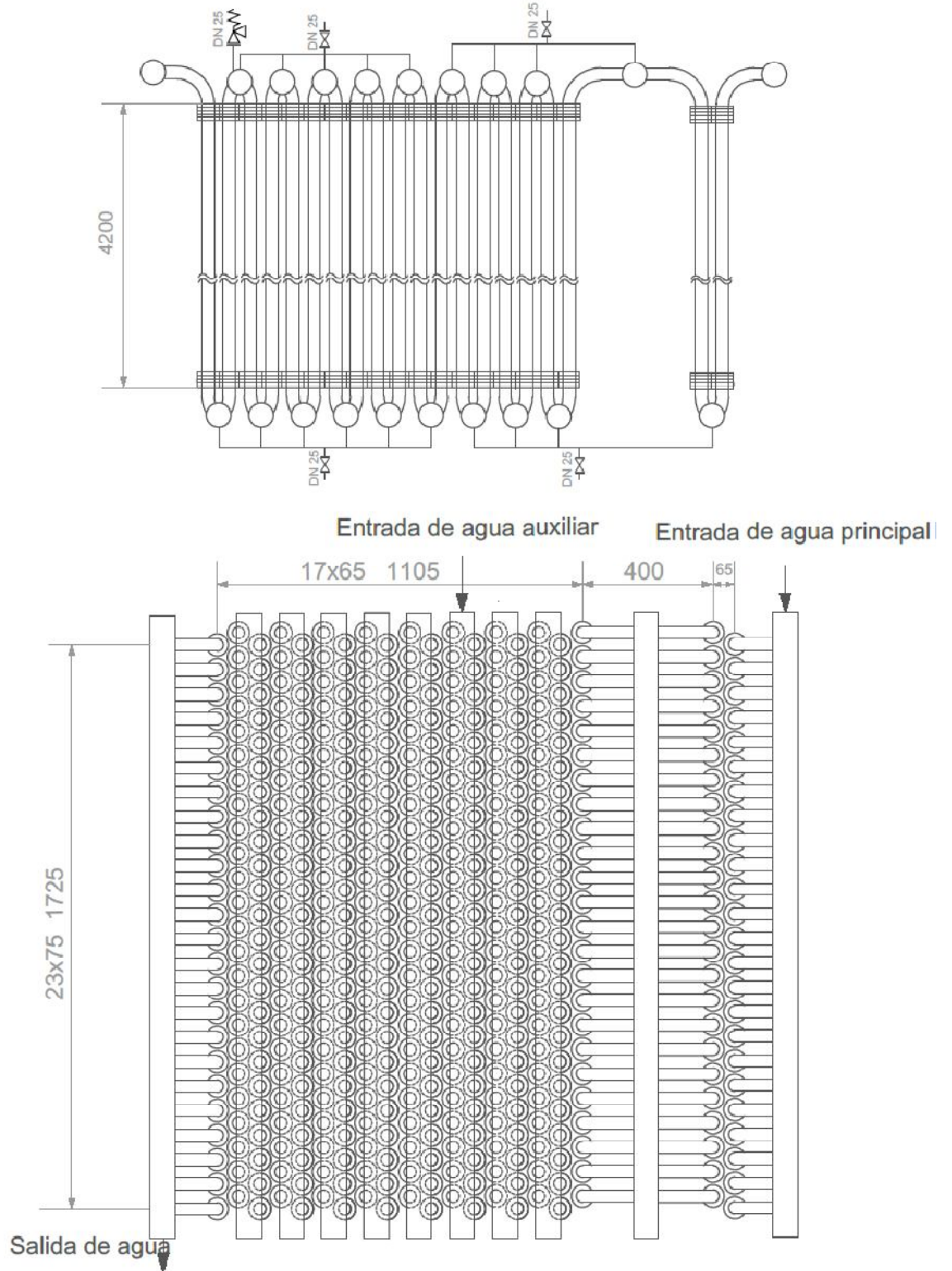
4.6.1.2.5. Hoja de especificación del precalentador

A continuación se muestra la hoja de especificación del precalentador diseñado.



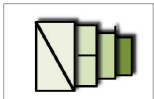
AIR COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET

1	ITEM No Precaentador 10W111		
2	Service: Precaentador de la caldera C6		
3	No. of bundles:	20	
4	Bundle surface (finned/bare):	70,11/12,03	m ²
5	Unit surface (finned/bare):	1402,26/240,67	m ²
6			
7	OPERATING CONDITIONS. TUBE SIDE		
8	Fluid: Water		Inlet Outlet
9	Fluid total flow	kg/h	13000
10	Vapour	kg/h	0
11	Liquid	kg/h	0
12	Steam	kg/h	13000
13	Noncondensables	kg/h	0
14	Temperature	°C	30 73,67
15	Density (L)	kg/m ³	974,93 821,9
16	Viscosity (L)	cP	0,36883 0,11394
17	Vapour molecular weight	g/mol	18 18
18	Specific Heat (L)	kJ/kg.K	4,1883 4,7186
19	Thermal Conductivity (L)	W/m.K	0,66959 0,6378
20	Latent heat	kJ/kg	2257
21	Pressure	bar	30
22	Velocity (Calculated)	m/s	0,5
23	Pressure Drop (Calculated)	bar	0,385
24	Fouling Resistance (min)	m ² .K/W	1,8·10 ⁻⁴
25	OPERATING CONDITIONS. FUMES SIDE		
26	Fumes Quantity	(kg/h)	95798
27	Temperature (in/out)	°C	155 100,8
28	Density	kg/m ³	0,849 0,938
29	Viscosity	cP	0,023 0,021
30	Vapour molecular weight	g/mol	17,71 17,71
31	Specific Heat	kJ/kg.K	1,092 1,093
32	Thermal Conductivity	W/m.K	0,034 0,031
33	Latent heat	kJ/kg	-
34	Pressure	bar	1
35	Velocity (Calculated)	m/s	1,62
36	Pressure Drop (Calculated)	bar	0,0013
37	Fouling Resistance (min)	m ² .K/W	3,5·10 ⁻⁵
38	Heat Exchanged:	kW	1667,82
39	Heat Transfer Rate	W/m ² .K	238,8
40	DESIGN CONDITIONS		
41	Design Pressure	bar	40
42	Design Temperature	°C	325
43	Corrosion Allowance	mm	1
44	Applicable Codes:	ASME Boiler & pressure vessel code	Bundle Weight -empty (kg.) 13428
45	Tubes	Fins	
46	No./Bundle: 24	No./m: 188	Material: St 35.8l
47	Material: St 35.8l	Material: St 35.8l	No. Rows: 20
48	OD 38 mm BWG 6,4 mm	OD 62 mm	No.Tubes 24
49	Length: 4,2 m	Thickness: 1 mm	Nozzles 2
50	Pitch: 65 mm	Type: Helicoïdal	
51			
52	SKETCH Página 50		NOTES:
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			
0			 UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Químic Departament d'Enginyeria Químic
REV	DATE	PREP. APPR.	



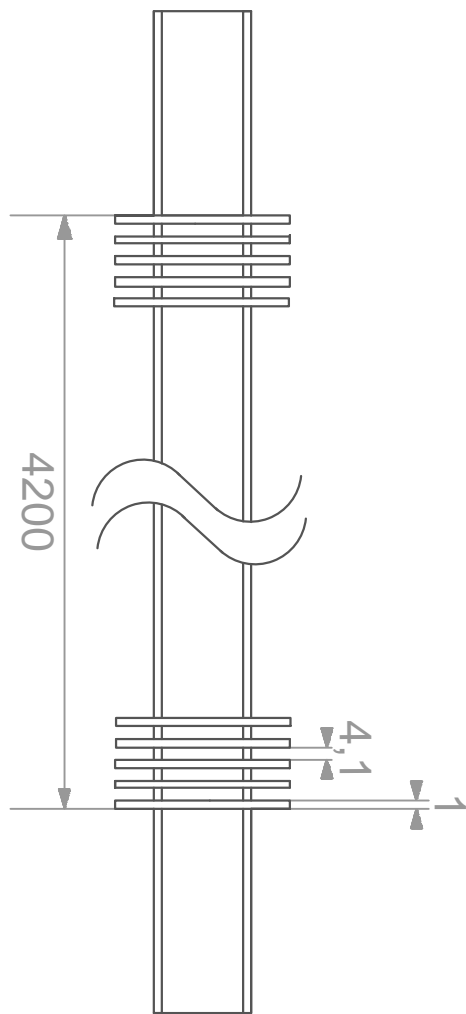
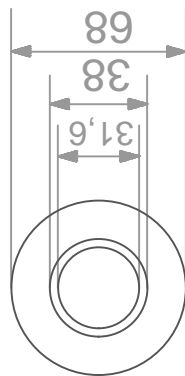
Diseño actual del
precalentador 10W111

Plano n° 6

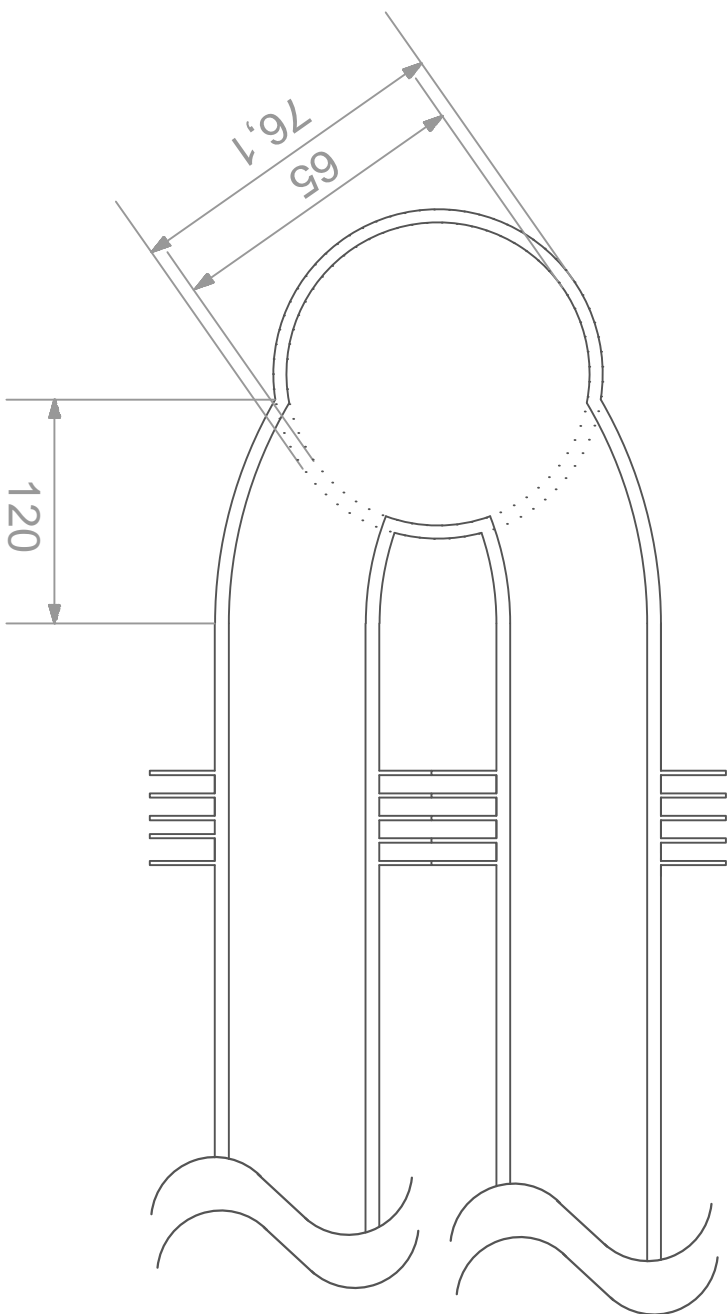


OPEN SYSTEM

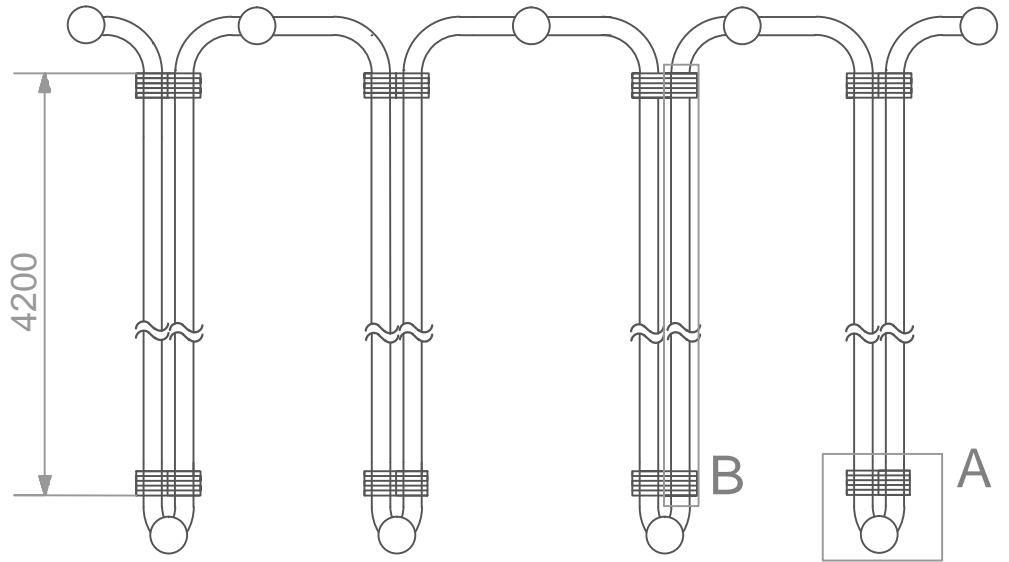
Nombre	A.Soriano	Fecha	01/05/14
Comprobado	E.Marco	Comprobado	01/05/14
S.normes			



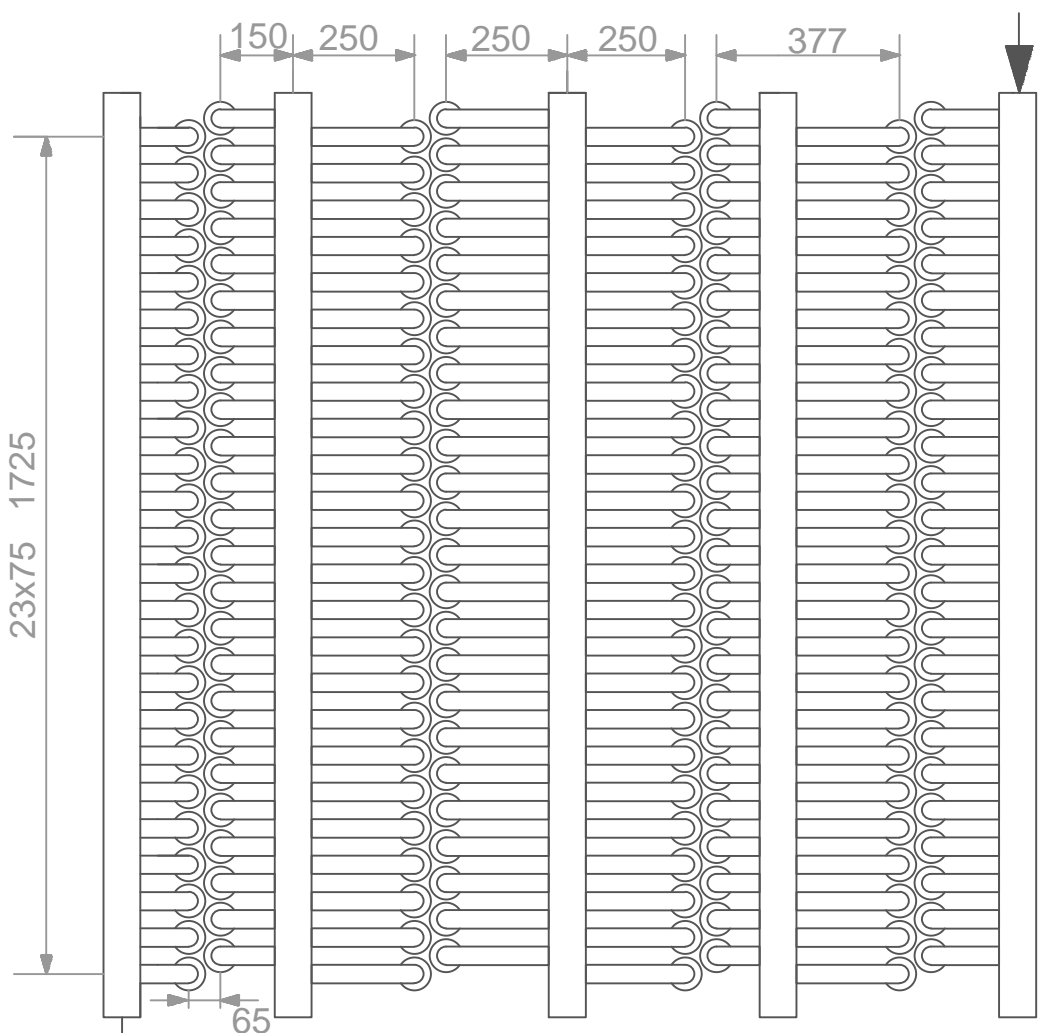
B



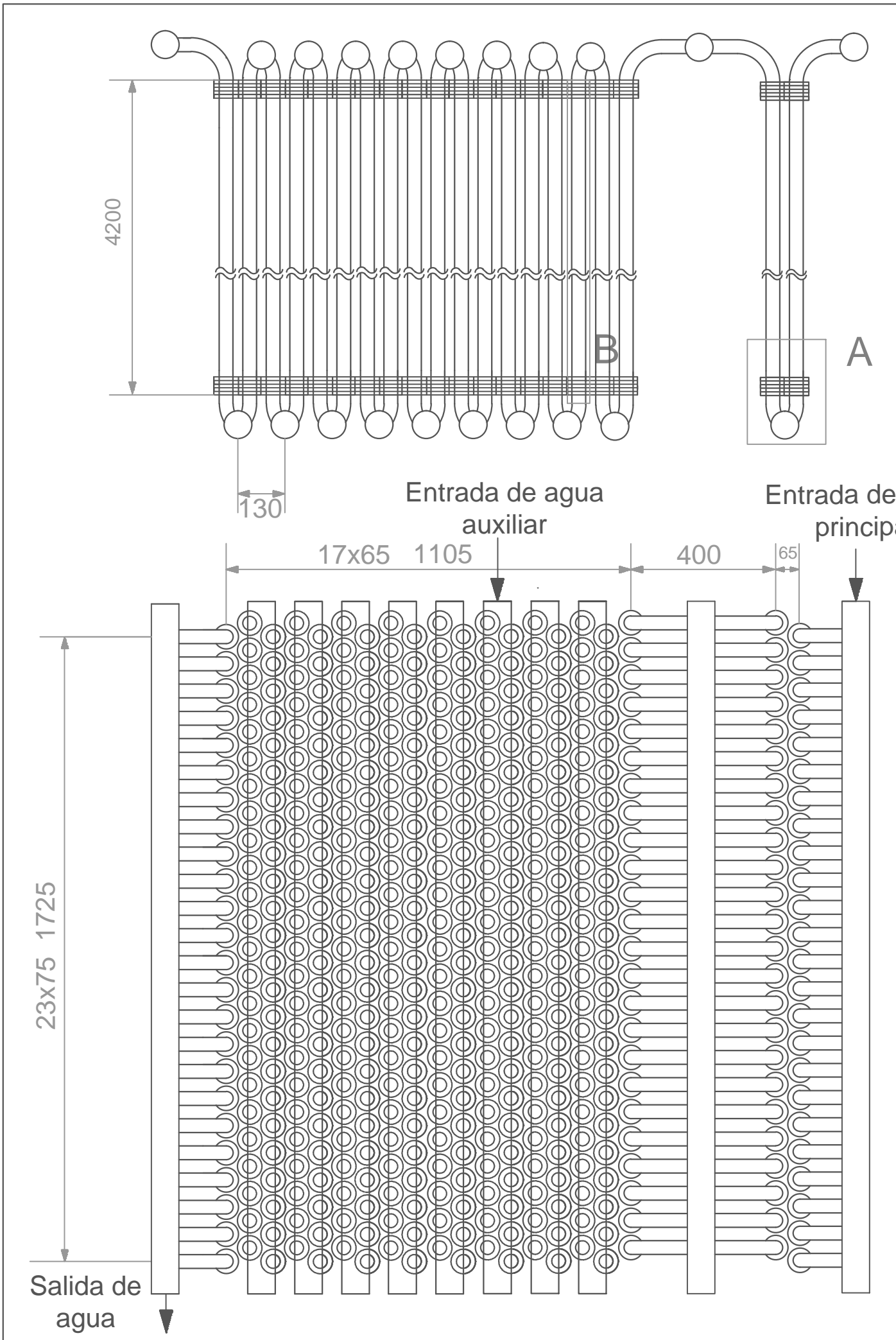
A

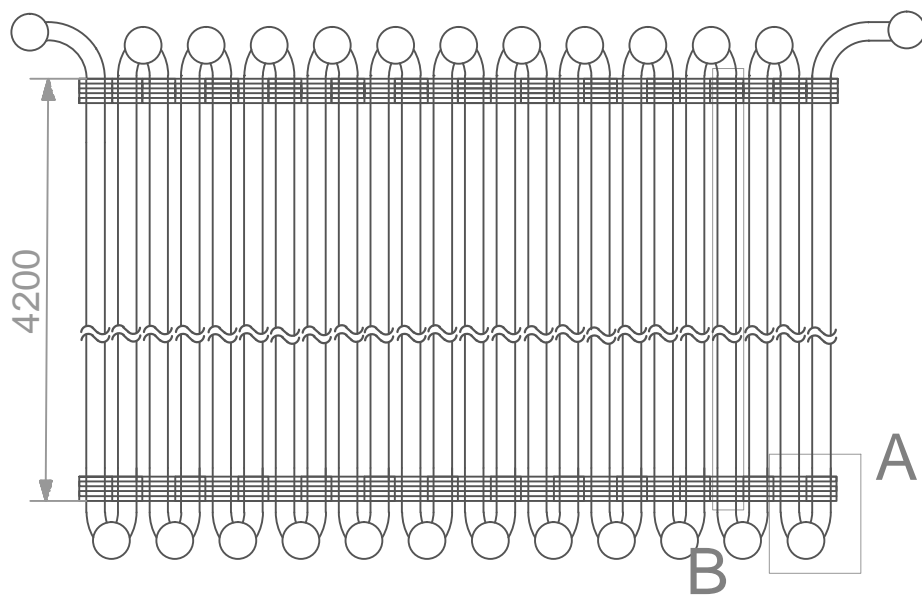


Entra
de ag

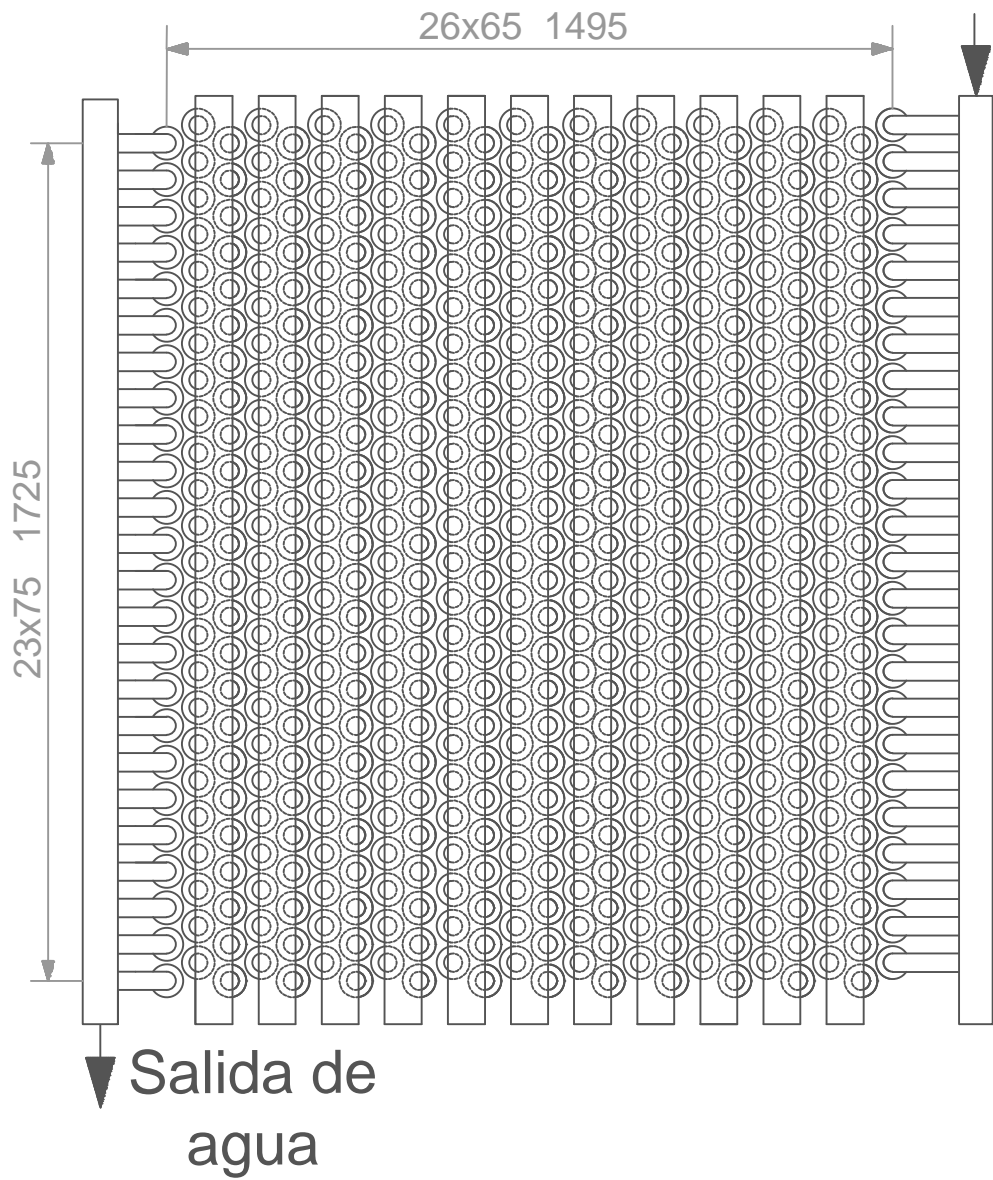


Salida de
agua





Entrada de agua principal



4.6.1.3. Manual de mantenimiento del precalentador

El objetivo del mantenimiento es asegurar que las instalaciones funcionen con fiabilidad y seguridad para los equipos, personas y entorno, minimizando así el coste que deriva de su operación. Hay 3 tipos de mantenimiento: el mantenimiento de uso, el correctivo y el preventivo.

4.6.1.3.1. Mantenimiento de uso

Consiste en el mantenimiento rutinario del equipo como la limpieza, ajustes e inspecciones visuales periódicas para evitar el deterioro del equipo y ahorrar costes de mantenimiento. Se lleva a cabo por los usuarios del equipo.

En el caso del precalentador, se lleva a cabo una inspección visual anual durante la parada para evaluar si es necesaria la limpieza de equipo. La limpieza, si necesaria, se realiza durante la parada de nueve días.

4.6.1.3.2. Mantenimiento correctivo

Consiste en las reparaciones o arreglos posteriores a que se averíe el equipo. En este equipo hay que tener en cuenta que está diseñado con el mantenimiento limitado, es decir, que solo se pueden arreglar los tubos o cambiarlos de la sección final del intercambiador. En caso de ruptura o fuga de un tubo sin opción de mantenimiento, la opción óptima es aislarlo y dejarlo fuera de servicio. Para aislar un tubo averiado se abre el canal, se tapona el tubo para evitar el flujo de agua y se cierra el canal.

4.6.1.3.3. Mantenimiento preventivo

Es el mantenimiento destinado a la conservación de equipos o instalaciones mediante la realización de revisiones y reparaciones que garanticen su buen funcionamiento y fiabilidad. El objetivo es reducir las consecuencias de los fallos en el equipo para conseguir evitar las incidencias antes de que ocurran. Se realiza en condiciones de funcionamiento y se divide en:



- Programado: el que se realiza por programación de revisiones, tiempo de funcionamiento. En este caso se realizan inspecciones visuales y medición de espesores para comprobar la ausencia de corrosión en las zonas accesibles del equipo.
- De oportunidad: es el que aprovecha las paradas o periodos de no uso de los equipos para realizar las operaciones de mantenimiento, realizando las revisiones o reparaciones necesarias para garantizar el buen funcionamiento de los equipos en el nuevo periodo de utilización. Se realizan inspecciones visuales y medición de espesores para comprobar la ausencia de corrosión en las zonas accesibles del equipo.

4.6.2. Cálculo de la estructura para el intercambiador (ref. 14, 15)

Se realiza el estudio de la estructura de soporte del precalentador en el interior de la caldera. Se considera que en aumentar las dimensiones del intercambiador estudiado, aumenta su peso y varía la distribución del mismo. De esta manera, se pretende estimar con exactitud los costes de la posible implantación del nuevo precalentador a la vez que se asegura el correcto posicionamiento del equipo.

Cabe destacar que el diseño se realiza de manera aproximada y con la finalidad de obtener el coste económico de la estructura. Por este motivo se simplifica el cálculo considerando la hipótesis de peso propio para el diseño de los perfiles, sin tener en cuenta la velocidad de paso de los humos por la caldera. La hipótesis se considera válida debido a que la altura de la estructura es relativamente baja y la velocidad de los humos no supera 1,62 m/s.

Además, y teniendo en cuenta los cambios de temperatura que soporta el intercambiador estudiado, el equipo se instala soportado en voladizo sobre la estructura de manera que se deja un espacio libre en la parte inferior de la estructura para evitar problemas por dilatación térmica.

4.6.2.1. Análisis de la estructura

Se estudia la disposición espacial del intercambiador con la finalidad de determinar las posibles dimensiones de la estructura. Teniendo en cuenta que el intercambiador presenta dos



zonas diferenciadas por el espacio entre los canales, se considera que el peso del mismo se distribuye de manera de manera irregular en función de la zona del precalentador estudiada. Así, se distinguen las etapas con y sin mantenimiento del equipo, tal y como se observa en el plano n° 10.

De esta manera, en la estructura se diferencian claramente dos partes de la misma, diseñadas en función del peso que soportan. Así, la necesidad de soporte es superior en la zona compacta del precalentador, ya que presenta un peso muy superior en comparación con la zona “con mantenimiento” del intercambiador.

La estructura se compone de perfiles de acero S350 atornillados entre sí, cuya disposición se muestra en el plano n° 10.

Tal y como se observa en la figura anterior, la parte izquierda de la estructura se compone de 4 perfiles longitudinales. A su vez, estos perfiles se soportan mediante dos perfiles transversales, de manera que el peso del intercambiador se distribuye en los nudos de la estructura, pudiendo analizar la misma de manera bidimensional.

En cuanto a la zona con espacio para el mantenimiento del intercambiador, la fuerza que ejerce sobre la estructura se distribuye en los cuatro nudos (*J, K, C y D*).

En cuanto a los soportes verticales, en la parte izquierda de la estructura éstos se soportan por dos perfiles (barras *GC* y *BH*) adicionales con el fin de disminuir la longitud de pandeo.

Además, se calculan los pesos de cada una de las partes del intercambiador en condiciones de operación del mismo (lleno de agua). El peso de cada una de las partes del intercambiador se distribuye por la correspondiente parte de la estructura, pudiendo así analizarlas por separado.

El peso total del intercambiador en condiciones de operación es de 15 toneladas. La parte compacta tiene un peso de 13,5 toneladas, mientras que el peso de la zona de mantenimiento es de 1.500 kg.

4.6.2.2. Dimensionado de los perfiles

Los perfiles que componen la estructura del intercambiador se diseñan de manera diferente en función del esfuerzo que soportan. Así, los perfiles en disposición horizontal se



analizan como elementos que trabajan a flexión, mientras que los perfiles verticales se diseñan de manera que se puedan evitar los posibles efectos de la compresión y el pandeo.

4.6.2.2.1. Diseño de perfiles a flexión

En primer lugar se analiza la parte izquierda de la estructura, diseñada para el soporte de la zona compacta del intercambiador.

Teniendo en cuenta la disposición simétrica de los perfiles horizontales (*BC*, *LO*, *MN* y *IJ*), la carga de 118.200 N se distribuye de manera uniforme entre éstos. Por otra banda, la carga se puede considerar como uniformemente distribuida en cada una de las vigas, ya que están bridadas a los canales del intercambiador (plano nº 10), separados entre sí a una distancia constante y definida.

Aplicando las condiciones de soporte de los perfiles y la carga, se obtienen los siguientes diagramas de esfuerzo cortante y momento flector (fig. 4.11 y 4.12, respectivamente).

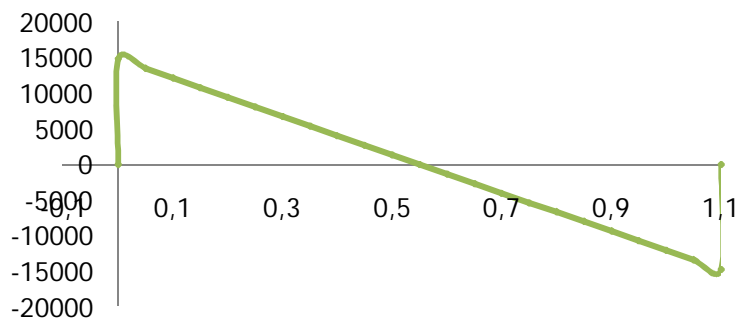


Figura 4.11. Esfuerzo cortante en los perfiles BC, LO, MN y IJ.



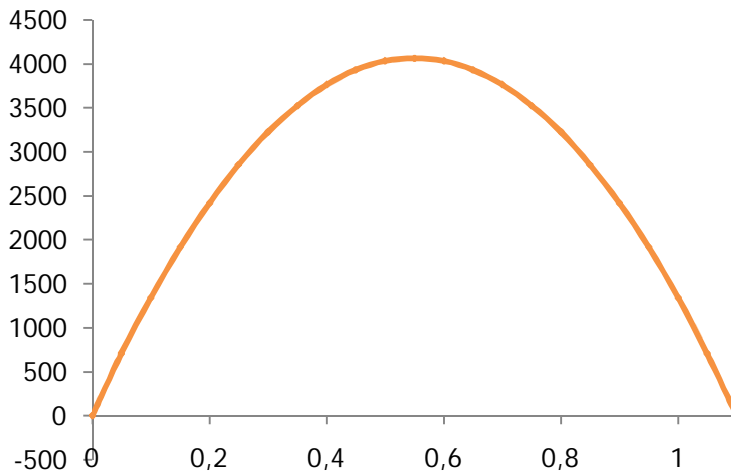


Figura 4.12. Momento flector producido en los perfiles BC, LO, MN y IJ.

El eje de abscisas corresponde a la longitud del perfil, el eje de ordenadas representa el esfuerzo cortante (N) y el momento flector (Nm), respectivamente.

Como se observa en el gráfico del momento flector, el valor máximo corresponde a 4.100 Nm, aproximadamente.

Al tratarse de acero S350 y aplicando un coeficiente de seguridad de 2, la tensión admisible resulta de 175 MPa.

Por último, se realiza el cálculo de parámetros específicos del perfil mediante el uso de la ecuación 4.6.

$$W_Z = \frac{M_{fmax}}{\sigma_{adm}} \quad (4.6)$$

Aplicando las condiciones de operación de los perfiles estudiados, se obtiene un módulo resistente mínimo de 22,86 cm³. Analizando la tabla de perfiles laminados estándar, se determina que, en el caso de los perfiles longitudinales, es necesario utilizar un perfil de tipo IPN100, cuyo módulo resistente es de 34,2 cm³.

Seguidamente se analizan las barras *BI* y *CJ* de la estructura. En este caso, se considera que la carga que soportan es la provocada por los perfiles longitudinales. De esta manera, en el caso del perfil *BI* se considera que soporta 4 cargas distribuidas a una distancia igual entre sí,



dividiendo el perfil en 3 secciones a analizar. En el caso del perfil *CJ*, se considera que en sus extremos, además, se aplica $\frac{1}{4}$ de la carga provocada por el peso de la zona de mantenimiento del intercambiador. Sin embargo, al estar aplicadas en las reacciones, estas sobrecargas no influyen en la magnitud del momento flector.

A continuación se muestran los gráficos del esfuerzo cortante y momento flector a lo largo del perfil BI.

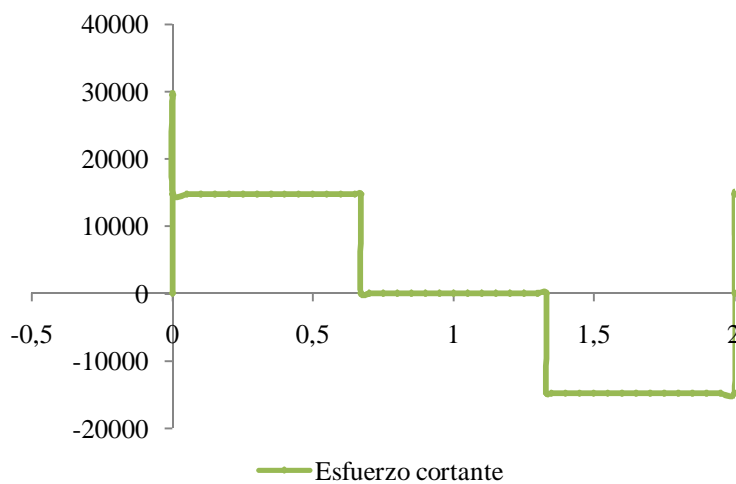


Figura 4.13. Esfuerzo cortante en el perfil BI

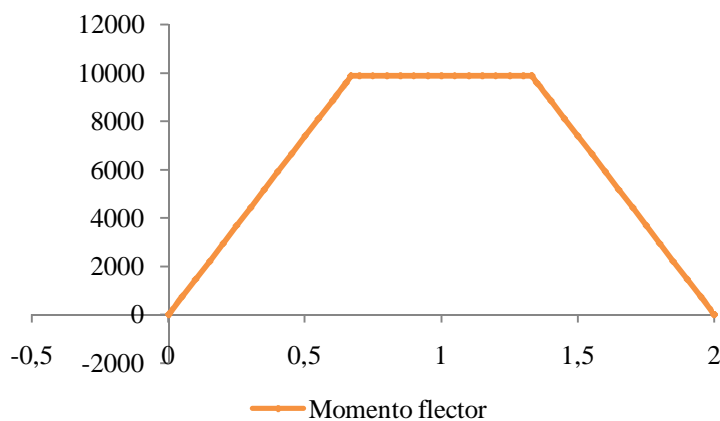


Figura 4.14 Momento flector en los perfiles BI y CJ.

Como se observa en el gráfico del momento flector, el valor máximo es de 10.000 N.



Aplicando la ecuación 4.6 se obtiene un módulo resistente de $42,3 \text{ cm}^3$ en ambos casos, por lo que el tipo de perfil seleccionado es el IPN 120, ya que presenta un módulo resistente de $54,7 \text{ cm}^3$.

En cuanto a las barras CD, JK y DK , se utilizan perfiles IPN 80, ya que la carga que soportan es muy inferior que en los casos anteriores. Se comprueba que un perfil de tipo IPN 80 soporta dicha carga con un coeficiente de seguridad de 2.

4.6.2.2.2. Diseño de perfiles a pandeo

En el caso de los perfiles verticales que componen la estructura, se determina que éstos trabajan a compresión. Teniendo en cuenta la distribución de las cargas en los nudos de la estructura, se calculan las fuerzas que soportan cada una de las barras verticales.

Seguidamente, a partir de las propiedades del material de los perfiles, se obtiene la esbeltez límite aplicando la ecuación 4.7.

$$\lambda_{lim} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_e}} \quad (4.7)$$

A continuación se calcula la esbeltez del perfil propuesto, aplicando la expresión 4.8.

$$\lambda = \frac{l_v}{i_{min}} \quad (4.8)$$

Al comparar los valores de λ , resulta, en el caso de todos los perfiles analizados, que la esbeltez es superior a la límite. Por este motivo se determina que el método de cálculo de la carga crítica a aplicar es el relativo a la fórmula de Euler (ecuación 4.9).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda^2} \quad (4.9)$$

Por último, se calcula la tensión crítica de la sección del perfil analizado, con la finalidad de comprobar que ésta no sobrepase la tensión admisible de 175 MPa.



A partir de las tablas de perfiles estándar, se obtienen los perfiles adecuados para ser instalados como soportes verticales de la estructura del intercambiador.

En el caso de las barras *AG,GB,CH* y *HF* de la estructura, se utilizan perfiles IPN 100, mientras que para el perfil *DE* se utilizan perfiles IPN 80 para garantizar la estabilidad de la estructura ante el posible pandeo.

4.6.2.3. Deflectores

Se considera la necesidad de instalar deflectores en los canales de la estructura. Su función es impedir el paso de los humos fuera de la zona de intercambio de calor del precalentador.

Los deflectores se instalan en cada uno de los canales del intercambiador, tanto en la parte inferior como la parte superior, y se sitúan entre el colector y la chapa de la caldera. En el esquema de la estructura (plano nº10) quedan remarcados en color verde.

En cuanto al diseño, los deflectores son chapas de acero inoxidable de 50 cm de alto, con un largo que corresponde al ancho de la caldera (2,5 m). Se considera un grosor de 3 mm.

4.6.2.4. Resultados

A continuación se presentan los perfiles definidos para cada una de las barras de la estructura estudiada. Los resultados que aparecen en las tablas 4.15 y 4.16 corresponden a la estructura plana frontal, que por simetría serán idénticos para las barras que componen la estructura situada en el plano posterior.

Tabla 4.15. Perfiles verticales.

Barra	<u>AG</u>	<u>GB</u>	<u>CH</u>	<u>HF</u>	<u>DE</u>
Perfil	IPN 100	IPN 100	IPN 100	IPN 100	IPN 80
Longitud	2,5 m	2,5 m	2,5 m	2,5 m	5 m



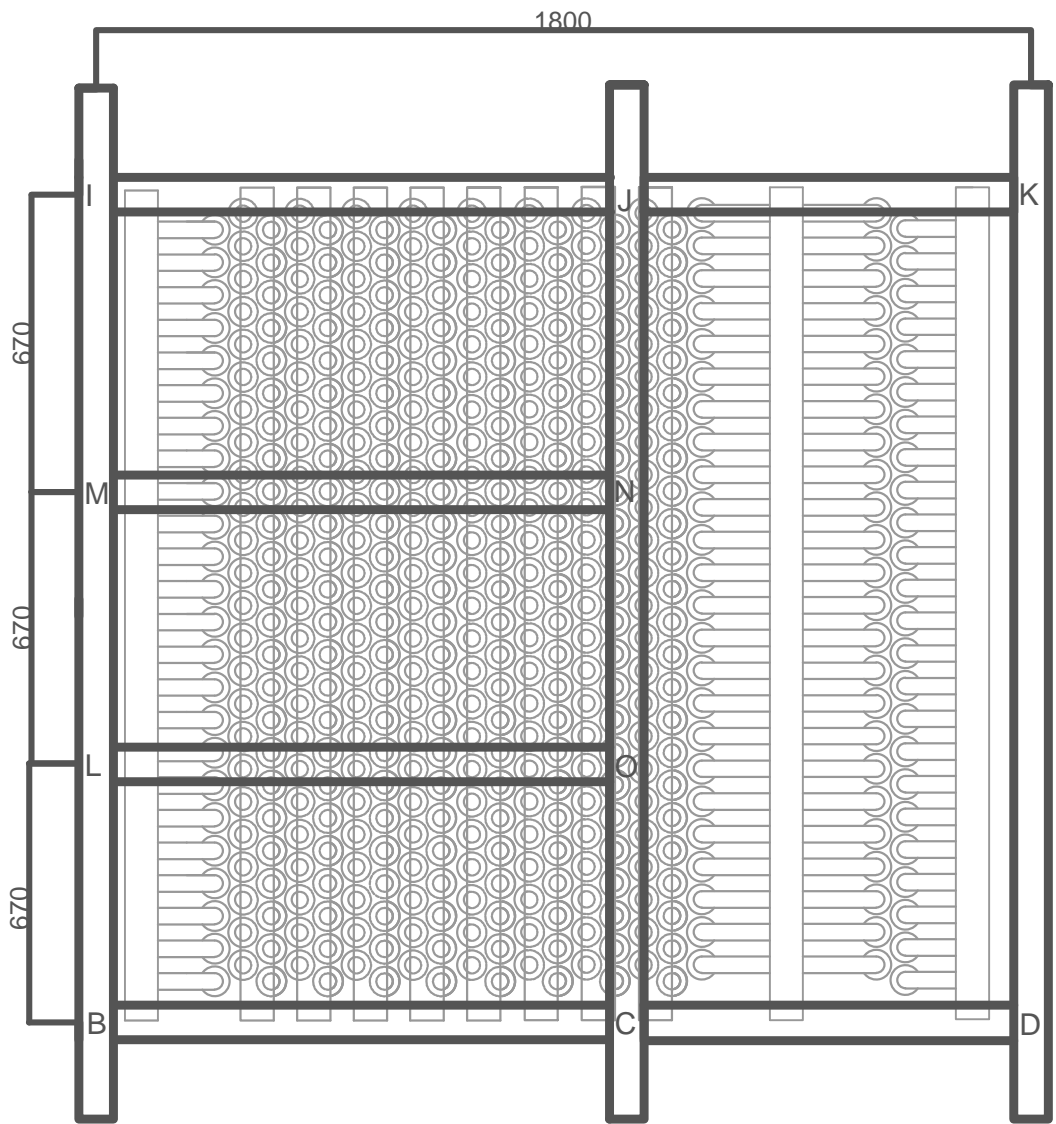
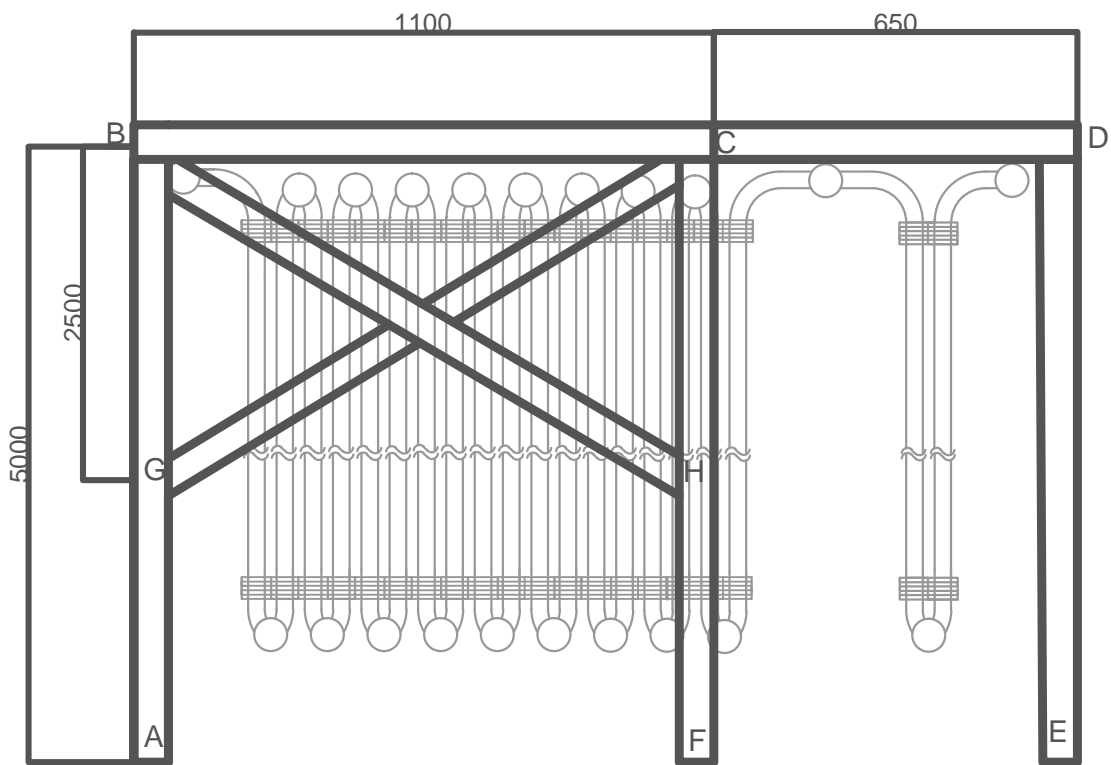
Tabla 4.16. Perfiles horizontales y de prevención de pandeo.

Barra	<u>BC</u>	<u>CD</u>	<u>BI</u>	<u>CJ</u>	<u>DK</u>
Perfil	IPN 100	IPN 80	IPN 120	IPN 120	IPN 80
Longitud	1,1 m	0,65 m	2 m	2 m	2 m

En el caso de la barra BC, el mismo tipo de perfil y de misma longitud es utilizado para las 3 barras longitudinales paralelas a ésta (*LO, MN, IJ*).

Los perfiles *GC* y *BH* son del tipo IPN 80 y su única función es disminuir la longitud de pandeo.





4.6.3. Diseño de tuberías (ref. 19)

En este apartado se encuentran las condiciones de diseño de la instalación de las tuberías, bridas, válvulas, accesorios y juntas necesarios para la implantación y funcionamiento del nuevo precalentador. Se incluye los análisis, cálculos y dimensiones de la configuración a instalar para verificar los esfuerzos de las tuberías y cargas sufridas por otros elementos básicos.

4.6.3.1. Dimensionamiento de tuberías y accesorios

Las cuatro tuberías implicadas en el proceso se diseñan según las directrices del código ASME B31.3. Se tiene en cuenta que el diseño de las bridas de las tuberías son bridas en código DIN por requerimiento específico del cliente. Para cada tubería se pueden observar las dimensiones y características además de los valores obtenidos de pérdida de carga y materiales utilizados en los planos nº 11, 12, 13, 14 y 15. Estos parámetros están calculados a partir de la situación más desfavorable, en este caso, caudal máximo.

Para calcular el espesor se tiene en cuenta el diámetro nominal de la tubería original y se calcula considerando el *Tensile Stress* del material implicado. Los resultados obtenidos para cada tubería se encuentran en los planos nº 11, 12, 13, 14 y 15.

Respecto a la pérdida de carga, se calcula teniendo en cuenta el rozamiento del fluido por el paso a través de la tubería y ciertas singularidades como pueden ser codos, válvulas y medidores. Estas singularidades están incluidas y especificadas en los apartados *Accesorios* de los planos nº 11, 12, 13, 14 y 15.

En el anexo D se incluye el procedimiento de cálculo de espesor y pérdida de carga de las tuberías.

4.6.3.2. Aislamiento

La necesidad de conservar el calor y minimizar las pérdidas de calor en la línea además de la protección del personal, hace necesaria la instalación de un recubrimiento. En este caso el material aislante se define por cliente, por lo que no se estudia.



4.6.3.3. Norma de diseño de las tuberías

En la figura 4.15 se muestra el significado del código de identificación de las tuberías.

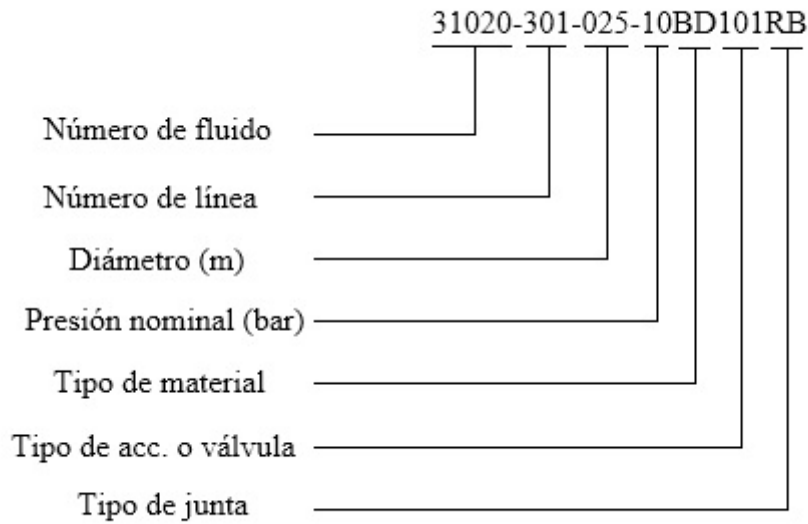
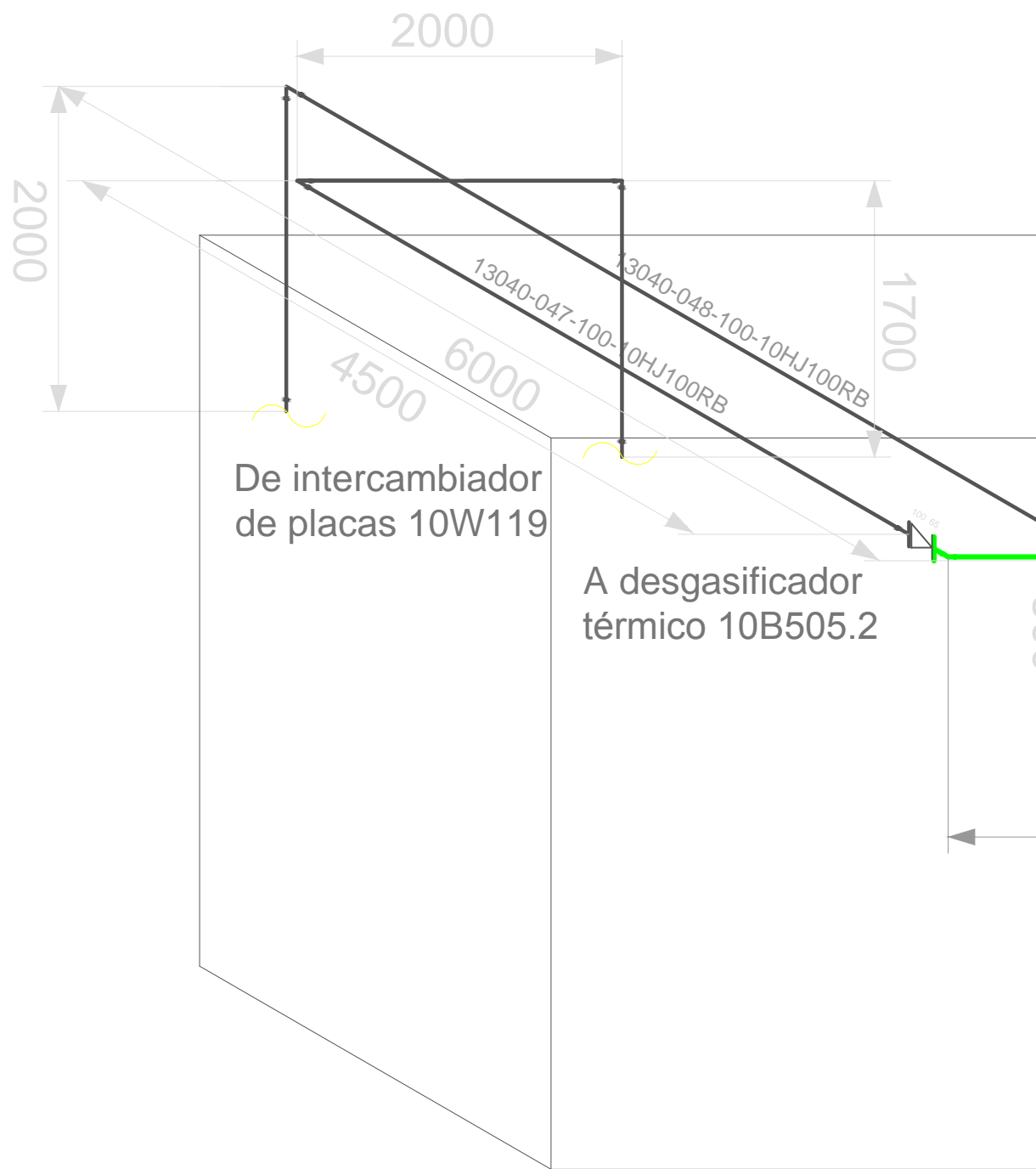


Figura 4.15. Número de identificación de las tuberías.

4.6.3.4. Planos de los diseños de las tuberías





TUBO	Diametro nominal (m)	Espesor mínimo (mm)	Espesor (mm)	Presión operación / nominal (bar)	Material	Longitud (m)	Normas ASME
TUBERIA	0,065	2,381	2,6	5 / 16	1.4451	9	B31.1
BRIDAS	Diametro nominal (m)	Diametro externo / espesor (m)	Presión operación / nominal (bar)	Normas ASME	Material		
BRIDA C/CUELLO	0,065	0,220 / 2,6	5 / 16	B16.5	1.4451		
ACCESORIOS	Diametro nominal (m)	Espesor (mm)	Radio curvatura (m)	Normas ASME	Material		
VALVULA DE GLOBO MANUAL	0,065	44,5	NA	B16.34	A 351Gr. CF8M		
CODO DE RADIO MEDIO 90°	0,1	26	0,2	B31.3	1.4451		
VALVULA DE RETENCIÓN	0,065	44,5	NA	B16.34	A 351Gr. CF8M		
VALVULA DE GLOBO CON ACTUADOR ELECTRICO	0,065	32	NA	B16.34	A 351Gr. CF8M		
JUNTAS	Diametro nominal (m)	Espesor (mm)	Material	Cantidad	Presión operación (bar)	Temperatura	
TIPO: RA	0,065	2	WS3400	8	5		

4.6.3.5. Mantenimiento de uso

El fluido implicado que pasa por las tuberías, en este caso agua, no es necesario un mantenimiento riguroso por lo que se programa una limpieza anual de tuberías y bridas. Se utilizan los días de parada, que se realiza dos veces al año durante nueve días, para cambiar y lubricar las juntas.

4.6.4. Diseño de la estrategia de control (HELENA)

4.6.4.1. Estrategia de control de la temperatura de salida de la chimenea

Con la finalidad de controlar la temperatura de salida de humos de la caldera, se propone fijar la temperatura de entrada del agua a 40°C. Para ello se instala un intercambiador de placas que produce una subida de temperatura en el agua de entrada al precalentador aportándole energía mediante la utilización del agua de salida de dicho intercambiador.

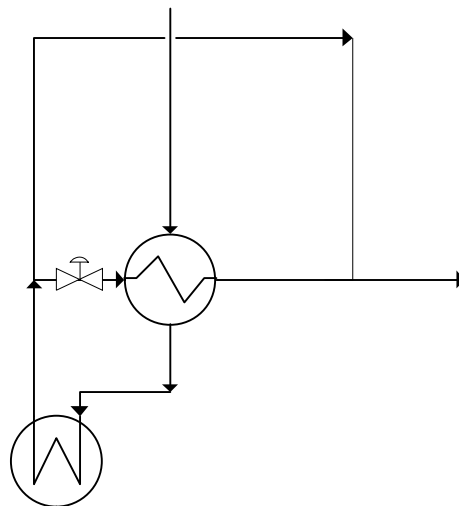


Figura 4.16 Esquema estrategia de control.

El control de esta temperatura se realiza con una válvula de control neumática, que regula el paso de caudal de agua caliente al intercambiador de placas en función del caudal y la temperatura del agua de entrada medidos con las sondas TIRCA-6T801 y TIC-6T802 (ver plano n° 3).



La temperatura de rocío de los humos (apartado 4.2.2.) y el diseño propuesto del intercambiador (apartado 4.6.1.2.2.) hacen que no sea necesaria la implementación de la estrategia de control diseñada a las condiciones de operación. Por este motivo no se profundiza en el cálculo de la válvula de control, los parámetros característicos del controlador o el análisis de seguridad del intercambiador. Tampoco se ha implementado esta modificación en el apartado 4.6.3., apartado 8 o planos nº 2, 3 y 4.

4.6.4.1.1. Diseño del intercambiador de placas

El diseño del intercambiador de placas se realiza suponiendo una temperatura de entrada del agua caliente de 70°C y un ratio de agua que pasa por el intercambiador del 50%, se considera que un intercambiador dimensionado a estas condiciones de operación debe soportar los posibles cambios en las condiciones de operación del mismo.

El procedimiento de diseño se explica en el anexo F.

4.6.4.1.1.1. Características intercambiador de placas

En la figura 4.17 se puede observar un esquema de la forma y dimensiones aproximadas, no aplicables para construcción, del intercambiador de placas diseñado.



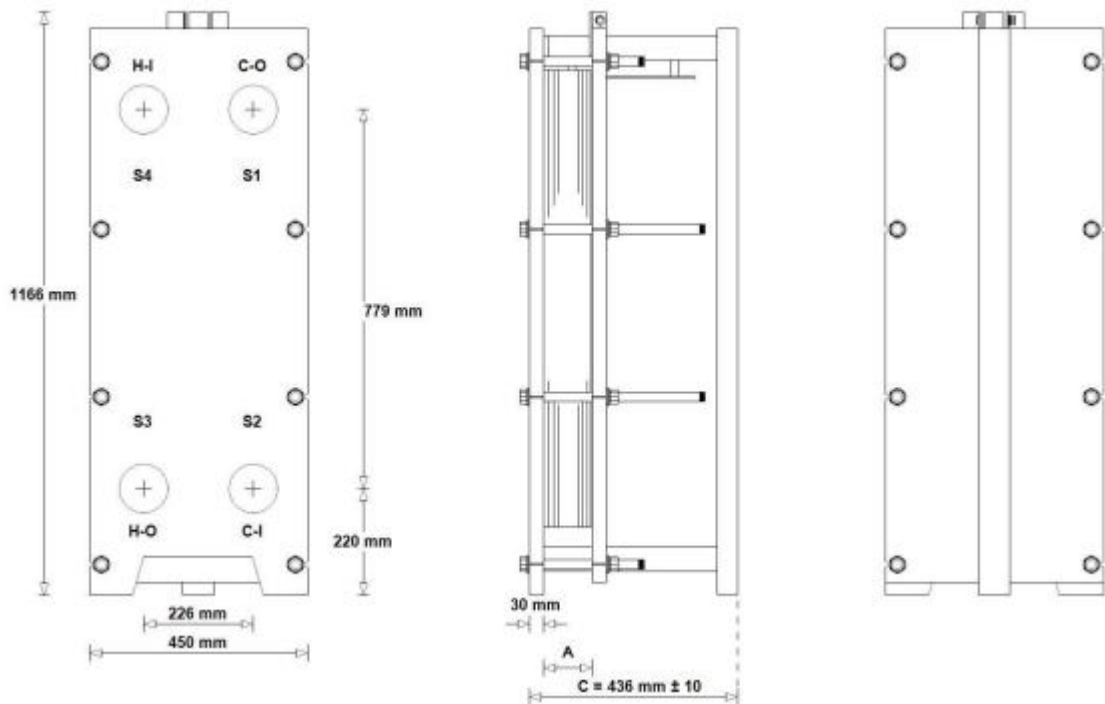


Figura 4.17. Dimensiones del intercambiador de placas.

El intercambiador de placas se diseña siguiendo el procedimiento explicado en el anexo F. La variación de temperatura a lo largo del intercambiador se muestra en la figura 4.18.

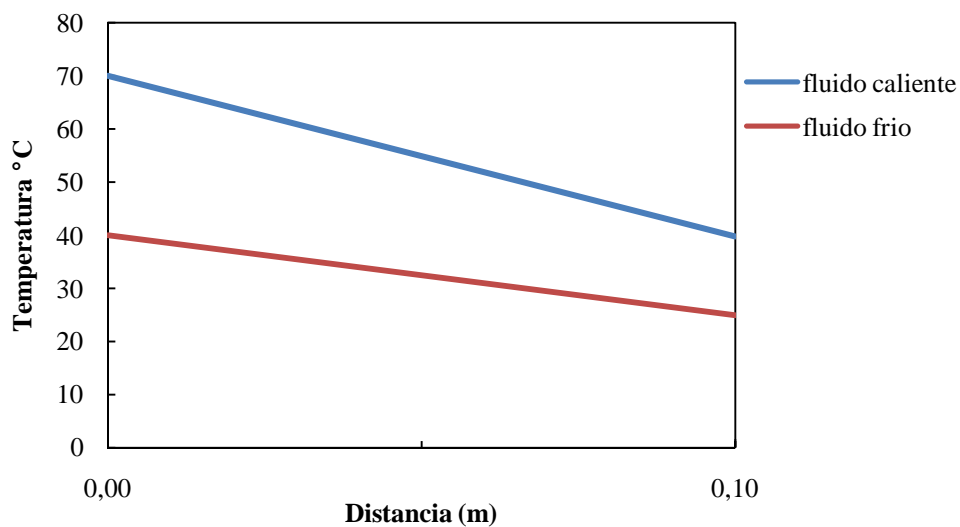


Figura 4.18. Variación de la temperatura a lo largo del intercambiador.

Las características térmicas e hidráulicas del intercambiador aparecen detalladas en la siguiente tabla.

Tabla 4.17. Características térmicas e hidráulicas del intercambiador de placas.

	Fluido caliente	Fluido frío
Temperatura entrada (°C)	70,00	40,00
Temperatura salida (°C)	39,76	25,00
Pérdida de carga (kPa)	13,41	42,67
<hr/>		
Coefficiente global de transferencia (kW/(m ² ·K))	6.390	
Calor total intercambiado (kW)	693	
Área total de intercambio (m ²)	5,2	
Número de placas	22	
Grosor placas (mm)	0,5	
Material de las placas	14.401	
Diámetro de puerto (mm)	100	
Presión de diseño/prueba (bar)	10/14,3	
Temperatura de diseño (°C)	-10/100	

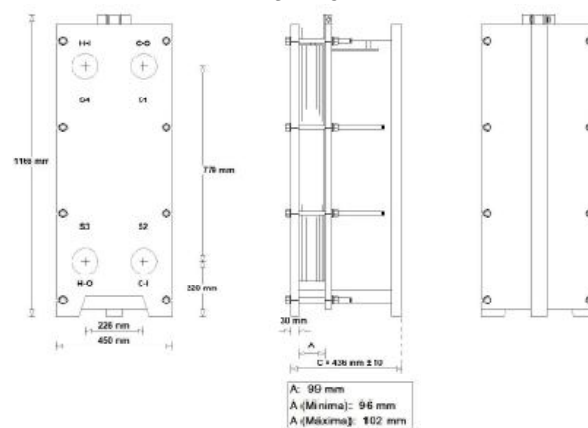
4.6.4.1.1.2. Hoja de especificación del intercambiador de placas



AIR COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET

1	ITEM No.: -					
2	Service: Intercambiador de control del precalentador					
3	Type:	Intercambiador de placas Position: -			Total surface / unit:	5,20 m ²
4						
5	PERFORMANCE OF UNIT					
6			Hot side		Cold side	
7			Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
8	Fluid name		Water		Water	
9	Fluid total flow		20000		40000	
10	Vapour		0,00	0,00	0,00	0,00
11	Liquid		0,00	0,00	0,00	0,00
12	Steam		0,00	0,00	0,00	0,00
13	Water		20000,00	20000,00	40000,00	40000,00
14	Temperature		70,00	39,76	25,00	40,00
15	Density (L/V)		977,68/0	992,24/0	997,08/0	92,15/0
16	Viscosity (L/V)		0,41/0	0,66/0	0,89/0	0,66/0
17	Vapour molecular weight					
18	Specific heat (L/V)		4,19/0	4,18/0	4,18/0	4,18/0
19	Thermal conductivity (L/V)		0,66/0	0,63/0	0,61/0	0,63/0
20	Latent heat		2257,00		2257,00	
21	Inlet pressure		6,00		6,00	
22	Velocity (allowable / calculated)		0,32	0,73	0,53	1,17
23	Pressure drop (calculated)		13,41		42,67	
24	Fouling resistance		9,8·10 ⁻⁶		9,8·10 ⁻⁶	
25	Heat exchanged:		kW		693,00	
26	Heat transfer rate		W/m ² .°C		Fouled: 6201	Clean: 6390
27	CONSTRUCTION PER PLATES					
28	Codes:		Hot side	Cold side		
29	Design pressure	bar (g)	10	10		
30	Design temperature	°C	-10/100	-10/100		
31	No. of passes		1	1		
32	Test pressure	bar	14,30	14,30		
33	Corrosion allowance	mm	Not required			
34						
35	MATERIALS					
36	(mm)	Dia.	Thick.	Spec. Mat.		
37	Juntas	-	-	NBR (P)		
38	Bastidor	-	-	S355J2 CS		
39	Pernos	8.8				
40	Tuercas	8				
41						
42						
43	Plates					
44	Nº	22				
45	Thickness	0,5 mm				
46	Separation	3 mm				
47	Spec. Material	1.4401				
48						
49	NOTES:					
50						
51						
52						
53						
54						
55						
56						
57						
58						
59						
60						
61						
62						
63						
64						
65						
66						
67						
0		DATE	PREP.	APPR.		
REV						

SKETCH



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
 Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química
 Departament d'Enginyeria Química

4.6.4.2. Estrategia de control basada en el cambio de régimen de operación

Todos los cálculos del proyecto se realizan considerando un caudal máximo de alimentación de 34 m³/h. Sin embargo, la empresa *OpenSystem* también analiza las condiciones de operación del precalentador 10W111 en el caso de que las otras dos calderas (C4 y C5) estuvieran paradas, lo que provocaría una disminución del caudal de entrada en el equipo 10W111.

Se trata de un caso excepcional en condiciones de operación discontinua. La temperatura de salida del agua no es un parámetro limitante. Por ello solo se consideran dos posiciones de válvula, totalmente abierta o totalmente cerrada. El diseño se realiza para evitar la evaporación de agua en el precalentador.

En el caso de la parada de una sola caldera, se estima un caudal de aproximadamente 24 m³/h. Después de analizar el perfil de temperaturas del equipo en éstas condiciones se determina que no se requiere ninguna acción correctiva ya que en las condiciones de operación existentes, la temperatura de salida del agua del precalentador es de 87,47°C. Se determina que no se produce cambio de fase dentro del intercambiador. En la figura 4.19 se muestra la temperatura a lo largo del intercambiador. Se observa que la temperatura del agua de salida no permite el cambio de fase.

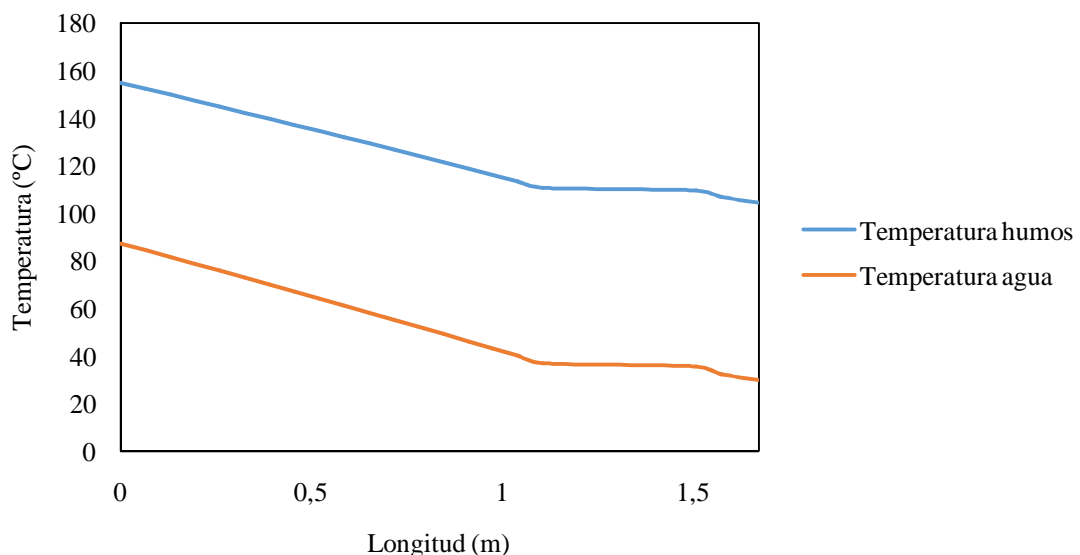


Figura 4.19. Variación de temperatura a lo largo del precalentador con un caudal de 24 m³/h.



En el caso de que las dos calderas estén paradas, se estima aproximadamente un caudal de 13 m³/h y puede llegar a existir un cambio de fase dentro del intercambiador que puede provocar la rotura del equipo. Para evitar esta situación, se instala una entrada auxiliar de agua en el quinto canal superior del precalentador (Ver plano 8, entrada auxiliar). Las condiciones de operación existentes sin realizar esta modificación y con la modificación respectivamente aparece en las figuras 4.20 y 4.21.

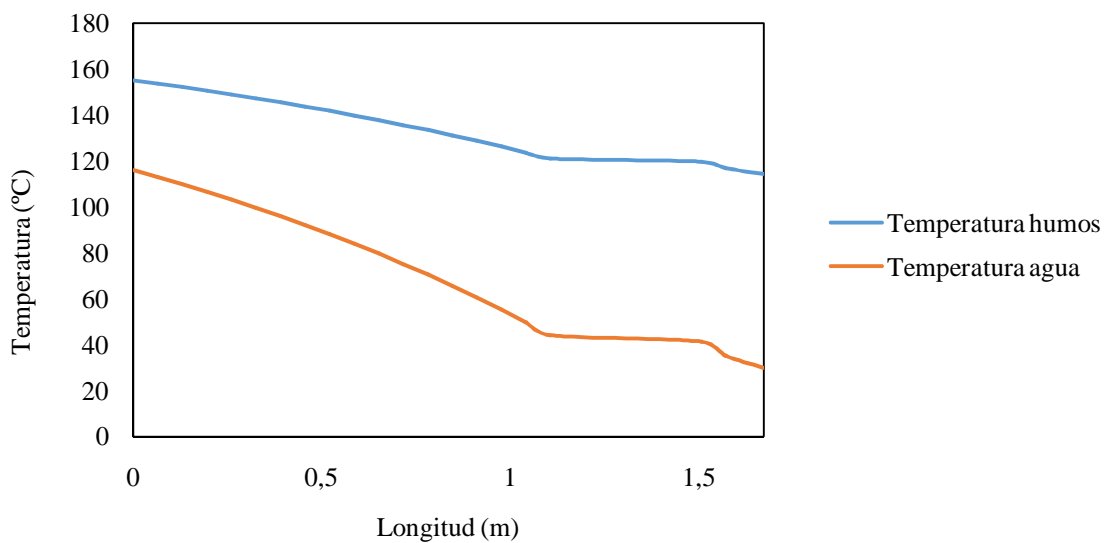


Figura 4.20. Variación de temperatura a lo largo del precalentador con un caudal de 13 m³/h.

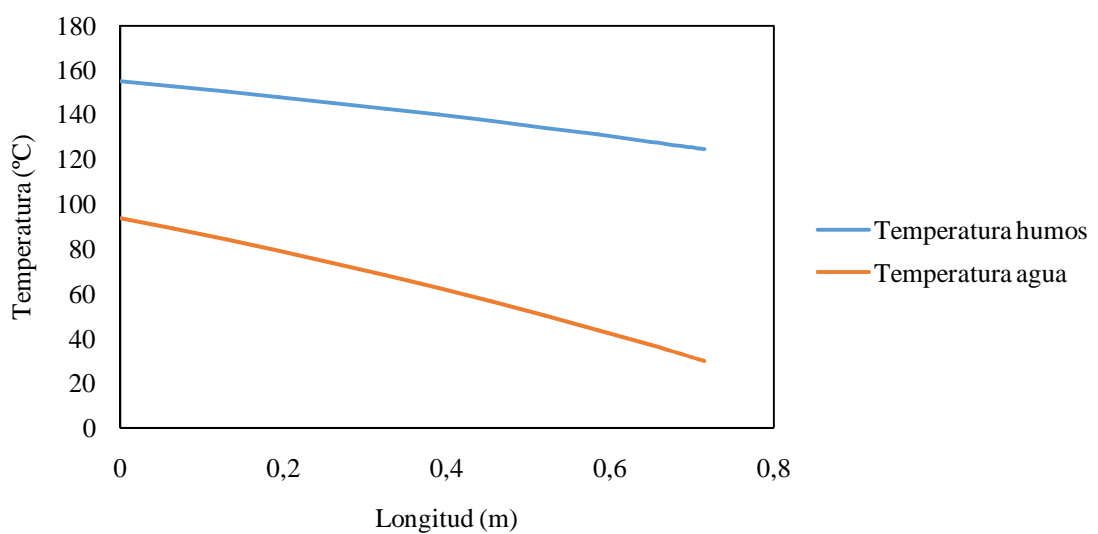


Figura 4.21. Variación de temperatura a lo largo del precalentador con un caudal de 13 m³/h en la entrada auxiliar del agua.



La dirección y sentido del flujo del agua se controlan a través de dos válvulas generales con actuador eléctrico, ver plano 11, válvulas V115 y V116. La estrategia de control consiste en la instalación de un controlador de flujo tipo FQRS-, ver plano 3, que en caso de detectar un caudal inferior a 16 m³/h abre la válvula V116 al 100% y cuando está abierta completamente, cierra totalmente la válvula V115. De esta manera todo el caudal de agua circula por la entrada auxiliar, reduciendo el área de intercambio del precalentador 10W111.

4.7. Simulación del proceso

La instalación del nuevo equipo supone variaciones inminentes en el proceso estudiado. Por este motivo se decide plantear un modelo de simulación del proceso, de manera que permita analizar las posibles desviaciones del mismo. Por otra banda, se realiza la simulación del precalentador diseñado por *Open System* con el fin de comprobar la consistencia de dicho diseño.

4.7.1. Procedimiento

4.7.1.1. Simulación del proceso

El proyecto de optimización desarrollado se centra en la propia caldera de recuperación de gases de combustión. Sin embargo, se decide estudiar el sistema completo de cogeneración con el fin de conseguir una mayor solidez del modelo y poder determinar las propiedades de los gases de escape, evitando así problemas de condensación de humos. De esta manera se realiza la simulación en estado estacionario tanto de la caldera de recuperación como de la turbina de gas del sistema estudiado.

La turbina de gas se plantea como un conjunto de equipos, diferenciando las etapas de compresión, combustión y expansión.

En primer lugar, las corrientes de entrada de aire y metano se comprimen hasta la presión especificada por el manual de la turbina. Seguidamente ambas corrientes son dirigidas a la



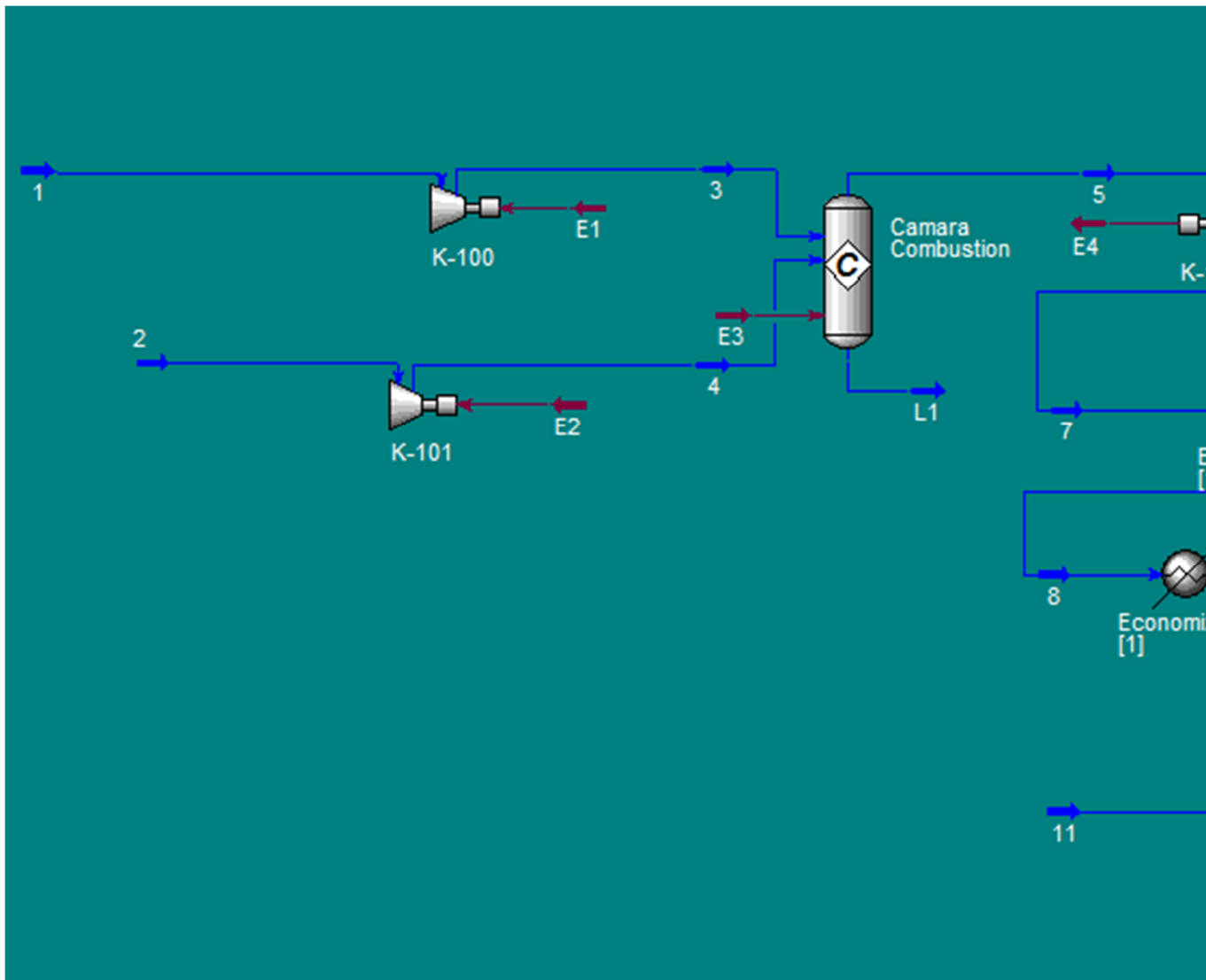
cámara de combustión, donde se produce la reacción con una conversión de 100 %, debido a que se trata de una combustión de metano. Finalmente, los gases de combustión se expanden en la turbina, generando electricidad y humos de escape a presión atmosférica.

Los humos son dirigidos a la caldera de recuperación. Ésta se plantea como un conjunto de intercambiadores de calor, debido a la inexistencia de un equipo que englobe las operaciones de una caldera en el software de simulación (*Aspen Hysys*). Cada uno de los intercambiadores, a su vez, se plantea como un conjunto de *cooler/heater* para los lados de humos y agua, respectivamente.

Los intercambiadores se incluyen en la simulación de acuerdo con el orden de paso de humos, ya que las temperaturas de los humos a lo largo de la caldera, son obtenidas de datos de planta.

A continuación se presenta el diagrama de flujo del proceso simulado, así como la identificación de todas las corrientes.





Corriente	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Composición	Aire	Metano	Aire	Metano	Humos	Humos	Humos	Humos	Humos
Flujo (kg/h)	94.200	1.600	94.190	1.606	95.800	95.800	95.800	95.800	95.800
T (°C)	15	25	473	324	1152	508	465	252	157
P (bar)	1,01	1,01	17,6	17,6	17,1	1,15	1,12	1,09	1,06
Fracción vapor	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Tabla X.X Corrientes materiales del proceso

Corriente	E1	E2	E3	E4	E5
Flujo (kJ/h)	4,60E+07	1,30E+06	0	7,60E+07	4,65E+06

Tabla X.X Corrientes de energía del proceso

4.7.1.2. Precalentador

El equipo simulado corresponde al equipo diseñado por *Open System* con el fin de aumentar el rendimiento de la caldera. Las dimensiones del equipo, así como sus principales aspectos de diseño están definidas por los cálculos realizados en el apartado 4.6.1.2.2.

La simulación se realiza con el fin de comprobar la certeza de los cálculos teóricos y asegurar la solidez de diseño del equipo. A continuación se muestran las condiciones de operación del precalentador, obtenidas mediante la simulación del modelo.

Hot Gas Recuperator Specification Sheet					
1	Company: Open System				
2	Location: Tarragona				
3	Service of Unit:		Our Reference:		
4	Item No.:		Your Reference:		
5	Date:	10/04/2014	Rev No.:	Job No.:	
6	Size & Type 4504,8/3228,95				
7	Surf/Unit-Finned Tube	709	mi	Bare area/bundle	240,7 mi
8	Heat exchanged	1483,1	kW	MTD, Eff	74,14 °C
9	Transfer Rate-Finned	28,2	Bare, Service	83,1	Clean 267,4 W/(m ² K)
10	PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE				
11	Fluid Circulated	Aqua		In/Out	
12	Total Fluid Entering	9,0514	kg/s	Density, Liq	kg/ml 997,25/980,27
13		In/Out		Density, Vap	kg/ml /
14	Temperature	°C 30 / 69,14		Specific Heat, Liq	kJ/(kg K) 4,19/4,186
15	Liquid	kg/s 9,0514 / 9,0514		Specific Heat, Vap	kJ/(kg K) /
16	Vapor	kg/s /		Therm. Cond, Liq	W/(m K) 0,607/0,6525
17	Noncondensable	kg/s /		Therm. Cond, Vap	W/(m K) /
18	Steam	kg/s /		Freeze Point	°C /
19	Water	kg/s /		BubblePoint/DewPoint	°C /
20	Molecular wt, Vap	/		Latent heat	kJ/kg
21	Molecular wt, NC	/		Inlet pressure (abs)	bar 6
22	Viscosity, Liq	mPa s	0,7998 / 0,4155	Pres Drop, Allow/Calc	/ 0,10476
23	Viscosity, Vap	/		Fouling resistance	mi K/W
24	PERFORMANCE DATA - GAS SIDE				
25	Gas Quantity	kg/s	26,6111	Viscosity	mPa s 0,0231/0,0211
26	Temperature in	°C 155 / 100		Density, Liq	kg/ml 0,81/0,93
27	Static Pressure	bar 1,00009		Specific Heat, Liq	kJ/(kg K) 1,017/1,01
28	Pres Drop, Allow/Calc	Pa 250 / 949		Therm. Cond, Vap	W/(m K) 0,0364/0,0328
29	Altitude	m		Fouling resistance	mi K/W
30	Face Velocity	5,99	m/s	Bundle velocity	12,69 kg/s/m ²
30		Design Ambient		°C	
31	DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION				
32	Design pressure	9bar		Test Pressure	Code
32		Design temperature		112,22 °C	
33	TUBE BUNDLE		Header		Tube
34	Size	4504,8	Type	Plug	Material SS316
35	Number/bay	1	Material	Specifications Welded	
36	Tube Rows	24	Passes	20	OD 38 Min Thk. 3,2 mm
37	Arrangement	Vertical	Plug Mat.	No./Bun 480	Lnq 4,2 m
38	Bundles	1 par	1 ser	Gasket Mat.	Pitch 65 / 75 Staggered
39		Corr. Allow. 3,18 mm		FIN	
40	Bundle frame	Galvanized steel		Inlet nozzle (1)	101,6 mm
40		Type		I-type weld	
41	MISCELLANEOUS		Outlet nozzle (1)		101,6 mm
41		Material		SS316	
42	Struct. Mount.	Special Nozzles		OD 47	Tks 1,2 mm
43	Surf. Prep	Rating		No. 188#/m	Des Temp °C
44	Notes:				

Figura 4.22. Parámetros de diseño del modelo de precalentador.



4.7.1.3. Diseño del intercambiador de placas

Se plantea la posibilidad de insertar un intercambiador de placas para calentar el agua de entrada al precalentador, utilizando un reflujo de salida del mismo. De esta manera, las condiciones de operación del intercambiador están definidas por el propio precalentador.

Las condiciones de operación del intercambiador de placas estudiado, introducidas en el software de simulación “*Aspen Exchangers Design & Rating*”, se pueden observar a continuación.

Process Data		Hot Side hot		Cold Side cold	
Fluid name		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/s			10,2778	
Temperature	°C	70	40	25	40
Vapor mass fraction		0	0	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	6		6	
Heat exchanged	kW				
Revise heat balance		Heat load		Heat load	
Estimated pressure drop	bar	0,6		0,6	
Allowable pressure drop	bar	0,6		0,6	
Fouling resistance	ml K/W	0		0	

Figura 4.23. Condiciones de operación del intercambiador de calor de placas.

Por otro lado, se define el material de fabricación y las dimensiones aproximadas del intercambiador.

Seguidamente se realiza la simulación y se obtienen los resultados, organizados según el ámbito al que hacen referencia.

Así, por un lado se obtienen los resultados termodinámicos, que se pueden observar en la figura 4.24.



Design		Hot Side		Cold Side	
Total mass flow rate	kg/s	5,1435		10,2778	
Vapor mass flow rate (In/Out)	kg/s	0	0	0	0
Liquid mass flow rate	kg/s	5,1435	5,1435	10,2778	10,2778
Vapor mass quality		0	0	0	0
Temperatures	°C	70	40	25	40
Pressure (abs)	bar	6	5,84577	6	5,41121
Heat transfer coeff. (mean)	W/(m ² K)	10474,5		15588,9	
Fouling resistance	m ² K/W	0		0	
Velocity (Port/Plate)	m/s	2,67	/ 0,26	5,26	/ 0,51
Wall shear stress (mean)	N/m ²	28,36		106,72	
Pressure drop (allow./calc.)	bar	0,6 / 0,15423		0,6 / 0,58879	
Residence volume	m ³	0,0116		0,0116	
Residence time	Seconds	2,22		1,12	
Total heat exchanged	kW	645,9		Exchangers 1	Plates 53
Overall coef. (dirty/clean)	W/(m ² K)	4971,7 / 4971,7		Passes - hot / cold	1 / 1
Effective surface area	m ²	7,7		Channels - hot / cold	26 / 26
Effective MTD	°C	21,64		Plate - length / width	631,97 / 265 mm
Actual/Reqd. area (dirty/clean)		1,29 / 1,29		Plate - pitch / thk	3,52 / 0,6 mm
Risk of maldistribution		No		Port diameter	50 mm
				Chevron angle	30 Degrees

Figura 4.24. Parámetros termodinámicos del intercambiador de placas.

Por otro lado, se obtienen las condiciones de diseño del intercambiador, tal y como se muestran a continuación.

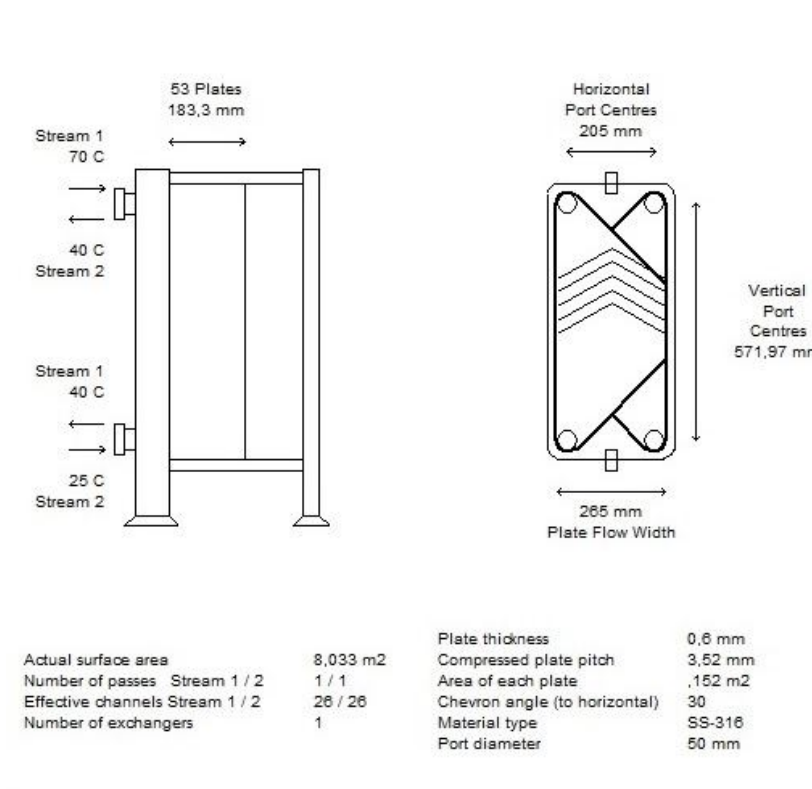


Fig. 4.25 Parámetros de diseño del intercambiador de placas.



Los resultados se comparan con los obtenidos mediante cálculos teóricos. Además el intercambiador se compara con diseños propuestos por varias empresas proveedoras de intercambiadores de calor. Se observa que los resultados obtenidos mediante la simulación por software se adaptan a la realidad, coincidiendo los parámetros de diseño y el coste del intercambiador.

4.8. Descripción funcional del proyecto

El principal propósito del proyecto es la optimización energética de la caldera 6 (10G101.6), situada en la planta de energías. La caldera forma parte de un sistema de cogeneración con turbina de gas (10X205).

El proceso de cogeneración se realiza a partir de la combustión de metano con exceso de aire en la turbina de gas. Mediante el proceso de expansión de los productos de combustión se producen 8 MW de potencia eléctrica en el generador (10G205), operando al 100 % de la capacidad de la turbina. La energía de los humos de combustión a alta temperatura se aprovecha para producir vapor de 30 bar.

Los humos se enfrían de manera gradual a lo largo de la caldera, hasta salir a la atmosfera por la chimenea (10X123). El sistema dispone de una chimenea auxiliar (10X122) con silenciador (10X124), que en situaciones de emergencia o durante el arranque o parada de la turbina permite la salida de los humos antes de su llegada a la caldera.

La conversión de agua líquida a vapor de 30 bar se realiza en la caldera (10G101.6). El agua circula en dirección opuesta a los humos, obteniendo vapor de alta temperatura.

En primer lugar, el agua desmineralizada utilizada en las tres calderas de la planta entra al precalentador, dónde se eleva la temperatura de la corriente con el fin de reducir el consumo energético en el desgasificador térmico (10B505.2) posterior. El desgasificador eleva la temperatura del agua para reducir la solubilidad del oxígeno facilitando su eliminación. El equipo se encuentra fuera de la caldera estudiada, por lo que sus condiciones de operación están definidas por el cliente.



A continuación, la corriente de agua se separa en dos, una parte se dirige a la caldera 6 (10G101.6), mientras que la otra fracción del caudal es empleada en el resto de las calderas (10G101.4; 10G101.5).

La corriente dirigida a la caldera (10G101.6) entra en el economizador (10W112), cuya función es elevar la temperatura del agua para facilitar el posterior proceso de evaporación.

El vapor generado se dirige al sobrecalentador (10W113), donde se eleva su temperatura para aumentar la calidad.

El equipo de *Open System* propone varias alternativas, que consisten en reducir el área de intercambio en el sobrecalentador, añadir bancos de tubos en el precalentador existente y cambiar el precalentador por un equipo nuevo. Estas dos últimas han sido analizadas en profundidad. La alternativa escogida consiste en la sustitución del precalentador existente (10W111) por un equipo nuevo, asegurando una mayor recuperación del calor residual.

4.8.1. Funcionamiento del precalentador

El intercambiador diseñado es de tipo flujo cruzado. Dispone de 20 pasos por tubo con un total de 24 tubos en paralelo. Se instalan dos entradas de agua en el equipo, una para condiciones normales de operación, mientras que la secundaria es auxiliar y se activa en caso de que el caudal sea menor 15 m³/h.

El caudal de diseño es de 34 m³/h y corresponde al caudal máximo proporcionado por el cliente. En estas condiciones la corriente entra al equipo por la tubería 13040-047-65-10HJ100RB, en la cual se instalan 3 válvulas, que se nombran a continuación.

- Válvula manual (V-93)
- Válvula de bola con actuador eléctrico (V-115)
- Válvula anti-retorno (VR-3)

La entrada auxiliar es la tubería 13040-049-65-10HJ100RB, que tiene las siguientes válvulas:

- Válvula manual (V-117)
- Válvula de bola con actuador eléctrico (V-116)



La salida de agua del equipo se realiza por la tubería 13040-048-65-10HJ100RB. En la tubería se instalan dos válvulas:

- Válvula manual (V-92)
- Válvula de alivio (VA-6)

4.8.2. Procedimiento de operación en condiciones normales

Tabla 4.18. Posición de las válvulas en condiciones de operación normales.

Válvula	Posición
V-93	Abierta
V-115	Abierta
VR-3	Abierta
V-117	Abierta
V-116	Cerrada
V-92	Abierta
VA-6	Cerrada

4.8.3. Procedimiento de operación en condiciones de disminución de caudal

Si las calderas 4 y 5 están paradas, el caudal que pasa por el precalentador disminuye de manera considerable. En este caso se abre la entrada auxiliar y seguidamente, se cierra la entrada principal. La posición de las válvulas se muestra en la tabla 4.19.



Tabla 4.19. Posición de las válvulas en condiciones de disminución de caudal.

Válvula	Posición
V-93	Abierta
V-115	Cerrada
VR-3	Abierta
V-117	Abierta
V-116	Abierta
V-92	Abierta
VA-6	Cerrada

4.8.4. Procedimiento de operación en condiciones de sobrepresión

En caso de que las entradas y la salida se encuentren cerradas, la temperatura del agua que queda estancada en el equipo puede aumentar. Al tratarse de un líquido, se puede generar una presión superior a la de diseño, provocando el fallo del equipo. En esta situación, se abre la válvula de alivio para disminuir el volumen de agua. La válvula está tarada a una presión de 7 bar. La posición de las válvulas en esta situación se muestra en la tabla 4.20.

Tabla 4.20. Posición de las válvulas en condiciones de sobrepresión.

Válvula	Posición
V-93	Abierta
V-115	Cerrada
VR-3	Abierta
V-117	Cerrada
V-116	Abierta
V-92	Cerrada
VA-6	Abierta



5. SEGURIDAD (HELENA)

5.1. Seguridad de procesos

5.1.1. Análisis de riesgo preliminar (HAZOP)

Precalentador10W111				
Palabra guía	Parámetro	Posibles causas	Consecuencias	Acciones correctivas
Menos	Temperatura	Parada de la turbina sin vaciar el precalentador.	Se enfría el líquido y se puede producir una bajada de presión.	Instalación de un sistema de aireación en el precalentador (apartado 4.6.1.2.2.3)
		Mala distribución de los humos a lo largo del equipo. Los humos circulan por fuera de la zona de intercambio del equipo.	Disminución de la temperatura de salida de agua.	Instalación de deflectores para forzar el flujo de humos por la zona de intercambio (apartado 4.6.1.2.2.3.)
		Agua de entrada a menor temperatura.	No se evalúan las consecuencias por entrada de agua a temperatura ambiente.	
		Mayor caudal de agua.	Sin consecuencias.	
		Menor temperatura de humos por mayor intercambio en equipos anteriores.	Posible condensación de los humos en la chimenea.	Realización de un estudio de temperatura mínima de salida de los humos. (apartado 4.2.2.)
		Menor caudal de humos por fallo en la	Sin	



		turbina.	consecuencias.	
	Presión	Cambio de condiciones en el caudal de alimentación.	Sin consecuencias.	
		Vacío parcial por enfriamiento del líquido confinado sin flujo de humos.	Rotura del equipo.	Instalación de un sistema de aireación en el precalentador (apartado 4.6.1.2.2.3.)
	Caudal	El resto de calderas están paradas y solo funciona C6, por lo que solo pasan 13 m ³ /h por el precalentador.	Posible cambio de fase del agua pudiendo llegar a la rotura del equipo.	Instalación de entrada auxiliar de agua al equipo (apartado 4.6.4.2.)
Más	Temperatura	Entrada y salida del precalentador cerradas sin vaciar el equipo.	Se calienta el líquido confinado y puede darse expansión térmica del líquido pudiendo llegar a la rotura del equipo.	Instalación de una válvula de alivio de líquido en el precalentador. (apartado 4.6.1.2.2.3.)
		Menor caudal de agua.	Posible cambio de fase del agua pudiendo llegar a la rotura del equipo.	Instalación de una entrada auxiliar de agua al equipo. (apartado 4.6.4.2.)
		Mayor caudal de humos.	No se evalúa por estudio realizado a máxima capacidad de la turbina.	
		Mayor temperatura de humos por menor intercambio en equipos anteriores.	Posible cambio de fase del agua pudiendo llegar a la rotura del equipo.	Instalación de una entrada auxiliar de agua al equipo. (apartado 4.6.4.2.)
	Presión	Válvula de salida del equipo cerrada.	Posible rotura del equipo.	Instalación de una válvula de alivio de líquido en el



				precalentador. (apartado 5.1.2.)
		Cambio de fase por menor caudal de alimentación.	Posible rotura del equipo.	Instalación de una entrada auxiliar de agua al equipo. (apartado 4.6.4.2.)
		Cambio de fase por agua estancada por falta de flujo.	Posible rotura del equipo.	Instalación de un sistema de drenaje en el equipo (apartado 4.6.1.2.2.3.).
		Cambio de condiciones en el caudal de alimentación.	Posible rotura del equipo.	Instalación de una válvula de alivio de líquido en el precalentador. (apartado 4.6.1.2.2.3.)
		Válvula de entrada y salida del equipo cerrada.	Posible rotura del equipo.	Instalación de una válvula de alivio de líquido en el precalentador. (apartado 4.6.1.2.2.3.)
No	Caudal	Fallo de la bomba de alimentación del equipo. Cierre de la válvula de entrada al equipo.	Expansión térmica de los tubos por aumento de temperatura de los mismos.	Diseño de la longitud de los tubos teniendo en cuenta la expansión térmica. (apartado 4.6.1.2.2.2).
	Temperatura	Error medidores.	Sin consecuencias.	Doblar medidores locales.

5.1.2. Protección de equipos de sobrepresiones

Como se explica anteriormente en el HAZOP se tiene en cuenta el escenario de expansión térmica del líquido confinado en el precalentador. Se instala una válvula de alivio de líquido en el equipo para evitar la rotura del mismo. Se realiza el cálculo del volumen a aliviar con la expresión 5.1.

$$\Delta V = V_o \cdot \beta \cdot \Delta T \quad (5.1)$$



La variación de temperatura se considera de 100 °C, suponiendo que la temperatura del agua puede alcanzar los 130°C.

El volumen a aliviar es de 0,0343 m³. Se determina que es suficiente instalar una válvula de alivio de DN 25 mm tarada a 7 bar que permite un caudal de descarga de 23.045 kg/h. En el anexo E se muestra la hoja de especificación de la válvula de alivio.

5.1.3. Plan de autoprotección

El plan de autoprotección de la caldera estudiada está incluido en el PAU de la planta y no se encuentra dentro del alcance del proyecto.

5.2. Seguridad laboral

5.2.1. Evaluación de riesgos laborales y equipos de protección personal

Los equipos de protección personal, así como la indumentaria, requeridos dentro de la zona estudiada en este proyecto son los mismos que los necesarios para circular por toda la planta: casco y zapatos de seguridad.

No se requiere una protección especial a parte de la nombrada dado que las tuberías están calorifugadas. La turbina de gas y la caldera se encuentran completamente aisladas.

5.2.2. Incidentes y accidentes

En caso de cualquier incidente o accidente es obligatorio llenar un informe con todos los datos del mismo, principalmente: hora y día del incidente, datos personales de todas las personas involucradas y descripción detallada de los hechos. A partir de este informe se estudian las consecuencias para las personas involucradas y la manera de evitar que un incidente similar se repita. Esto corre a cargo del jefe de la línea juntamente con el departamento de seguridad.



5.3. Clasificación de peligrosidad de los productos

5.3.1. Hoja de seguridad del gas natural

La hoja de seguridad del gas natural se muestra en el anexo H.



6. **MARCO LEGAL (ref. 3) (HELENA)**

Para maximizar la rentabilidad de inversión en el proyecto se analizan las posibles subvenciones y ayudas proporcionadas por los órganos de gobierno, en este caso el Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía (IDAE) y el *Institut Català d'Energia (ICAEn)*.

La subvención más favorable encontrada, aunque en este momento no se encuentre vigente, es la IC-1-*Inversions o renovació en tecnologies energèticament eficients a la Indústria* proporcionada por el *Institut Català d'Energia*. La subvención es aplicable a nuevas incorporaciones de equipos que tengan como principal función el ahorro energético, entrando en ésta definición la sustitución del nuevo precalentador, ya que su principal función es el ahorro de vapor de 5 bar en el desgasificador térmico, lo que a su vez ahorra combustible. Esta subvención proporciona una ayuda de un 22% máximo sobre el coste elegible, con una ayuda máxima de 300.000€ Tal como se muestra en la evaluación económica (apartado 8.6) la posible subvención proporcionada por la instalación del precalentador no sobrepasa este valor. En el apartado de la evaluación económica se analiza la recuperación y la rentabilidad de la inversión en caso de contar con la ayuda.



7. ASPECTOS AMBIENTALES EN EL DISEÑO DE LAS INSTALACIONES

7.1. Identificación y evaluación de las emisiones producidas

7.1.1. Atmosféricas

El riesgo ambiental a tener en cuenta en cuanto a emisiones atmosféricas son los humos de combustión, con un caudal de 95.798 kg/h, que después de recorrer el interior de la caldera salen por la chimenea a la atmosfera. La composición de los humos de combustión en forma de fracción másica, se muestra en la tabla 7.1.

Tabla 7.1. Composición de los humos de combustión.

Componente	Fracción másica
O ₂	0,287
N ₂	0,587
H ₂ O	0,0819
CO ₂	0,0434

Se emite CO₂, que forma parte de los humos de combustión, con un caudal de 4406 kg/h. Los límites de CO₂ vienen establecidos por cada comunidad autónoma dependiendo de la actividad que desarrolla cada empresa. Estando la empresa dentro de un complejo industrial, en caso que se superen los derechos de emisión éstos se pueden comprar, y en caso de no superarlos, se pueden vender, para quedar dentro de los parámetros legales.

En cuanto a la formación de contaminantes, los óxidos de nitrógeno (NO_x) son una de las principales fuentes de contaminación en cualquier sistema de combustión. En el sistema estudiado, compuesto por la turbina de gas y la caldera, se estudian dos posibles fuentes de formación de NO_x.



La primera vía de formación de óxidos de nitrógeno es la combustión. Se tiene en cuenta que la cámara de combustión de la turbina está diseñada de manera que la temperatura de llama obtenida es relativamente baja, minimizando la formación de NO_x . También es posible la formación de NO_x térmico en el tramo posterior a la turbina, es decir, en los humos expulsados por la chimenea a la atmósfera.

Los cálculos para obtener el caudal de formación de NO y NO_2 se muestran en el anexo I.

Las prestaciones de la turbina aseguran un máximo de 50 mg/Nm^3 de formación de NO_x . Se obtienen **3,57 kg/h** de NO y **$2,87 \cdot 10^{-4}$** de NO_2 , que equivalen a unas emisiones de NO_x total de **$48,2 \text{ mg/Nm}^3$** en condiciones de trabajo del 100%.

También se estudia la posible formación de otros contaminantes que podrían favorecer la corrosión, que son el CO y el SO_2 . Se determina que no se forman óxidos de azufre dado que el combustible utilizado es gas natural. En cuanto a la formación del CO , mediante el estudio de las especificaciones de la turbina, se determina que no excede la concentración de 64 mg/Nm^3 .

De ésta manera también se comprueba que se cumplen los valores límites de emisión del Decreto 319/1998 (ref. 16) en cuanto al apartado de turbinas de gas de instalaciones de cogeneración, que en el caso de los óxidos de nitrógeno son 450 mg/Nm^3 y en el caso del CO son 100 mg/Nm^3 con una base en seco del 15% de oxígeno.

7.1.2. Líquidos

Las emisiones líquidas que se producen son:

Agua residual: El agua de las purgas contiene sales de dosificación química de la caldera y se lleva a una planta de tratamiento de agua para ajustar los parámetros para que cumpla la legislación.

Aceite de lubricación: el aceite usado para el mantenimiento de los equipos se recoge y se lleva a plantas destinadas a tratarlo, ya que no es biodegradable.



7.1.3. Sólidos

Como residuos sólidos solamente se emite lo que produce el mantenimiento de cualquier planta y no representa riesgo para el medio ambiente.

7.1.4. Ruido

Al comprar la maquinaria se tiene en cuenta el nivel de ruido producido por la misma para no sobrepasar los límites exigidos. No obstante, en caso de que los niveles sean más altos, se adoptan medidas de protección y aislamiento para situarse por debajo de los límites descritos a continuación. (ref. 17).

- a) Valores límite de exposición: $L_{Aeq,d} = 87$ dB(A) y $L_{pico} = 140$ dB (C);
- b) Valores superiores de exposición que dan lugar a una acción: $L_{Aeq,d} = 85$ dB(A) y $L_{pico} = 137$ dB(C);
- c) Valores inferiores de exposición que dan lugar a una acción: $L_{Aeq,d} = 80$ dB(A) y $L_{pico} = 135$ dB(C).

Se tiene en cuenta que dentro de la caldera los equipos son estáticos y no generan contaminación acústica. El único foco de contaminación acústica es la pérdida de carga de las válvulas y la velocidad de paso.

7.2. Consumo de energía y recursos naturales

El consumo de energía es el requerido por la alimentación de los equipos internos de la turbina como los ventiladores, la calefacción y el filtro electrostático, entre otros. A parte, el consumo eléctrico de los diversos elementos de transmisión de señales de control.

El agua es consumida en grandes cantidades en el proceso estudiado. El agua desmineralizada de aporte al precalentador tiene un caudal de $34 \text{ m}^3/\text{h}$, que va a parar a todas las calderas de planta.



7.3. Generación de gases de efecto invernadero

Como ya se ha dicho en el apartado de emisiones atmosféricas, durante el proceso se forman óxidos de nitrógeno (NO_x), aunque en una cantidad que, aparte de cumplir los límites de emisión, es menospreciable, a parte del CO_2 , que forma parte de los humos de combustión.

Hay que tener en consideración que al reducir el consumo de vapor de 5 bares en el desgasificador con la instalación del nuevo precalentador, se reduce el consumo de gas natural de la caldera 4, que es la que lo produce, y por tanto se reducen las emisiones, aunque la caldera donde se produce la reducción no sea la estudiada en este proyecto.



8. EVALUACIÓN ECONÓMICA (HELENA)

Se realiza la evaluación económica de la instalación del intercambiador propuesto por el equipo de *OpenSystem*, diseñado para sustituir el precalentador situado actualmente en el interior de la caldera.

El beneficio del proyecto de optimización se obtiene con la disminución del aporte energético en el desgasificador. De esta manera se reduce el consumo de vapor de 5 bar, ahorrando así en el coste de producción del mismo.

Teniendo en cuenta los costes de inversión y el periodo de recuperación, se analiza el impacto económico del proyecto estudiado. Se consideran dos tipos de régimen de trabajo, 8.100 y 6.000 horas de operación. Esto es debido al cambio de normativa del Sector Eléctrico con la aprobación de la ley 24/2013, de 26 de diciembre, del Sector Eléctrico, que entró en vigor a principios del año 2014. Las primas a la cogeneración caerán sustancialmente, esto provocará que en algunos días, el precio de venta de corriente sea inferior al de coste y por lo tanto no sea económico tener la turbina en marcha. Se estima que tras la publicación de las nuevas primas, la turbina esté en marcha de 6.000 a 7.000 h/año. El precio de venta se compone esencialmente de dos términos, precio de mercado de la corriente y primas, en las horas en las que el precio del mercado sea muy bajo, la suma de los dos términos no compensará el coste de generar la corriente.

8.1. Cálculo de costes

8.1.1. Costes de inversión

Los costes a asumir son los de la fabricación y montaje del equipo, junto con la estructura de soporte, la cimentación y la instalación de nuevas tuberías y accesorios. A continuación se muestran cada uno de los costes de inversión considerados:



Tabla 8.1. Costes de la inversión.

Elemento	Coste (€)
Intercambiador	343.425
Cimentación	12.000
Tuberías	1.067
Accesorios	20.487
TOTAL	377.258

Dentro del coste del intercambiador se incluye tanto la fabricación y el montaje del mismo, como los perfiles de acero empleados en la estructura que lo soporta y su montaje. Se observa que el coste de este equipo supone la mayor parte de la inversión del proyecto. Como accesorios se consideran las juntas, bridas, válvulas y codos instalados en las tuberías.

8.2. Costes fijos

Como en cualquier proyecto que requiera una inversión, el principal coste fijo a considerar es la amortización. Esta se ha calculado a partir del coste de inversión, valor residual de los elementos y la vida útil del equipo. Cabe destacar que el valor residual de los elementos se ha calculado a partir del precio por quilogramo de chatarra y la vida útil se ha supuesto de 15 años.

El coste de amortización resulta de 24.935 €/año. El coste del mantenimiento del equipo y las tuberías se considera como un porcentaje fijo de la inversión (aproximadamente el 2%) y resulta de 7000 €/año.

8.3. Costes variables

Debido a que la instalación del nuevo equipo no supone cambios en las condiciones de operación del sistema global de cogeneración, el único coste variable que se ha tenido en cuenta es el asociado a las pérdidas de carga.



Tanto por el lado de los humos como del fluido que pasa por el precalentador y por las tuberías, las pérdidas de carga provocan un coste adicional relacionado con el consumo energético.

Según las características de la turbina se determina una equivalencia de 22 kW por cada 5 mbar de pérdida. A partir de estos datos y las pérdidas calculadas se obtiene un coste de 1.723 €/año y 1.276 €/año por un régimen de trabajo de 8.100h anuales y 6.000h anuales respectivamente.

8.4. Flujos de caja

Para poder estimar los flujos de caja, se consideran los ingresos y los gastos anuales provocados por la instalación del nuevo precalentador.

En primer lugar se realiza el cálculo de los ingresos por actividad. Tal y como se ha dicho anteriormente, el principal beneficio del proyecto es el ahorro de vapor de 5 bar, que resulta de 2,2 Tm/h. Teniendo en cuenta el coste de producción de este vapor y el ahorro energético obtenido de la instalación del intercambiador, se obtiene el beneficio anual bruto.

A continuación se estima el beneficio neto antes de impuestos, restando los costes fijos y variables del total de ingresos anuales. Al valor obtenido se le aplica una tasa de impuesto del 35%. La tabla 8.2. muestra con los valores a destacar para cada régimen de trabajo.

Tabla 8.2. Resultados del cálculo del flujo de caja.

	Costes totales	Margen bruto	Impuestos	Margen neto	Flujo de caja
Régimen 1	8.592	561.947	199.689	362.259	337.322
Régimen 2	8.145	414.476	147.918	266.559	241.623

8.5. Análisis de la inversión

Por último, se estudia la rentabilidad de la inversión. Para ello se analizan tanto el valor actual neto del proyecto (VAN) como su tasa interna de retorno (TIR). En ambos casos se



considera un flujo de caja anual constante, ya que el equipo, desde el momento de su instalación, opera al 100% de su capacidad. Por otro lado, la inversión se analiza en un periodo de 5 años, ya que se observa (método *payback period*) que la inversión se recupera en un periodo de aproximadamente un año y medio una vez implantado el nuevo intercambiador. A continuación se presenta la evolución del VAN del proyecto considerando diferentes tipos de interés y dos regímenes diferentes de operación. El cálculo se ha considerado desde la puesta en marcha del equipo.

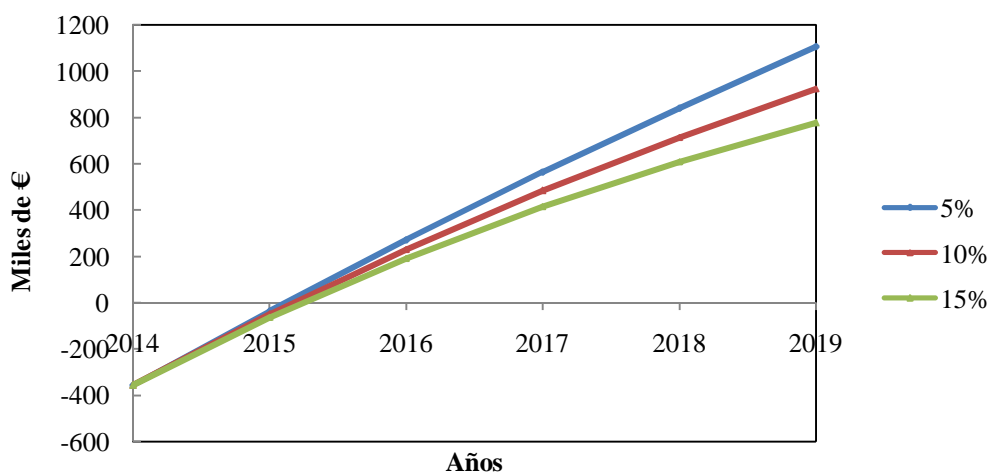


Figura 8.1. Evolución del VAN para un régimen de operación de 8.100 horas anuales.

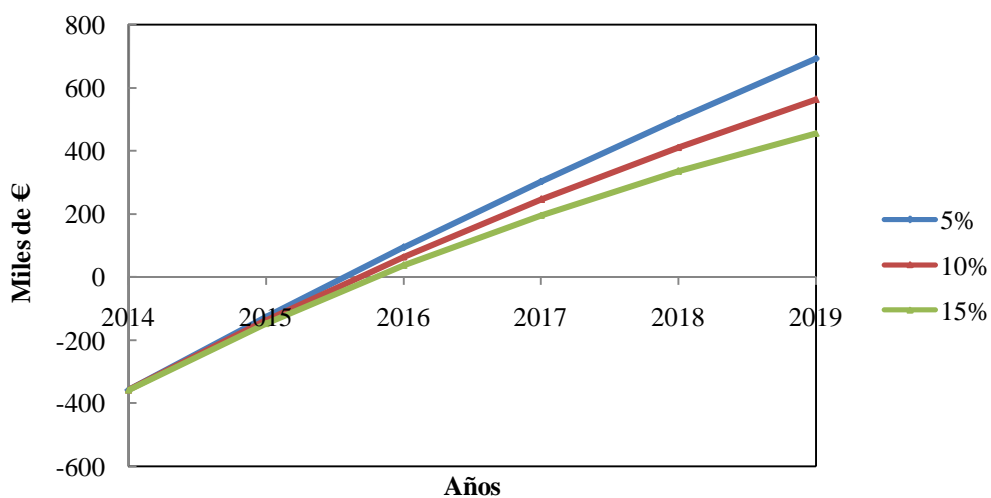


Figura 8.2 Evolución del VAN para un régimen de operación de 6.000 horas anuales.



Se analiza el TIR a 10 años para los dos regímenes de operación, teniendo en cuenta el cambio en la política de precios de la electricidad. Éste resulta de 89,26% para el régimen de 8100 h y 63,58% para el de 6.000 h.

8.6. Análisis de la inversión con la subvención

Se analiza la inversión en caso de obtener la subvención mencionada en el marco legal (apartado 6). Con la ayuda del 22%, el coste de la inversión resulta de 294.261 € y la amortización de 19.402 €/año.

El VAN ascendiendo su valor actual neto a 864.838 € y 543.514 € respectivamente para cada uno de los regímenes de operación, aplicando una tasa de retorno de 15%.

El TIR a 10 años resulta de 117,45% para el régimen de 8.100 h y 84,75% para el de 6.000 h.

8.7. Conclusiones

La inversión inicial se recupera en un periodo de aproximadamente 1 año y medio para los dos regímenes de operación. El VAN asciende a 753.500 € y 432.700 € a los 5 años, respectivamente para cada uno de los regímenes, aplicando una tasa de retorno de 15%. Analizando el periodo de recuperación de la inversión se determina que el TIR a 10 años asciende a 89,26 % para 8.100 h y 63,5% para 6.000 h. Se considera que la instalación del nuevo precalentador resulta rentable y muy beneficiosa para cliente.



9. **BIBLIOGRAFIA**

- [1] Catálogo de prestaciones de turbina de gas Turbogenerador a gas de 7,96 W (Turbomarch).
- [2] <http://www.ine.es/varipc/verVariaciones.do?idmesini=1&anyoini=2011&idmesfin=2&anyofin=2014&ntipo=1&enviar=Calcular>
- [3] http://www20.gencat.cat/docs/icaen/05_Gestio%20Economica%20I%20Administrativa/Suavencions/documents/arxius/2011_ajuts_estalvi_document_presentacio.pdf
- [4] http://www.valvulasnacional.com/articles-mostra-1971-esp-modelo_3_52.htm Catálogo Válvula Seguridad Modelo 3-5211 and 3-5261.
- [5] <http://www.groupproinval.com/uploadsSystem/shopping/files/files/xbgrbqvuxhhbcrqfetecgtvu.pdf> Catálogo de la válvula de bola Proinval PN 63 Extremos GAS/NPT/SW/BW
- [6] <http://es.jc-valves.com/catalogues> Catálogo JC Gate, Globe & Check Valves.

Llibres

- [7] Morán, M.J.; Shapiro, H.N., “*Fundamentos de termodinámica técnica*”. Barcelona: Reverté. cop. 1993-1994
- [8] Hein, K.R.G.; Jager, G., “*Results of combustion modifications for the reduction of NO_x emission*”. ASME, FACT-10, 1990
- [9] Hewit, Geoffrey F., “*Heat exchanger design handbook 2002*”. New York: Begell House, cop.2002
- [10] Hofman, J.P., “*Transferencia de calor*”. Madrid: McGraw Hill, 1998.
- [11] Hewit, Geoffrey F.; Shires, G.L; Bott, T.R., “*Process heat transfer*”. Boca Raton, FL: Begell House, cop. 1994
- [12] Fraas, Arthur P., “*Heat exchanger design*”. 2ª edición. New York: John Wiley & Sons, cop. 1989
- [13] Kuppan, T., “*Heat exchanger design handbook*”. New York: Marcel Dekker, cop. 2000
- [14] Gere, James M., “*Resistencia de materiales*”. International Thompson Editores, cop. 2002



[15] Mott, Robert L., “*Resistencia de materiales aplicada*”. P.E. Prentice-Hall Hispanoamericana, 1996.

Normativa

[16] Real Decreto 319/1998 de España, de 15 de diciembre, sobre límites de emisión para instalaciones industriales de combustión de potencia térmica inferior a 50 MW e instalaciones de cogeneración.

[17] Real Decreto 286/2006 de España, de 10 de marzo, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido.

[18] Ley 24/2013 de España, del 26 de diciembre, del Sector Eléctrico.

Código de diseño

[18] Normativa ISA-S.1-1984 (R1992)

[19] Código ASME *Code for pressure piping* B31.1-2007.

[20] Código ASME *Code for process piping* B31.3-2002.

[21] Código ASME *Rules for construction of power boilers*-2010.

[22] Código ASME *Boiler & pressure vessel code*-2004.



A. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA LAS COLUMNAS DE TUBOS

Este procedimiento es válido para el cálculo de una sola columna de tubos de un intercambiador de flujo cruzado. Mediante el programa *EES* se realiza la modelización de los intercambiadores utilizando las expresiones que se encuentran a continuación.

Datos geométricos del intercambiador

Con la finalidad de calcular los parámetros geométricos necesarios para el cálculo del coeficiente total de transferencia de calor se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$A_F = \frac{N \cdot L \cdot \pi}{(s + \delta e)} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot ((D_0 + 2H)^2 - D_0^2) + (D_0 + 2H) \cdot \delta e \right) \quad (\text{A.1})$$

$$A_W = \frac{N \cdot L \cdot \pi}{(s + \delta e)} \cdot (D_0 \cdot s) \quad (\text{A.2})$$

$$A_T = A_F + A_W \quad (\text{A.3})$$

$$S_{min} = 2 \cdot n_f \cdot L \cdot \left(P_3 - D_0 - \frac{2 \cdot g_e \cdot h}{g_e + s} \right) \quad (\text{A.4})$$

$$P_3 = \sqrt{\left(\frac{P_1}{2} \right)^2 + P_2^2} \quad (\text{A.5})$$

Cálculo del coeficiente de transferencia externo

Para calcular el coeficiente de transferencia externo se tiene en cuenta la influencia de las aletas en el flujo de humos. La siguiente ecuación se utiliza para calcular el coeficiente de transferencia externo.

$$h_0 = \frac{Nu \cdot k_0}{D_0} \quad (\text{A.6})$$



El número de Reynolds y el número de Nusselt se calculan respectivamente con las ecuaciones A.7 y A.8.

$$Nu = 0,3 \cdot Re^{0,625} \cdot \frac{A_T}{A_w}^{-0,375} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (A.7)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot Vmax \cdot D_i}{\mu} \quad (A.8)$$

$$Vmax = \frac{\dot{m}}{S_{min} \cdot \rho} \quad (A.9)$$

La ecuación A.7 se utiliza para calcular el número de Nusselt es una correlación experimental y solo válida cuando los tubos estén colocados de forma alternada.

Cálculo del coeficiente de transferencia interno

El coeficiente de transferencia interno se calcula mediante la ecuación A.10.

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_i}{D_i} \quad (A.10)$$

De la cual el número de Reynolds y el número de Nusselt se calculan con las ecuaciones A.11. y A.12.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_i}{\mu} \quad (A.11)$$

$$Nu_{in} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (A.12)$$

Cálculo de la eficacia de las aletas



Para calcular la eficacia de las aletas (η_a), el primer paso es el de calcular los tres parámetros característicos de las mismas, el grosor efectivo (δe), la altura efectiva (H_e) y el parámetro m .

$$\delta e = 0,75 \cdot \delta_1 + 0,25 \cdot \delta_2 \quad (\text{A.13})$$

$$H_e = H \cdot \left[\left(1 + \frac{\delta e}{2H} \right) \cdot \left(1 + 0,35 \ln \left(\frac{D_0 + 2H}{D_0} \right) \right) \right] \quad (\text{A.14})$$

$$m = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{h_0} + R_{f,0} \right) \cdot k_a \cdot \delta e}} \quad (\text{A.15})$$

Una vez obtenidos los tres parámetros, se calcula la eficacia con la siguiente ecuación.

$$\eta_a = \frac{\tanh(m \cdot H_e)}{m \cdot H_e} \cdot [1 - 0,058(m \cdot H_e)] \quad (\text{A.16})$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor global se calcula mediante la siguiente ecuación, en la cual las resistencias de Fouling se han considerado negligibles:

$$\frac{1}{U_T} = R_{f,i} \frac{A_T}{A_i} + \frac{A_T}{h_i A_i} + \frac{A_T \ln \left(\frac{D_0}{D_i} \right)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{\eta_0 h_0} + R_{f,0} \quad (\text{A.17})$$

El rendimiento global de las aletas (η_0) se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_F}{A_T} (1 - \eta_a) \quad (\text{A.18})$$

Cálculo de las temperaturas de salida

El primer paso para calcular las temperaturas de salida del intercambiador es el de calcular las capacidades caloríficas para el flujo másico de cada corriente.



$$C_i = \dot{m}_i \cdot C_{p,i} \quad (\text{A.19})$$

$$C_o = \dot{m}_0 \cdot C_{p,0} = C_{min} \quad (\text{A.20})$$

Una vez determinado cual es el fluido que limita la transferencia de calor se calcula el calor máximo intercambiado mediante la siguiente ecuación.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (\text{A.21})$$

Paralelamente se calcula el número de unidades de transferencia (NTU).

$$NTU = \frac{U_T A_T}{C_{min}} \quad (\text{A.22})$$

Con este valor de NTU, se calcula la eficiencia con la ecuación A.23.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{1}{C} \cdot NTU^{0,22} \cdot (\exp(-C \cdot NTU^{0,78}) - 1)\right) \quad (\text{A.23})$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (\text{A.24})$$

Con este valor de eficiencia y el calor máximo intercambiado, se calcula el calor intercambiado y las temperaturas de salida de ambas corrientes.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (\text{A.25})$$

$$Q = \dot{m}_i C_{p,i} (T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (\text{A.26})$$

$$Q = \dot{m}_0 C_{p,0} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (\text{A.27})$$



B. MODELIZACIÓN DEL INTERCAMBIADOR

A continuación se muestra el *script* de la modelización del diseño 2 del intercambiador.

```

"Diseño 2"
nf=24 "numero de tubos por filas"
L=4,2 "longitud" [m]
P1=75e-3 "separación transversal" [m]
D0=38e-3 "diametro externo" [m]
Di=D0-(6,4e-3) {m}
ge=1e-3 "grosor efectivo aleta" [m]
h=15e-3 "altura aleta" [m]
s=5,3e-3 "separación entre aletas" [m]
"datos aire"
mhumos=95798/3600 "caudal masico" [kg/s]
denhumos=1,09 "densidad aire" [kg/m3]
qhumos=mhumos/denhumos {m3/s}
khumos=0,0457 [W/mK] "coeficiente
conductividad térmica"
Cphumos=1157 "Cp de los humos" [J/kg]
muhumos=2,118e-5 [Ns/m2]
prhumos=0,7
P2[2]=65e-3 [m]
P2[3]=65e-3 [m]
P2[4]=65e-3 [m]
P2[5]=65e-3 [m]
P2[6]=65e-3 [m]
P2[7]=65e-3 [m]
P2[8]=65e-3 [m]
P2[9]=65e-3 [m]
P2[10]=65e-3 [m]
P2[11]=65e-3 [m]
P2[12]=65e-3 [m]
P2[13]=65e-3 [m]
P2[14]=65e-3 [m]
P2[15]=65e-3 [m]
P2[16]=65e-3 [m]
P2[17]=65e-3 [m]
P2[18]=400e-3 [m]
P2[19]=65e-3 [m]
P2[20]=100e-3 [m]
"datos agua"
magua=32585,6/3600 "caudal másico del agua"
[kg/s]
denagua=958,4 [kg/m3]
muagua=1,42e-5 [N*s/m2]
Cpagua=4219 "Cp agua" [J/kg]
kagua=0,58 [W/mK]
Atub=pi*(Di/2)^2 {m2}
qagua=magua/denagua {m3/s}
vtubos=((qagua/Atub))/24 {m/s}
Pragua=7
ka=16,2 "conductividad del material del aleta"
[W/mK]
Rfo=0,00035 "resistencia del fouling externa"
Rfi=0,00018 "restistencia de fouling del fluido
interior" [W/mK]
P3[1]=((P1/2)^2+P2[1]^2)^0,5 {m}
P3[2]=((P1/2)^2+P2[2]^2)^0,5 {m}
P3[3]=((P1/2)^2+P2[3]^2)^0,5 {m}
P3[4]=((P1/2)^2+P2[4]^2)^0,5 {m}
P3[5]=((P1/2)^2+P2[5]^2)^0,5 {m}
P3[6]=((P1/2)^2+P2[6]^2)^0,5 {m}
N=24 "numero total de tubos"
"Datos Geometricos"
Df=D0+2*h {m}
Af=((N*L*pi)/(s+ge))*(0,5*(Df^2-D0^2)+Df*ge)
{m2}
Aw=((N*L*pi)/(s+ge))*(D0*s) {m2}
At=Af+Aw {m2}
Ai=2*Di*L*N {m2}

```



$$P3[7]=((P1/2)^2+P2[7]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[8]=((P1/2)^2+P2[8]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[9]=((P1/2)^2+P2[9]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[10]=((P1/2)^2+P2[10]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[11]=((P1/2)^2+P2[11]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[12]=((P1/2)^2+P2[12]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[13]=((P1/2)^2+P2[13]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[14]=((P1/2)^2+P2[14]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[15]=((P1/2)^2+P2[15]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[16]=((P1/2)^2+P2[16]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[17]=((P1/2)^2+P2[17]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[18]=((P1/2)^2+P2[18]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[19]=((P1/2)^2+P2[19]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$P3[20]=((P1/2)^2+P2[20]^2)^{0,5} \{m\}$$

$$Tinhumos=155 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$Tinagua=30 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$ru=0,0024$$

$$fp=(1/(-2*\log_{10}(ru/(3,71*Di))))^{0,5}$$

$$hf=0,0826*fp*L/Di*vtubos^{2/2/9,81+10*vtubos^{2/2/9,81}}$$

$$Aptotal=(20*hf*denagua*9,81)$$

"1!!"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[1]=vmax[1]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[1]=2*nf*L*(P3[1]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \{m2\}$$

$$vmax[1]=mhumos/(Smin[1]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[1]=0,3*((Reout[1])^{0,625}*((At/Aw)^{-0,375})*(prhumos^{1/3}))$$

$$h0[1]=(Nuout[1]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[1]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[1]=0,023*(Rein[1]^{0,8}*(Pragua^{0,4}))$$

$$hi[1]=(Nuin[1]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[1]=h*((1+(ge/(2*h))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0))) \{m\}$$

$$m[1]=2/(((1/h0[1])+Rfo)*ka*ge)^{0,5}$$

$$renda[1]=((TANH(m[1]*He[1]))/(m[1]*He[1]))*(1-0,058*(m[1]*He[1]))$$

$$rend0[1]=1-(Af/At)*(1-renda[1])$$

$$Ut[1]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[1]*Ai))+(At*1n(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+(1/(h0[1]*rend0[1])))$$

"NTU methode"

$$Ch[1]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[1]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[1]=Ch[1]$$

$$C[1]=(Cmin[1]/Ca[1])$$

$$NTU[1]=(Ut[1]*At)/Cmin[1]$$

$$e[1]=1-\exp((1/C[1])*(NTU[1]^{0,22})*(\exp(-C[1]*(NTU[1]^{0,78}))-1))$$

$$Qmax[1]=(Cmin[1]*(Tinhumos-Tagua[2]))$$

$$Q[1]=Qmax[1]*e[1]$$

$$Q[1]=mhumos*Cphumos*(Tinhumos-Thumos[1])$$

$$Q[1]=magua*Cpagua*(Tagua[1]-Tagua[2])$$

"Perdida de Carga"

$$Kf[1]=4,567*(Reout[1]^{-0,242})*((At/Aw)^{0,504})*((P1/D0)^{-0,376})*((P2[1]/D0)^{-0,546})$$

$$\sigma[1]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[1]=(Kf[1])*((denhumos*(vmax[1]^2))/2)$$

"2!! "

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[2]=vmax[2]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[2]=2*nf*L*(P3[2]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \{m2\}$$

$$vmax[2]=mhumos/(Smin[2]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[2]=0,3*((Reout[2])^{0,625}*((At/Aw)^{-0,375})*(prhumos^{1/3}))$$

$$h0[2]=(Nuout[2]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[2]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[2]=0,023*(Rein[2]^{0,8}*(Pragua^{0,4}))$$



$$hi[2]=(Nuin[2]*kagua)/Di \quad \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[2]=h*((1+(ge/(2*h))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0)))) \quad \{m\}$$

$$m[2]=(2/(((1/h0[2])+Rfo)*ka*ge))^0,5$$

$$renda[2]=((TANH(m[2]*He[2]))/(m[2]*He[2]))*(1-0,058*(m[2]*He[2]))$$

$$rend0[2]=1-(Af/At)*(1-renda[2])$$

$$Ut[2]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[2]*Ai)))+(At*1/n(D0/Di)/(2*pi*ka*L)+(1/(h0[2]*rend0[2])))$$

"NTU methode"

$$Ch[2]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[2]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[2]=Ch[2]$$

$$C[2]=(Cmin[2]/Ca[2])$$

$$NTU[2]=(Ut[2]*At)/Cmin[2]$$

$$e[2]=1-\exp((1/C[2])*(NTU[2]^0,22)*(\exp(-C[2]*(NTU[2]^0,78))-1))$$

$$Qmax[2]=(Cmin[2]*(Thumos[1]-Tagua[3]))$$

$$Q[2]=Qmax[2]*e[2]$$

$$Q[2]=mhumos*Cphumos*(Thumos[1]-Thumos[2])$$

$$Q[2]=magua*Cpagua*(Tagua[2]-Tagua[3])$$

"Perdida de Carga"

$$Kf[2]=4,567*(Reout[2])^(-0,242)*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[2]/D0)^(-0,546))$$

$$\sigma[2]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[2]=(Kf[2])*((denhumos*(vmax[2]^2))/2)$$

"3!!"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[3]=vmax[3]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[3]=2*nf*L*(P3[3]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \quad \{m^2\}$$

$$vmax[3]=mhumos/(Smin[3]*denhumos) \quad \{m/s\}$$

$$Nuout[3]=0,3*((Reout[3])^0,625)*((At/Aw)^(-0,375))*(\prhumos^(1/3))$$

$$h0[3]=(Nuout[3]*khumos)/D0 \quad \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[3]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[3]=0,023*(Rein[3]^0,8)*(Pragua^(0,4))$$

$$hi[3]=(Nuin[3]*kagua)/Di \quad \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[3]=h*((1+(ge/(2*h))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0)))) \quad \{m\}$$

$$m[3]=(2/(((1/h0[3])+Rfo)*ka*ge))^0,5$$

$$renda[3]=((TANH(m[3]*He[3]))/(m[3]*He[3]))*(1-0,058*(m[3]*He[3]))$$

$$rend0[3]=1-(Af/At)*(1-renda[3])$$

$$Ut[3]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[3]*Ai)))+(At*1/n(D0/Di)/(2*pi*ka*L)+(1/(h0[3]*rend0[3])))$$

"NTU methode"

$$Ch[3]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[3]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[3]=Ch[3]$$

$$C[3]=(Cmin[3]/Ca[3])$$

$$NTU[3]=(Ut[3]*At)/Cmin[3]$$

$$e[3]=1-\exp((1/C[3])*(NTU[3]^0,22)*(\exp(-C[3]*(NTU[3]^0,78))-1))$$

$$Qmax[3]=(Cmin[1]*(Thumos[2]-Tagua[4]))$$

$$Q[3]=Qmax[3]*e[3]$$

$$Q[3]=mhumos*Cphumos*(Thumos[2]-Thumos[3])$$

$$Q[3]=magua*Cpagua*(Tagua[3]-Tagua[4])$$

"Perdida de Carga"

$$Kf[3]=4,567*(Reout[3])^(-0,242)*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[3]/D0)^(-0,546))$$

$$\sigma[3]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[3]=(Kf[3])*((denhumos*(vmax[3]^2))/2)$$

"4!! "

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[4]=vmax[4]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[4]=2*nf*L*(P3[4]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \quad \{m^2\}$$



$$v_{max[4]} = m_{humos} / (S_{min[4]} \cdot d_{humos}) \quad \{m/s\}$$

$$Nu_{out[4]} = 0,3 \cdot ((Re_{out[4]})^{0,625} \cdot ((At/Aw)^{-0,375})) \cdot (pr_{humos})^{(1/3)}$$

$$h_0[4] = (Nu_{out[4]} \cdot k_{humos}) / D_0 \quad \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Re_{in[4]} = (v_{tubos} \cdot D_i \cdot d_{enagua}) / \mu_{agua}$$

$$Nu_{in[4]} = 0,023 \cdot (Re_{in[4]}^{0,8}) \cdot (Pr_{agua})^{(0,4)}$$

$$h_i[4] = (Nu_{in[4]} \cdot k_{agua}) / D_i \quad \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[4] = h \cdot ((1 + (ge/(2 \cdot h))) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln((D_0 + 2 \cdot h)/D_0))) \quad \{m\}$$

$$m[4] = 2 / (((1/h_0[4]) + R_{fo}) \cdot k_a \cdot ge)^{0,5}$$

$$renda[4] = ((\tanh(m[4] \cdot He[4])) / (m[4] \cdot He[4])) \cdot (1 - 0,058 \cdot (m[4] \cdot He[4]))$$

$$rend_0[4] = 1 - (Af/At) \cdot (1 - renda[4])$$

$$U_t[4] = 1 / ((R_{fi} \cdot (At/A_i)) + R_{fo} + (At/(h_i[4] \cdot A_i)) + (At \cdot \ln(D_0/D_i) / (2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L)) + (1/(h_0[4] \cdot rend_0[4])))$$

"NTU methode"

$$Ch[4] = m_{humos} \cdot C_{phumos}$$

$$Ca[4] = m_{agua} \cdot C_{pagua}$$

$$C_{min[4]} = Ch[4]$$

$$C[4] = (C_{min[4]} / Ca[4])$$

$$NTU[4] = (U_t[4] \cdot At) / C_{min[4]}$$

$$e[4] = 1 - \exp((1/C[4]) \cdot (NTU[4]^{0,22}) \cdot (\exp(-C[4] \cdot (NTU[4]^{0,78})) - 1))$$

$$Q_{max[4]} = (C_{min[4]} \cdot (Thumos[3] - T_{agua}[5]))$$

$$Q[4] = Q_{max[4]} \cdot e[4]$$

$$Q[4] = m_{humos} \cdot C_{phumos} \cdot (Thumos[3] - Thumos[4])$$

$$Q[4] = m_{agua} \cdot C_{pagua} \cdot (T_{agua}[4] - T_{agua}[5])$$

"Perdida de Carga"

$$K_f[4] = 4,567 \cdot (Re_{out[4]}^{-0,242}) \cdot ((At/Aw)^{0,504}) \cdot ((P_1/D_0)^{-0,376}) \cdot ((P_2[4]/D_0)^{-0,546})$$

$$\sigma[4] = ((P_1 - D_0 - 2 \cdot h \cdot ge) / (ge + s)) / P_1$$

$$Per[4] = (K_f[4]) \cdot ((d_{humos} \cdot (v_{max[4]}^2)) / 2)$$

"5!! "

"Coeficiente convección externa"

$$Re_{out[5]} = v_{max[5]} \cdot D_0 \cdot d_{humos} / \mu_{humos}$$

$$S_{min[5]} = 2 \cdot n_f \cdot L \cdot (P_3[5] - D_0 - ((2 \cdot ge \cdot h) / (ge + s))) \quad \{m^2\}$$

$$v_{max[5]} = m_{humos} / (S_{min[5]} \cdot d_{humos}) \quad \{m/s\}$$

$$Nu_{out[5]} = 0,3 \cdot ((Re_{out[5]})^{0,625} \cdot ((At/Aw)^{-0,375})) \cdot (pr_{humos})^{(1/3)}$$

$$h_0[5] = (Nu_{out[5]} \cdot k_{humos}) / D_0 \quad \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Re_{in[5]} = (v_{tubos} \cdot D_i \cdot d_{enagua}) / \mu_{agua}$$

$$Nu_{in[5]} = 0,023 \cdot (Re_{in[5]}^{0,8}) \cdot (Pr_{agua})^{(0,4)}$$

$$h_i[5] = (Nu_{in[5]} \cdot k_{agua}) / D_i \quad \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[5] = h \cdot ((1 + (ge/(2 \cdot h))) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln((D_0 + 2 \cdot h)/D_0))) \quad \{m\}$$

$$m[5] = 2 / (((1/h_0[5]) + R_{fo}) \cdot k_a \cdot ge)^{0,5}$$

$$renda[5] = ((\tanh(m[5] \cdot He[5])) / (m[5] \cdot He[5])) \cdot (1 - 0,058 \cdot (m[5] \cdot He[5]))$$

$$rend_0[5] = 1 - (Af/At) \cdot (1 - renda[5])$$

$$U_t[5] = 1 / ((R_{fi} \cdot (At/A_i)) + R_{fo} + (At/(h_i[5] \cdot A_i)) + (At \cdot \ln(D_0/D_i) / (2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L)) + (1/(h_0[5] \cdot rend_0[5])))$$

"NTU methode"

$$Ch[5] = m_{humos} \cdot C_{phumos}$$

$$Ca[5] = m_{agua} \cdot C_{pagua}$$

$$C_{min[5]} = Ch[5]$$

$$C[5] = (C_{min[5]} / Ca[5])$$

$$NTU[5] = (U_t[5] \cdot At) / C_{min[5]}$$

$$e[5] = 1 - \exp((1/C[5]) \cdot (NTU[5]^{0,22}) \cdot (\exp(-C[5] \cdot (NTU[5]^{0,78})) - 1))$$

$$Q_{max[5]} = (C_{min[5]} \cdot (Thumos[4] - T_{agua}[6]))$$

$$Q[5] = Q_{max[5]} \cdot e[5]$$

$$Q[5] = m_{humos} \cdot C_{phumos} \cdot (Thumos[4] - Thumos[5])$$

$$Q[5] = m_{agua} \cdot C_{pagua} \cdot (T_{agua}[5] - T_{agua}[6])$$

"Perdida de Carga"



$$Kf[5]=4,567*(Reout[5]^{(-0,242)}*((At/Aw)^{0,504})*((P1/D0)^{(-0,376)}*(P2[5]/D0)^{(-0,546)})$$

$$\sigma[5]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[5]=(Kf[5]*((denhumos*(vmax[5]^2))/2)$$

"6!! "

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[6]=vmax[6]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[6]=2*nf*L*(P3[6]-D0-((2*ge*h)/(ge+s)))$$

$$vmax[6]=mhumos/(Smin[6]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[6]=0,3*((Reout[6])^{0,625}*((At/Aw)^{(-0,375)}*(prhumos^{(1/3)}))$$

$$h0[6]=(Nuout[6]*khumos)/D0 \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[6]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[6]=0,023*(Rein[6]^{0,8}*(Pragua^{(0,4)}))$$

$$hi[6]=(Nuin[6]*kagua)/Di \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[6]=h*((1+(ge/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0))) \{m\}$$

$$m[6]=(2/(((1/h0[6])+Rfo)*ka*ge))^{0,5}$$

$$renda[6]=((TANH(m[6]*He[6]))/(m[6]*He[6]))*(1-0,058*(m[6]*He[6]))$$

$$rend0[6]=1-(Af/At)*(1-renda[6])$$

$$Ut[6]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[6]*Ai)))+(At*ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+1/(h0[6]*rend0[6]))$$

"NTU methode"

$$Ch[6]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[6]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[6]=Ch[6]$$

$$C[6]=(Cmin[6]/Ca[6])$$

$$NTU[6]=(Ut[6]*At)/Cmin[6]$$

$$e[6]=1-\exp((1/C[6])*(NTU[6]^{0,22})*(\exp(-C[6]*(NTU[6]^{0,78}))-1))$$

$$Qmax[6]=(Cmin[6]*(Thumos[5]-Tagua[7]))$$

$$Q[6]=Qmax[6]*e[6]$$

$$Q[6]=mhumos*Cphumos*(Thumos[5]-Thumos[6])$$

$$Q[6]=magua*Cpagua*(Tagua[6]-Tagua[7])$$

"Perdida de Carga"

$$Kf[6]=4,567*(Reout[6]^{(-0,242)}*((At/Aw)^{0,504})*((P1/D0)^{(-0,376)}*(P2[6]/D0)^{(-0,546)})$$

$$\sigma[6]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[6]=(Kf[6]*((denhumos*(vmax[6]^2))/2)$$

"7!! "

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[7]=vmax[7]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[7]=2*nf*L*(P3[7]-D0-((2*ge*h)/(ge+s)))$$

$$vmax[7]=mhumos/(Smin[7]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[7]=0,3*((Reout[7])^{0,625}*((At/Aw)^{(-0,375)}*(prhumos^{(1/3)}))$$

$$h0[7]=(Nuout[7]*khumos)/D0 \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[7]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[7]=0,023*(Rein[7]^{0,8}*(Pragua^{(0,4)}))$$

$$hi[7]=(Nuin[7]*kagua)/Di \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[7]=h*((1+(ge/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0))) \{m\}$$

$$m[7]=(2/(((1/h0[7])+Rfo)*ka*ge))^{0,5}$$

$$renda[7]=((TANH(m[7]*He[7]))/(m[7]*He[7]))*(1-0,058*(m[7]*He[7]))$$

$$rend0[7]=1-(Af/At)*(1-renda[7])$$

$$Ut[7]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[7]*Ai)))+(At*ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+1/(h0[7]*rend0[7]))$$

"NTU methode"

$$Ch[7]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[7]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[7]=Ch[7]$$

$$C[7]=(Cmin[7]/Ca[7])$$

$$NTU[7]=(Ut[7]*At)/Cmin[7]$$



$$e[7]=1-\exp((1/C[7])*(NTU[7]^0,22)*(\exp(-C[7]*(NTU[7]^0,78))-1))$$

$$Q_{max}[7]=(C_{min}[7]*(Thumos[6]-Tagua[8]))$$

$$Q[7]=Q_{max}[7]*e[7]$$

$$Q[7]=m_{humos}*C_{phumos}*(Thumos[6]-Thumos[7])$$

$$Q[7]=m_{agua}*C_{pagua}*(Tagua[7]-Tagua[8])$$

"Perdida de Carrega"

$$Kf[7]=4,567*(Reout[7]^{(-0,242)}*((At/Aw)^{0,504})*((P1/D0)^{(-0,376)}*((P2[7]/D0)^{(-0,546)}))$$

$$\sigma[7]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[7]=(Kf[7]*((denhumos*(vmax[7]^2))/2))$$

"8!! "

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[8]=vmax[8]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[8]=2*nf*L*(P3[8]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \{m2\}$$

$$vmax[8]=mhumos/(Smin[8]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[8]=0,3*((Reout[8])^{0,625}*((At/Aw)^{(-0,375)}*(prhumos^{(1/3)}))$$

$$h0[8]=(Nuout[8]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[8]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[8]=0,023*(Rein[8]^{0,8}*(Pragua^{(0,4)}))$$

$$hi[8]=(Nuin[8]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[8]=h*((1+(ge/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0))) \{m\}$$

$$m[8]=2/(((1/h0[8])+Rfo)*ka*ge)^{0,5}$$

$$renda[8]=((TANH(m[8]*He[8]))/(m[8]*He[8]))*(1-0,058*(m[8]*He[8]))$$

$$rend0[8]=1-(Af/At)*(1-renda[8])$$

$$Ut[8]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[8]*Ai)))+(At*ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L)+(1/(h0[8]*rend0[8])))$$

"NTU methode"

$$Ch[8]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[8]=m_{agua}*C_{pagua}$$

$$Cmin[8]=Ch[8]$$

$$C[8]=(Cmin[8]/Ca[8])$$

$$NTU[8]=(Ut[8]*At)/Cmin[8]$$

$$e[8]=1-\exp((1/C[8])*(NTU[8]^0,22)*(\exp(-C[8]*(NTU[8]^0,78))-1))$$

$$Q_{max}[8]=(Cmin[8]*(Thumos[7]-Tagua[9]))$$

$$Q[8]=Q_{max}[8]*e[8]$$

$$Q[8]=m_{humos}*C_{phumos}*(Thumos[7]-Thumos[8])$$

$$Q[8]=m_{agua}*C_{pagua}*(Tagua[8]-Tagua[9])$$

"Perdida de Carga"

$$Kf[8]=4,567*(Reout[8]^{(-0,242)}*((At/Aw)^{0,504})*((P1/D0)^{(-0,376)}*((P2[8]/D0)^{(-0,546)}))$$

$$\sigma[8]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[8]=(Kf[8]*((denhumos*(vmax[8]^2))/2))$$

"9!! -"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[9]=vmax[9]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[9]=2*nf*L*(P3[9]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \{m2\}$$

$$vmax[9]=mhumos/(Smin[9]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[9]=0,3*((Reout[9])^{0,625}*((At/Aw)^{(-0,375)}*(prhumos^{(1/3)}))$$

$$h0[9]=(Nuout[9]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[9]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[9]=0,023*(Rein[9]^{0,8}*(Pragua^{(0,4)}))$$

$$hi[9]=(Nuin[9]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[9]=h*((1+(ge/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0))) \{m\}$$

$$m[9]=2/(((1/h0[9])+Rfo)*ka*ge)^{0,5}$$

$$renda[9]=((TANH(m[9]*He[9]))/(m[9]*He[9]))*(1-0,058*(m[9]*He[9]))$$

$$rend0[9]=1-(Af/At)*(1-renda[9])$$



$$Ut[9]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[1]*Ai))+(At*ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+(1/(h0[9]*rend0[9])))$$

"NTU metode"

$$Ch[9]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[9]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[9]=Ch[9]$$

$$C[9]=(Cmin[9]/Ca[9])$$

$$NTU[9]=(Ut[9]*At)/Cmin[9]$$

$$e[9]=1-\exp((1/C[9])*(NTU[9]^0,22)*(\exp(-C[9]*(NTU[9]^0,78))-1))$$

$$Qmax[9]=(Cmin[9]*(Thumos[8]-Tagua[10]))$$

$$Q[9]=Qmax[9]*e[9]$$

$$Q[9]=mhumos*Cphumos*(Thumos[8]-Thumos[9])$$

$$Q[9]=magua*Cpagua*(Tagua[9]-Tagua[10])$$

"Perdida de Carga "

$$Kf[9]=4,567*(Reout[9]^(-0,242))*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[9]/D0)^(-0,546))$$

$$\sigma[9]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[9]=(Kf[9])*((denhumos*(vmax[9]^2))/2)$$

"10!!"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[10]=vmax[10]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[10]=2*nf*L*(P3[10]-D0-((2*ge*h)/(ge+s)))$$

$$vmax[10]=mhumos/(Smin[10]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[10]=0,3*((Reout[10])^0,625)*((At/Aw)^(-0,375))*(\prhumos^(1/3))$$

$$h0[10]=(Nuout[10]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[10]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[10]=0,023*(Rein[10]^0,8)*(Pragua^(0,4))$$

$$hi[10]=(Nuin[10]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[10]=h*((1+(ge/(2*h))*(1+0,35*ln((D0+2*h)/D0)))) \{m\}$$

$$m[10]=2/(((1/h0[10])+Rfo)*ka*ge)^0,5$$

$$renda[10]=((TANH(m[10]*He[10]))/(m[10]*He[10]))*(1-0,058*(m[10]*He[10]))$$

$$rend0[10]=1-(Af/At)*(1-renda[10])$$

$$Ut[10]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[10]*Ai))+(At*ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+(1/(h0[10]*rend0[10])))$$

"NTU metode"

$$Ch[10]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[10]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[10]=Ch[10]$$

$$C[10]=(Cmin[10]/Ca[10])$$

$$NTU[10]=(Ut[10]*At)/Cmin[10]$$

$$e[10]=1-\exp((1/C[10])*(NTU[10]^0,22)*(\exp(-C[10]*(NTU[10]^0,78))-1))$$

$$Qmax[10]=(Cmin[10]*(Thumos[9]-Tagua[11]))$$

$$Q[10]=Qmax[10]*e[10]$$

$$Q[10]=mhumos*Cphumos*(Thumos[9]-Thumos[10])$$

$$Q[10]=magua*Cpagua*(Tagua[10]-Tagua[11])$$

"Perdida de Carga "

$$Kf[10]=4,567*(Reout[10]^(-0,242))*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[10]/D0)^(-0,546))$$

$$\sigma[10]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[10]=(Kf[10])*((denhumos*(vmax[10]^2))/2)$$

"11!!"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[11]=vmax[11]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[11]=2*nf*L*(P3[11]-D0-((2*ge*h)/(ge+s)))$$

$$vmax[11]=mhumos/(Smin[11]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[11]=0,3*((Reout[11])^0,625)*((At/Aw)^(-0,375))*(\prhumos^(1/3))$$

$$h0[11]=(Nuout[11]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[11]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[11]=0,023*(Rein[11]^0,8)*(Pragua^(0,4))$$

$$hi[11]=(Nuin[11]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$



"Calculo aletas"

$$\text{He}[11]=h*((1+(ge/(2*h))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0)))) \{m\}$$

$$m[11]=(2/(((1/h0[11])+Rfo)*ka*ge))^0,5$$

$$\text{renda}[11]=((\text{TANH}(m[11]*\text{He}[11]))/(m[11]*\text{He}[11]))*(1-0,058*(m[11]*\text{He}[11]))$$

$$\text{rend0}[11]=1-(Af/At)*(1-\text{renda}[11])$$

$$\text{Ut}[11]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[11]*Ai))+(At*\ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+1/(h0[11]*\text{rend0}[11]))$$

"NTU methode"

$$\text{Ch}[11]=mhumos*Cphumos$$

$$\text{Ca}[11]=magua*Cpagua$$

$$\text{Cmin}[11]=\text{Ch}[11]$$

$$\text{C}[11]=(\text{Cmin}[11]/\text{Ca}[11])$$

$$\text{NTU}[11]=(\text{Ut}[11]*At)/\text{Cmin}[11]$$

$$e[11]=1-\exp((1/C[11])*(\text{NTU}[11]^0,22)*(\exp(-C[11]*(\text{NTU}[11]^0,78))-1))$$

$$\text{Qmax}[11]=(\text{Cmin}[11]*(\text{Thumos}[10]-\text{Tagua}[12]))$$

$$\text{Q}[11]=\text{Qmax}[11]*e[11]$$

$$\text{Q}[11]=mhumos*Cphumos*(\text{Thumos}[10]-\text{Thumos}[11])$$

$$\text{Q}[11]=magua*Cpagua*(\text{Tagua}[11]-\text{Tagua}[12])$$

"Perdida de Carga "

$$\text{Kf}[11]=4,567*(\text{Reout}[11]^(-0,242))*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[11]/D0)^(-0,546))$$

$$\text{sigma}[11]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$\text{Per}[11]=(\text{Kf}[11])*((denhumos*(vmax[11]^2))/2)$$

"12!!"**"Coeficiente convección externa"**

$$\text{Reout}[12]=vmax[12]*D0*denhumos/muhumos$$

$$\text{Smin}[12]=2*nf*L*(P3[12]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \{m2\}$$

$$vmax[12]=mhumos/(\text{Smin}[12]*denhumos) \{m/s\}$$

$$\text{Nuout}[12]=0,3*((\text{Reout}[12])^0,625)*((At/Aw)^(-0,375))*(\text{prhumos}^(1/3))$$

$$h0[12]=(\text{Nuout}[12]*khumos)/D0 \{W/(m2\cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$\text{Rein}[12]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$\text{Nuin}[12]=0,023*(\text{Rein}[12]^0,8)*(Pragua^(0,4))$$

$$hi[12]=(\text{Nuin}[12]*kagua)/Di \{W/(m2\cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$\text{He}[12]=h*((1+(ge/(2*h))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0)))) \{m\}$$

$$m[12]=(2/(((1/h0[12])+Rfo)*ka*ge))^0,5$$

$$\text{renda}[12]=((\text{TANH}(m[12]*\text{He}[12]))/(m[12]*\text{He}[12]))*(1-0,058*(m[12]*\text{He}[12]))$$

$$\text{rend0}[12]=1-(Af/At)*(1-\text{renda}[12])$$

$$\text{Ut}[12]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[12]*Ai))+(At*\ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+1/(h0[12]*\text{rend0}[12]))$$

"NTU methode"

$$\text{Ch}[12]=mhumos*Cphumos$$

$$\text{Ca}[12]=magua*Cpagua$$

$$\text{Cmin}[12]=\text{Ch}[12]$$

$$\text{C}[12]=(\text{Cmin}[12]/\text{Ca}[12])$$

$$\text{NTU}[12]=(\text{Ut}[12]*At)/\text{Cmin}[12]$$

$$e[12]=1-\exp((1/C[12])*(\text{NTU}[12]^0,22)*(\exp(-C[12]*(\text{NTU}[12]^0,78))-1))$$

$$\text{Qmax}[12]=(\text{Cmin}[12]*(\text{Thumos}[11]-\text{Tagua}[13]))$$

$$\text{Q}[12]=\text{Qmax}[12]*e[12]$$

$$\text{Q}[12]=mhumos*Cphumos*(\text{Thumos}[11]-\text{Thumos}[12])$$

$$\text{Q}[12]=magua*Cpagua*(\text{Tagua}[12]-\text{Tagua}[13])$$

"Perdida de Carga "

$$\text{Kf}[12]=4,567*(\text{Reout}[12]^(-0,242))*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[12]/D0)^(-0,546))$$

$$\text{sigma}[12]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$\text{Per}[12]=(\text{Kf}[12])*((denhumos*(vmax[12]^2))/2)$$

"13!"**"Coeficiente convección externa"**

$$\text{Reout}[13]=vmax[13]*D0*denhumos/muhumos$$

$$\text{Smin}[13]=2*nf*L*(P3[13]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \{m2\}$$



$$v_{max}[13]=m_{humos}/(S_{min}[13]*\rho_{humos}) \text{ {m/s}}$$

$$Nu_{out}[13]=0,3*((Re_{out}[13])^{0,625}*((A_t/A_w)^{-0,375})*(\rho_{humos}^{1/3}))$$

$$h_0[13]=(Nu_{out}[13]*k_{humos})/D_0 \text{ {W/(m}^2\cdot\text{K)}}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Re_{in}[13]=(v_{tubos}*D_i*\rho_{agua})/\mu_{agua}$$

$$Nu_{in}[13]=0,023*(Re_{in}[13]^{0,8})*(Pr_{agua}^{0,4})$$

$$h_i[13]=(Nu_{in}[13]*k_{agua})/D_i \text{ {W/(m}^2\cdot\text{K)}}$$

"Calculo aletas"

$$He[13]=h*((1+(g_e/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D_0+2*h)/D_0)))) \text{ {m}}$$

$$m[13]=2/(((1/h_0[13])+R_{fo})*k_a*g_e)^{0,5}$$

$$renda[13]=((\text{TANH}(m[13]*He[13]))/(m[13]*He[13]))*(1-0,058*(m[13]*He[13]))$$

$$rend_0[13]=1-(A_f/A_t)*(1-renda[13])$$

$$U_t[13]=1/((R_{fi}*(A_t/A_i))+R_{fo}+(A_t/(h_i[13]*A_i))+(A_t*\ln(D_0/D_i)/(2*\pi*k_a*L))+1/(h_0[13]*rend_0[13]))$$

"NTU methode"

$$Ch[13]=m_{humos}*C_{phumos}$$

$$Ca[13]=m_{agua}*C_{pagua}$$

$$C_{min}[13]=Ch[13]$$

$$C[13]=(C_{min}[13]/Ca[13])$$

$$NTU[13]=(U_t[13]*A_t)/C_{min}[13]$$

$$e[13]=1-\exp((1/C[13])*(NTU[13]^{0,22})*(\exp(-C[13]*(NTU[13]^{0,78}))-1))$$

$$Q_{max}[13]=(C_{min}[13]*(Thumos[12]-Tagua[14]))$$

$$Q[13]=Q_{max}[13]*e[13]$$

$$Q[13]=m_{humos}*C_{phumos}*(Thumos[12]-Thumos[13])$$

$$Q[13]=m_{agua}*C_{pagua}*(Tagua[13]-Tagua[14])$$

"Perdida de Carga "

$$K_f[13]=4,567*(Re_{out}[13]^{-0,242}*((A_t/A_w)^{0,504})*((P_1/D_0)^{-0,376})*(P_2[13]/D_0)^{-0,546})$$

$$\sigma[13]=((P_1-D_0-2*h*g_e)/(g_e+s))/P_1$$

$$Per[13]=(K_f[13]*(\rho_{humos}*(v_{max}[13]^2)))/2$$

"14!! "

"Coeficiente convección externa"

$$Re_{out}[14]=v_{max}[14]*D_0*\rho_{humos}/\mu_{humos}$$

$$S_{min}[14]=2*n_f*L*(P_3[14]-D_0-((2*g_e*h)/(g_e+s))) \text{ {m}^2}$$

$$v_{max}[14]=m_{humos}/(S_{min}[14]*\rho_{humos}) \text{ {m/s}}$$

$$Nu_{out}[14]=0,3*((Re_{out}[14])^{0,625}*((A_t/A_w)^{-0,375})*(\rho_{humos}^{1/3}))$$

$$h_0[14]=(Nu_{out}[14]*k_{humos})/D_0 \text{ {W/(m}^2\cdot\text{K)}}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Re_{in}[14]=(v_{tubos}*D_i*\rho_{agua})/\mu_{agua}$$

$$Nu_{in}[14]=0,023*(Re_{in}[14]^{0,8})*(Pr_{agua}^{0,4})$$

$$h_i[14]=(Nu_{in}[14]*k_{agua})/D_i \text{ {W/(m}^2\cdot\text{K)}}$$

"Calculo aletas"

$$He[14]=h*((1+(g_e/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D_0+2*h)/D_0)))) \text{ {m}}$$

$$m[14]=2/(((1/h_0[14])+R_{fo})*k_a*g_e)^{0,5}$$

$$renda[14]=((\text{TANH}(m[14]*He[14]))/(m[14]*He[14]))*(1-0,058*(m[14]*He[14]))$$

$$rend_0[14]=1-(A_f/A_t)*(1-renda[14])$$

$$U_t[14]=1/((R_{fi}*(A_t/A_i))+R_{fo}+(A_t/(h_i[14]*A_i))+(A_t*\ln(D_0/D_i)/(2*\pi*k_a*L))+1/(h_0[14]*rend_0[14]))$$

"NTU methode"

$$Ch[14]=m_{humos}*C_{phumos}$$

$$Ca[14]=m_{agua}*C_{pagua}$$

$$C_{min}[14]=Ch[14]$$

$$C[14]=(C_{min}[14]/Ca[14])$$

$$NTU[14]=(U_t[14]*A_t)/C_{min}[14]$$

$$e[14]=1-\exp((1/C[14])*(NTU[14]^{0,22})*(\exp(-C[14]*(NTU[14]^{0,78}))-1))$$

$$Q_{max}[14]=(C_{min}[14]*(Thumos[13]-Tagua[15]))$$

$$Q[14]=Q_{max}[14]*e[14]$$

$$Q[14]=m_{humos}*C_{phumos}*(Thumos[13]-Thumos[14])$$

$$Q[14]=m_{agua}*C_{pagua}*(Tagua[14]-Tagua[15])$$

"Perdida de Carga "



$$Kf[14]=4,567*(Reout[14]^(-0,242))*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[14]/D0)^(-0,546))$$

$$\sigma[14]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[14]=(Kf[14])*((denhumos*(vmax[14]^2))/2)$$

"15!!"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[15]=vmax[15]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[15]=2*nf*L*(P3[15]-D0-((2*ge*h)/(ge+s)))\{m2\}$$

$$vmax[15]=mhumos/(Smin[15]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[15]=0,3*((Reout[15])^0,625)*((At/Aw)^(-0,375))*(\prhumos^{(1/3)})$$

$$h0[15]=(Nuout[15]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[15]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[15]=0,023*(Rein[15]^0,8)*(Pragua^(0,4))$$

$$hi[15]=(Nuin[15]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[15]=h*((1+(ge/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0)))) \{m\}$$

$$m[15]=(2/(((1/h0[7])+Rfo)*ka*ge))^0,5$$

$$renda[15]=((TANH(m[15]*He[15]))/(m[15]*He[15]))*(1-0,058*(m[15]*He[15]))$$

$$rend0[15]=1-(Af/At)*(1-renda[15])$$

$$Ut[15]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[15]*Ai))+(At*\ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+1/(h0[15]*rend0[15]))$$

"NTU methode"

$$Ch[15]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[15]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[15]=Ch[15]$$

$$C[15]=(Cmin[15]/Ca[15])$$

$$NTU[15]=(Ut[15]*At)/Cmin[15]$$

$$e[15]=1-\exp((1/C[15])*(NTU[15]^0,22)*(\exp(-C[15]*(NTU[15]^0,78))-1))$$

$$Qmax[15]=(Cmin[15]*(Thumos[14]-Tagua[16]))$$

$$Q[15]=Qmax[15]*e[15]$$

$$Q[15]=mhumos*Cphumos*(Thumos[14]-Thumos[15])$$

$$Q[15]=magua*Cpagua*(Tagua[15]-Tagua[16])$$

"Perdida de Carga "

$$Kf[15]=4,567*(Reout[15]^(-0,242))*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[15]/D0)^(-0,546))$$

$$\sigma[15]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[15]=(Kf[15])*((denhumos*(vmax[15]^2))/2)$$

"16!!"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[16]=vmax[8]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[16]=2*nf*L*(P3[16]-D0-((2*ge*h)/(ge+s)))\{m2\}$$

$$vmax[16]=mhumos/(Smin[16]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[16]=0,3*((Reout[16])^0,625)*((At/Aw)^(-0,375))*(\prhumos^{(1/3)})$$

$$h0[16]=(Nuout[16]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[16]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[16]=0,023*(Rein[16]^0,8)*(Pragua^(0,4))$$

$$hi[16]=(Nuin[16]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[16]=h*((1+(ge/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0)))) \{m\}$$

$$m[16]=(2/(((1/h0[8])+Rfo)*ka*ge))^0,5$$

$$renda[16]=((TANH(m[16]*He[16]))/(m[16]*He[16]))*(1-0,058*(m[16]*He[16]))$$

$$rend0[16]=1-(Af/At)*(1-renda[16])$$

$$Ut[16]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[16]*Ai))+(At*\ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+1/(h0[16]*rend0[16]))$$

"NTU methode"

$$Ch[16]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[16]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[16]=Ch[16]$$



$$C[16]=(Cmin[16]/Ca[16])$$

$$NTU[16]=(Ut[16]*At)/Cmin[16]$$

$$e[16]=1-\exp((1/C[16])*(NTU[16]^0,22)*(\exp(-C[16]*(NTU[16]^0,78))-1))$$

$$Qmax[16]=(Cmin[8]*(Thumos[15]-Tagua[17]))$$

$$Q[16]=Qmax[16]*e[16]$$

$$Q[16]=mhumos*Cphumos*(Thumos[15]-Thumos[16])$$

$$Q[16]=magua*Cpagua*(Tagua[16]-Tagua[17])$$

"Perdida de Carga "

$$Kf[16]=4,567*(Reout[16]^(-0,242))*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[16]/D0)^(-0,546))$$

$$\sigma[16]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[16]=(Kf[16])*((denhumos*(vmax[16]^2))/2)$$

"17!"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[17]=vmax[17]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[17]=2*nf*L*(P3[17]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \{m2\}$$

$$vmax[17]=mhumos/(Smin[17]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[17]=0,3*((Reout[17])^0,625)*((At/Aw)^(-0,375))*(\prhumos^(1/3))$$

$$h0[17]=(Nuout[17]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[17]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[17]=0,023*(Rein[17]^0,8)*(Pragua^(0,4))$$

$$hi[17]=(Nuin[17]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[17]=h*((1+(ge/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0)))) \{m\}$$

$$m[17]=2/(((1/h0[17])+Rfo)*ka*ge)^0,5$$

$$renda[17]=((TANH(m[17]*He[17]))/(m[17]*He[17]))*(1-0,058*(m[17]*He[17]))$$

$$rend0[17]=1-(Af/At)*(1-renda[17])$$

$$Ut[17]=1/((Rfi*(At/Ai))+Rfo+(At/(hi[17]*Ai))+(At*\ln(D0/Di)/(2*pi*ka*L))+(1/(h0[17]*rend0[17])))$$

"NTU methode"

$$Ch[17]=mhumos*Cphumos$$

$$Ca[17]=magua*Cpagua$$

$$Cmin[17]=Ch[17]$$

$$C[17]=(Cmin[17]/Ca[17])$$

$$NTU[17]=(Ut[17]*At)/Cmin[17]$$

$$e[17]=1-\exp((1/C[17])*(NTU[17]^0,22)*(\exp(-C[17]*(NTU[17]^0,78))-1))$$

$$Qmax[17]=(Cmin[17]*(Thumos[16]-Tagua[18]))$$

$$Q[17]=Qmax[17]*e[17]$$

$$Q[17]=mhumos*Cphumos*(Thumos[16]-Thumos[17])$$

$$Q[17]=magua*Cpagua*(Tagua[17]-Tagua[18])$$

"Perdida de Carga "

$$Kf[17]=4,567*(Reout[17]^(-0,242))*((At/Aw)^(0,504))*((P1/D0)^(-0,376))*((P2[17]/D0)^(-0,546))$$

$$\sigma[17]=((P1-D0-2*h*ge)/(ge+s))/P1$$

$$Per[17]=(Kf[17])*((denhumos*(vmax[17]^2))/2)$$

"18!"

"Coeficiente convección externa"

$$Reout[18]=vmax[18]*D0*denhumos/muhumos$$

$$Smin[18]=2*nf*L*(P3[18]-D0-((2*ge*h)/(ge+s))) \{m2\}$$

$$vmax[18]=mhumos/(Smin[18]*denhumos) \{m/s\}$$

$$Nuout[18]=0,3*((Reout[18])^0,625)*((At/Aw)^(-0,375))*(\prhumos^(1/3))$$

$$h0[18]=(Nuout[18]*khumos)/D0 \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo del coeficiente interno"

$$Rein[18]=(vtubos*Di*denagua)/muagua$$

$$Nuin[18]=0,023*(Rein[18]^0,8)*(Pragua^(0,4))$$

$$hi[18]=(Nuin[18]*kagua)/Di \{W/(m2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$He[18]=h*((1+(ge/(2*h)))*(1+0,35*\ln((D0+2*h)/D0)))) \{m\}$$

$$m[18]=2/(((1/h0[18])+Rfo)*ka*ge)^0,5$$

$$renda[18]=((TANH(m[18]*He[18]))/(m[18]*He[18]))*(1-0,058*(m[18]*He[18]))$$



$$\text{rend0}[18]=1-(\text{Af}/\text{At})*(1-\text{renda}[18])$$

$$\text{Ut}[18]=1/((\text{Rfi}*(\text{At}/\text{Ai}))+\text{Rfo}+(\text{At}/(\text{hi}[18]*\text{Ai}))+(\text{At}*\ln(\text{D0}/\text{Di})/(2*\pi*\text{ka}*L))+1/(\text{h0}[18]*\text{rend0}[18]))$$

"NTU methode"

$$\text{Ch}[18]=\text{mhumos}*C\text{phumos}$$

$$\text{Ca}[18]=\text{magua}*C\text{pagua}$$

$$\text{Cmin}[18]=\text{Ch}[18]$$

$$\text{C}[18]=(\text{Cmin}[18]/\text{Ca}[18])$$

$$\text{NTU}[18]=(\text{Ut}[18]*\text{At})/\text{Cmin}[18]$$

$$\text{e}[18]=1-\exp((1/\text{C}[18])*(\text{NTU}[18]^0,22)*(\exp(-\text{C}[18]*(\text{NTU}[18]^0,78))-1))$$

$$\text{Qmax}[18]=(\text{Cmin}[18]*(\text{Thumos}[17]-\text{Tagua}[19]))$$

$$\text{Q}[18]=\text{Qmax}[18]*\text{e}[18]$$

$$\text{Q}[18]=\text{mhumos}*C\text{phumos}*(\text{Thumos}[17]-\text{Thumos}[18])$$

$$\text{Q}[18]=\text{magua}*C\text{pagua}*(\text{Tagua}[18]-\text{Tagua}[19])$$

"Perdida de Carga "

$$\text{Kf}[18]=4,567*(\text{Reout}[18]^(-0,242))*((\text{At}/\text{Aw})^(0,504))*((\text{P1}/\text{D0})^(-0,376))*((\text{P2}[18]/\text{D0})^(-0,546))$$

$$\text{sigma}[18]=((\text{P1}-\text{D0}-2*\text{h}*ge)/(\text{ge}+\text{s}))/\text{P1}$$

$$\text{Per}[18]=(\text{Kf}[18])*((\text{denhumos}*(\text{vmax}[18]^2))/2)$$

"19"

"Coeficiente convección externa"

$$\text{Reout}[19]=\text{vmax}[19]*\text{D0}*\text{denhumos}/\text{muhumos}$$

$$\text{Smin}[19]=2*\text{nf}*L*(\text{P3}[19]-\text{D0}-((2*ge*h)/(ge+s)))$$

{m2}

$$\text{vmax}[19]=\text{mhumos}/(\text{Smin}[19]*\text{denhumos})$$

{m/s}

$$\text{Nuout}[19]=0,3*((\text{Reout}[19])^0,625)*((\text{At}/\text{Aw})^(-0,375))*(\text{prhumos}^(1/3))$$

$$\text{h0}[19]=(\text{Nuout}[19]*\text{khumos})/\text{D0}$$

{W/(m2·K)}

"Calculo del coeficiente interno"

$$\text{Rein}[19]=(\text{vtubos}*Di*\text{denagua})/\text{muagua}$$

$$\text{Nuin}[19]=0,023*(\text{Rein}[19]^0,8)*(\text{Pragua}^(0,4))$$

$$\text{hi}[19]=(\text{Nuin}[19]*\text{kgua})/Di$$

{W/(m2·K)}

"Calculo aletas"

$$\text{He}[19]=\text{h}*((1+(\text{ge}/(2*h))*(1+0,35*\ln((\text{D0}+2*h)/\text{D0}))))$$

{m}

$$\text{m}[19]=(2/(((1/\text{h0}[19])+\text{Rfo})*\text{ka}*ge))^0,5$$

$$\text{renda}[19]=((\text{TANH}(\text{m}[19]*\text{He}[19]))/(\text{m}[19]*\text{He}[19]))*(1-0,058*(\text{m}[19]*\text{He}[19]))$$

$$\text{rend0}[19]=1-(\text{Af}/\text{At})*(1-\text{renda}[19])$$

$$\text{Ut}[19]=1/((\text{Rfi}*(\text{At}/\text{Ai}))+\text{Rfo}+(\text{At}/(\text{hi}[19]*\text{Ai}))+(\text{At}*\ln(\text{D0}/\text{Di})/(2*\pi*\text{ka}*L))+1/(\text{h0}[19]*\text{rend0}[19]))$$

"NTU methode"

$$\text{Ch}[19]=\text{mhumos}*C\text{phumos}$$

$$\text{Ca}[19]=\text{magua}*C\text{pagua}$$

$$\text{Cmin}[19]=\text{Ch}[19]$$

$$\text{C}[19]=(\text{Cmin}[19]/\text{Ca}[19])$$

$$\text{NTU}[19]=(\text{Ut}[19]*\text{At})/\text{Cmin}[19]$$

$$\text{e}[19]=1-\exp((1/\text{C}[19])*(\text{NTU}[19]^0,22)*(\exp(-\text{C}[19]*(\text{NTU}[19]^0,78))-1))$$

$$\text{Qmax}[19]=(\text{Cmin}[19]*(\text{Thumos}[18]-\text{Tagua}[20]))$$

$$\text{Q}[19]=\text{Qmax}[19]*\text{e}[19]$$

$$\text{Q}[19]=\text{mhumos}*C\text{phumos}*(\text{Thumos}[18]-\text{Thumos}[19])$$

$$\text{Q}[19]=\text{magua}*C\text{pagua}*(\text{Tagua}[19]-\text{Tagua}[20])$$

"Perdida de Carga "

$$\text{Kf}[19]=4,567*(\text{Reout}[19]^(-0,242))*((\text{At}/\text{Aw})^(0,504))*((\text{P1}/\text{D0})^(-0,376))*((\text{P2}[19]/\text{D0})^(-0,546))$$

$$\text{sigma}[19]=((\text{P1}-\text{D0}-2*\text{h}*ge)/(\text{ge}+\text{s}))/\text{P1}$$

$$\text{Per}[19]=(\text{Kf}[19])*((\text{denhumos}*(\text{vmax}[19]^2))/2)$$

"20"

"Coeficiente convección externa"

$$\text{Reout}[20]=\text{vmax}[20]*\text{D0}*\text{denhumos}/\text{muhumos}$$

$$\text{Smin}[20]=2*\text{nf}*L*(\text{P3}[20]-\text{D0}-((2*ge*h)/(ge+s)))$$

{m2}

$$\text{vmax}[20]=\text{mhumos}/(\text{Smin}[20]*\text{denhumos})$$

{m/s}

$$\text{Nuout}[20]=0,3*((\text{Reout}[20])^0,625)*((\text{At}/\text{Aw})^(-0,375))*(\text{prhumos}^(1/3))$$

$$\text{h0}[20]=(\text{Nuout}[20]*\text{khumos})/\text{D0}$$

{W/(m2·K)}

"Calculo del coeficiente interno"



$$\text{Rein}[20]=\text{vtubos}*\text{Di}*\text{denagua}/\text{muagua}$$

$$\text{Nuin}[20]=0,023*(\text{Rein}[20]^{0,8})*(\text{Pragua}^{0,4})$$

$$\text{hi}[20]=\text{Nuin}[20]*\text{kagua}/\text{Di} \quad \{W/(m^2 \cdot K)\}$$

"Calculo aletas"

$$\text{He}[20]=h*((1+(\text{ge}/(2*h))*(1+0,35*\ln((\text{D0}+2*h)/\text{D0})))) \quad \{m\}$$

$$\text{m}[20]=2/(((1/\text{h0}[20])+\text{Rfo})*\text{ka}*\text{ge})^{0,5}$$

$$\text{renda}[20]=((\text{TANH}(\text{m}[20]*\text{He}[20]))/(\text{m}[20]*\text{He}[20]))*(1-0,058*(\text{m}[20]*\text{He}[20]))$$

$$\text{rend0}[20]=1-(\text{Af}/\text{At})*(1-\text{renda}[20])$$

$$\text{Ut}[20]=1/((\text{Rfi}*(\text{At}/\text{Ai}))+\text{Rfo}+(\text{At}/(\text{hi}[20]*\text{Ai}))+(\text{At}*\ln(\text{D0}/\text{Di})/(2*\pi*\text{ka}*L))+1/(\text{h0}[20]*\text{rend0}[20]))$$

"NTU methode"

$$\text{Ch}[20]=\text{mhumos}*C\text{phumos}$$

$$\text{Ca}[20]=\text{magua}*C\text{pagua}$$

$$\text{Cmin}[20]=\text{Ch}[20]$$

$$\text{C}[20]=\text{Cmin}[20]/\text{Ca}[20]$$

$$\text{NTU}[20]=\text{Ut}[20]*\text{At}/\text{Cmin}[20]$$

$$\text{e}[20]=1-\exp((1/\text{C}[20])*(\text{NTU}[20]^{0,22})*(\exp(-\text{C}[20]*(\text{NTU}[20]^{0,78}))-1))$$

$$\text{Qmax}[20]=\text{Cmin}[20]*(\text{Thumos}[19]-\text{Tinagua})$$

$$\text{Q}[20]=\text{Qmax}[20]*\text{e}[20]$$

$$\text{Q}[20]=\text{mhumos}*C\text{phumos}*(\text{Thumos}[19]-\text{Thumos}[20])$$

$$\text{Q}[20]=\text{magua}*C\text{pagua}*(\text{Tagua}[20]-\text{Tinagua})$$

"Perdida de Carga"

$$\text{Kf}[20]=4,567*(\text{Reout}[20]^{(-0,242)})*((\text{At}/\text{Aw})^{(0,504)})*((\text{P1}/\text{D0})^{(-0,376)})*((\text{P2}[20]/\text{D0})^{(-0,546)})$$

$$\text{sigma}[20]=((\text{P1}-\text{D0}-2*h*\text{ge})/(\text{ge}+s))/\text{P1}$$

$$\text{Per}[20]=\text{Kf}[20]*((\text{denhumos}*(\text{vmax}[20]^2))/2)$$

$$\text{Pert}=\text{sum}(\text{Per}[I];I=1;20)$$

Procedimiento de cálculo de tubos y canales del intercambiador

El diseño dimensionado de tuberías y tubos de proceso se ha realizado teniendo en cuenta las directrices establecidas por el código *ASME Boiler & pressure vessel code* (2010).

Para calcular el espesor mínimo de tubería requerido por el proceso se utiliza la ecuación B.1.

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} \quad (\text{B.1})$$

En la cual la presión de diseño de la tubería, se ha considerado 1,5 veces la presión de operación.

Una vez determinado el espesor mínimo, se establecen parámetros de seguridad de acuerdo con la ecuación B.2, en la cual c_0 y c_1 es 1mm .

$$t_{ord} \geq t + c_0 + c_1 \quad (\text{B.2})$$



Una vez calculado el grosor mínimo de pedido con la ecuación B.1. se escoge una tubería con un grosor igual o superior.

C. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL PRECALENTADOR

Cálculo del peso del intercambiador

El cálculo del peso del intercambiador se realiza utilizando el software *EES*. A continuación se presenta el sistema de ecuaciones resuelto con ayuda de este programa, explicando el procedimiento realizado.

"Datos"

$D_{te}=0,038$ [m] *"Diametro externo de los tubos [m]"*
 $D_{ti}=D_{te}-0,0032*2$ *"Diametro interno de los tubos [m]"*
 $L_t=4,44$ *"Longitud de cada tubo [m]"*
 $N_t=24$ *"Numero de tubos por canal"*
 $G_{aleta}=0,001$ *"Grosor de las aletas [m]"*
 $D_{ae}=0,038+0,03$ *"Diametro exterior de las aletas [m]"*
 $D_{ai}=D_{te}$ *"Diametro interior de las aletas [m]"*
 $S_{epal}=0,0053$ *"Separación entre las aletas [m]"*
 $L_{al}=4,2$ *"Longitud de tubo que presenta aletas [m]"*
 $D_a=7900$ *"Densidad del acero [m]"*

"Tubos"

$A_t=3,14*((D_{te}^2)/4-(D_{ti}^2)/4)$ *"Area de la seccion del tubo [m2]"*
 $V_t=A_t*L_t$ *"Volumen de metal en un tubo [m3]"*
 $P_t=V_t*D_a$ *"Peso de un tubo [kg]"*

"Aletas"

$A_a=3,14*((D_{ae}^2)/4-(D_{ai}^2)/4)$ *"Area de la aleta [m2]"*
 $V_a=A_a*G_{aleta}$ *"Volumen de la aleta [m3]"*
 $P_a=V_a*D_a$ *"Peso de una aleta [kg]"*
 $N_{al}=L_{al}/S_{epal}$ *"Numero de aletas por tubo"*
 $P_{at}=P_a*N_{al}$ *"Peso de aletas por tubo [kg]"*

"Tubo vacío"

$P_{tv}=P_t+P_{at}$ *"Peso de un tubo vacío [kg]"*

"Agua"

$V_w=3,14*((D_{ti}^2)/4)*L_t$ *"Volumen del interior de cada tubo [m3]"*
 $P_w=V_w*1000$ *"Peso del agua en el interior del tubo [kg]"*

"Peso por tubo con agua"



$P_{tt}=P_{tv}+P_w$ "Peso que incluye el peso del tubo y del agua en su interior [kg]"

"Peso por canal"

$$P_c=P_{tt}*24*2$$

"Peso por banco de tubos que incluye 24 canales en paralelo [kg]"

"Peso zona 1"

$$P[1]=9*P_c$$

[kg]"

$$F[1]=(P[1]*9,81)$$

$$L[1]=0,065*15$$

$$F[11]=F[1]/4$$

intercambiador [N]"

"Peso de la zona compacta del intercambiador que se compone de 8 canales

"Fuerza que ejerce el peso de la zona compacta del intercambiador [N]"

"Longitud de la parte compacta del intercambiador [m]"

"Fuerza repartida entre los cuatro perfiles a los que va soldado el

"Peso zona 2"

$$V_t[1]=A_t*0,6$$

$$P_t[1]=V_t[1]*D_a$$

$$P[2]=P_t[1]+P_c$$

$$F[12]=(P[2]*9,81)/4$$

"Volumen de metal en los tubos de mantenimiento [m3]"

"Peso del metal de los tubos de mantenimiento [kg]"

"Peso total de la zona de mantenimiento del intercambiador [kg]"

"Fuerza que ejerce la zona de mantenimiento del intercambiador en los 4 nudos a los que va soldada"

"Peso total intercambiador"

$$P_i[1]=P[2]+P[1]$$

$$F_i[1]=P_i[1]*9,81$$

"Peso total del intercambiador [kg]"

"Fuerza total que ejerce el intercambiador [N]"

"Peso intercambiador vacío"

$$P_{int}=(P_{tv}*18+P_t[1])*24$$

"Peso del metal del intercambiador [kg]"

Ejemplo de cálculo de perfiles a flexión

A continuación se muestra el procedimiento seguido para el análisis del perfil BC.

En primer lugar se calcula la tensión admisible.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{max}}{C_s} = \frac{350 \text{ Mpa}}{2} = 175 \text{ MPa} \quad (C.1)$$

A continuación se determina el módulo resistente mínimo de la sección del perfil.

$$W_x = \frac{M_{Fmax}}{\sigma_{adm}} = \frac{410000 \text{ Ncm}}{17500 \text{ N/cm}^2} = 23,43 \text{ cm}^3 \quad (C.2)$$

Analizando la tabla de perfiles laminados, se determina que el perfil mínimo necesario es de tipo IPN 100, con un módulo resistente de $34,2 \text{ cm}^3$.



Para el perfil escogido se determina la tensión máxima, provocada por el peso del intercambiador.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Fmax}}{W_x} = \frac{410000 \text{ Ncm}}{34,2 \text{ cm}^3} = 11988 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 119,88 \text{ MPa} \quad (\text{C.3})$$

Se comprueba que la tensión normal en el perfil no supera el límite de tensión admisible.

Ejemplo de cálculo de perfiles a pandeo

A continuación se muestra el procedimiento de cálculo de la carga crítica del perfil AG. Para determinar el método de cálculo necesario, se comparan los valores de la esbeltez del perfil y la esbeltez mínima del material.

En primer lugar se determina el valor de la esbeltez límite.

$$\lambda_{lim} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_e}} = 3,14 \sqrt{\frac{210000 \text{ Mpa}}{350 \text{ Mpa}}} = 76,91 \quad (\text{C.4})$$

Seguidamente se realiza el cálculo de la esbeltez del perfil analizado (IPN 100).

$$\lambda = \frac{l_v}{i_{min}} = \frac{0,7 \cdot 250 \text{ cm}}{1,07 \text{ cm}} = 163,55 \quad (\text{C.5})$$

Se observa que la esbeltez del perfil es superior a la esbeltez límite, por lo que la carga crítica se obtiene mediante la fórmula de *Euler*.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l_v^2} = \frac{3,14^2 \cdot (200 \cdot 10^5) \cdot 12,2}{175^2} = 78.555 \text{ N} \quad (\text{C.6})$$

Teniendo en cuenta el coeficiente de seguridad, la carga crítica se obtiene según la siguiente expresión.

$$P_{crr} = \frac{P_{cr}}{C_s} = \frac{78555 \text{ N}}{2} = 39.277 \text{ N} \quad (\text{C.7})$$



Se observa que la carga crítica real es superior a la que soporta el perfil, la cual es de 33.239 N. Se considera que el perfil es adecuado.

D. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE TUBERÍAS

El diseño y dimensionado de tuberías se realiza teniendo en cuenta las directrices establecidas por el código ASME B31.1-2007.

El primer paso es determinar la presión máxima del tubo que resistirá el tubo. Se utiliza un valor de 1,5 veces la presión de operación. Después se encuentra bibliográficamente la tensión admisible del material del tubo. Mediante la ecuación D.1. se muestra el espesor mínimo de la pared.

$$t_m = \frac{P \cdot D_o}{2 \cdot (SE + P)} + A \quad (D.1)$$

El valor de A se ha considerado 1,5 mm; 1 mm por corrosión i/o erosión y 0,5 mm por la tolerancia del fabricante.

Una vez calculado el grosor mínimo de pedido con la ecuación D.1. se escoge una tubería con un grosor igual o superior.

Para el cálculo de pérdidas de cargas en primer se utilizan las ecuaciones de Darcy que se muestran a continuación en las expresiones D.2 y D.3.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} \right) \quad (D.2)$$

$$h = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (D.3)$$

También se tiene en cuenta las pérdidas de carga en singularidades que se calculan mediante la ecuación D.4.

$$h = K \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (D.4)$$



El valor de K depende de los tipos de singularidades y en la tabla D.1. se resumen los valores aproximados para cálculos rápidos. La suma de los dos valores de h multiplicados por la densidad y la gravedad específica resulta la presión en Pa.

Tabla D.1. Valores de K para diferentes tipos de accesorios.

Singularidades	K
Válvula esférica (totalmente abierta)	10
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2,5
Válvula de retención (totalmente abierta)	2
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0,2
Válvula de compuerta (abierta 3/4)	1,15
Válvula de compuerta (abierta 1/2)	5,6
Válvula de compuerta (abierta 1/4)	24
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	0
T por salida lateral	1,8
Codo a 90° de radio corto (con bridas)	0,9
Codo a 90° de radio normal (con bridas)	0,75
Codo a 90° de radio grande (con bridas)	0,6
Codo a 45° de radio corto (con bridas)	0,45
Codo a 45° de radio normal (con bridas)	0,4



Codo a 45° de radio grande (con bridas)

10

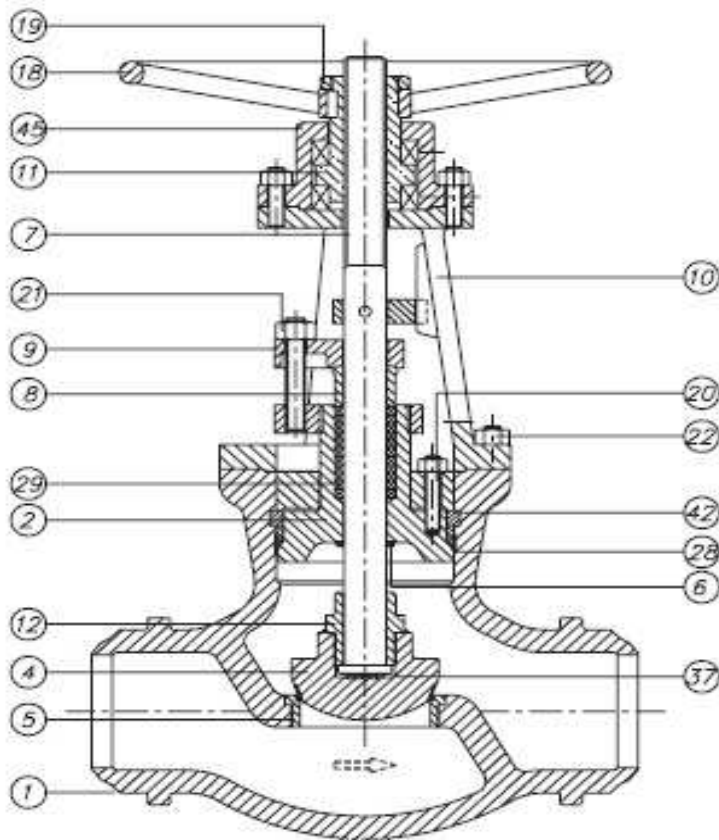
E. HOJAS DE ESPECIFICACIÓN DE LAS VÁLVULAS



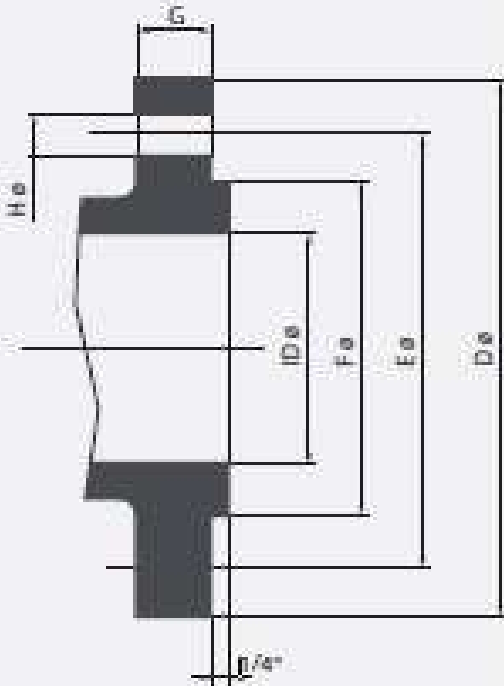
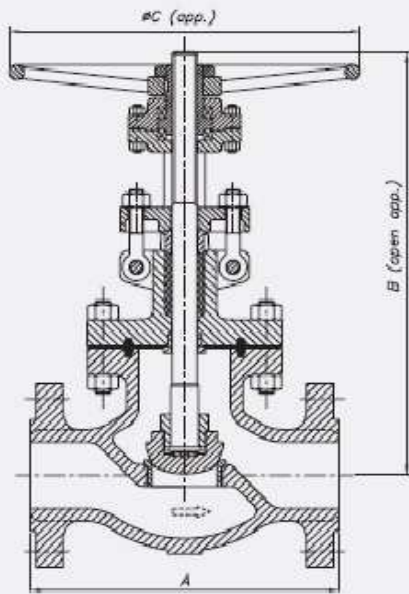
ID		Globe valve	
Page N°	1	Operating conditions	
Date	02/04/2014	Service	Water
Company	Open System	Temperature	30 °C
Client	Bayer MS, S.L.	Pressure	6 bar
Manufacturer	JC Valves*	Inlet flow	34 m3/h
Operating mode	Manual	Vapor fraction	0
Item N°	VG300BB	Localization	
Design code	ASME B16.34	V-92	13040-048-65-10HJ100RB
TAG	V-92/93/117	V-93	13040-047-65-10HJ100RB
N°	3	V-117	13040-049-65-10HJ100RB
Diagram	P&ID		

Design & Materials

	Material		Material
1 Body	A 351 Gr. CF8M	18 Handwheel	Carbon Steel
2 Bonnet	A 351 Gr. CF8M	19 Handweel Nut	Steel
4 Disc	A 182 Gr. F316 + Stellite	20 Bonnet Bolt & Nut	A 194 Gr. 2H
5 Seat Ring	A 182 F316 + Stellite	21 Bolt & Nut	A 194 Gr. 2H
6 Backseat	Stellite	22 Yoke Bolt & Nut	A 194 Gr. 2H
7 Stem	A 182 Gr. F 316	28 Gasket	SS 316 L
8 Gland	A 182 Gr. F 316	29 Stem Packing	Graphite
9 Gland Flange	A 182 Gr. F 304	37 Thrust Washer	A 182 Gr. F316
10 Yoke	A 351 Gr. CF8M	42 Segmental Ring	A 182 Gr. F316
11 Stem Nut	A 439 Gr. D2	45 Lock Nut	A 182 Gr. F316
12 Disc Nut	A 182 Gr. F316		



Sizing



Dn (mm/inch)	B (mm)	A (mm)
65 (2 1/2")	376	292
F (mm)	G (mm)	ØC (mm)
109,5	25,4	250

Weight (kg)	Cv
43	55

ID (mm)	D (mm)	E (mm)
65	187,4	147,6

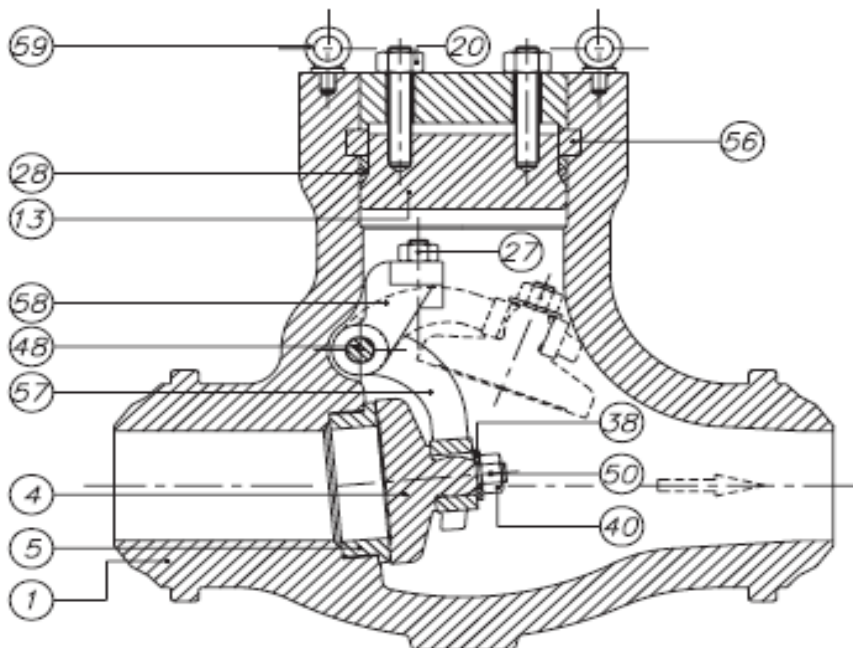
H (mm)	N° holes
20,2	8

*Website: <http://es.jc-valves.com/catalogues>

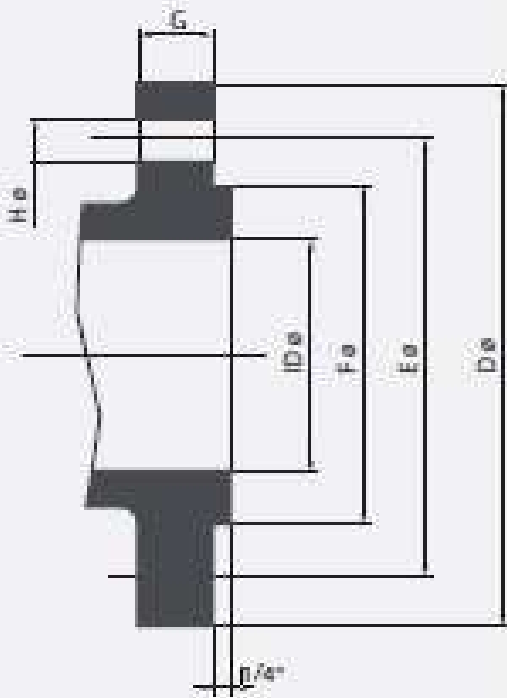
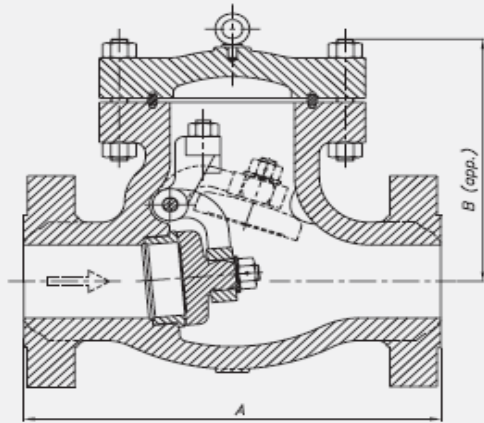
ID		Check valve	
Page N°	2	Operating conditions	
Date	02/04/2014	Service	Water
Company	Open System	Temperature	30 ° C
Client	Bayer MS, S.L.	Pressure	6 bar
Manufacturer	JC Valves*	Intlet flow	34 m3/h
Operating mode	Manual	Vapor fraction	0
Item N°	VR600BC	Localization	
Design code	ASME B16.34	VR-3	13040-047-65-10HJ100RB
TAG	VR-3		
N°	1		
Diagram	P&ID		

Design & Materials

	Material
1 Body	A 351 Gr. CF8M
4 Disc	A 182 Gr. F316
5 Seat Ring	A 105 + Stellite
13 Cover	A 351 Gr. CF8M
20 Cover Bolt & Nut	A 193 Gr. B7
27 Bracket Stud & Nut	A 193 Gr. B8M
28 Gasket	SS 316L
38 Washer	AISI 316
40 Disc Nut	AISI 316
48 Hinge Pin	A 182 Gr. F316
50 Split Pin	AISI 316
57 Hinge	A 351 Gr. CF8M
58 Hinge Bracket	A 351 Gr. CF8M
59 Lifting Hook	A 105



Sizing



Dn (mm/inch)	B (mm)	A (mm)
65 (2 1/2")	207	330
Weight (kg)	Cv	
45	175	

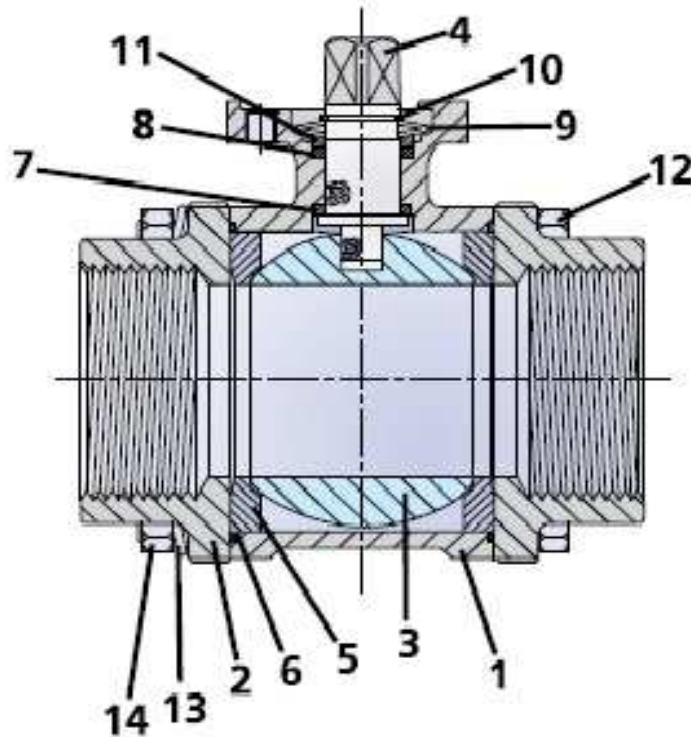
ID (mm)	D (mm)	E (mm)
65	187,4	147,6
H (mm)	N° holes	
20,2	8	
G (mm)	F (mm)	
28,6	109,5	

*Website: <http://es.jc-valves.com/catalogues>

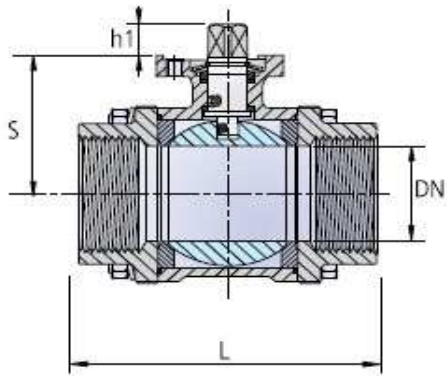
ID		Electrically actuated valve	
Page N°	3	Operating conditions	
Date	32/04/2014	Service	Water
Company	Open System	Temperature	30 °C
Client	Bayer MS, S.L.	Pressure	6 bar
Manufacturer	Proinval*	Intlet flow	34 m3/h
Operating mode	Automatic	Vapor fraction	0
Item N°	BVP 18MD	Localization	
Design code	ASME B16.34	V-115	13040-047-65-10HJ100RB
TAG	V-115/116	V-116	13040-049-65-10HJ100RB
N°	2		
Diagram	P&ID		

Design & Materials

	Material		Material
1 Body	A 351 Gr. CF8M	13 Clamping Ring	Carbon Steel
2 Cap	A 351 Gr. CF8M	14 Nut	Steel
3 Ball	A 351 Gr. CF8M		
4 Shaft	AISI 316		
5 Backseat	PTFE		
6 Body Gasket	PTFE		
8 Push Gasket	PTFE		
9 Packing	PTFE		
10 Safety Ring	A 351 Gr. CF8M		
11 Press Ring	A 439 Gr. D2		
12 Bolt	A 182 Gr. F316		

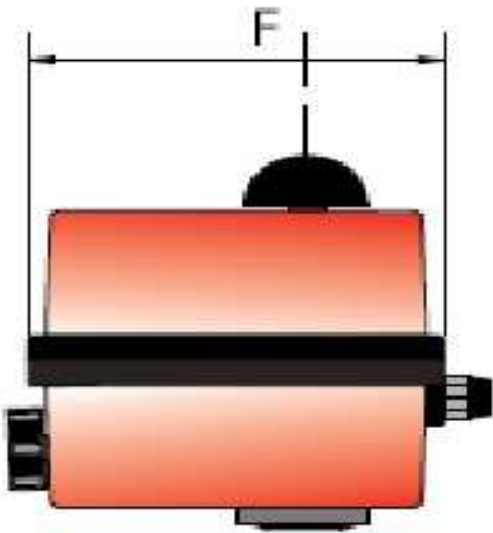


Sizing



Dn (mm/inch)	S (mm)	L (mm)
65 (2 1/2")	376	292
h1 (mm)	Cv	Weight (kg)
109,5	25,4	250

Actuator



Body part	Material
Shell	Polymer
Reductor	Treated Steel
Shaft	Chromed Steel
Camshafts	Steel

Design characteristics

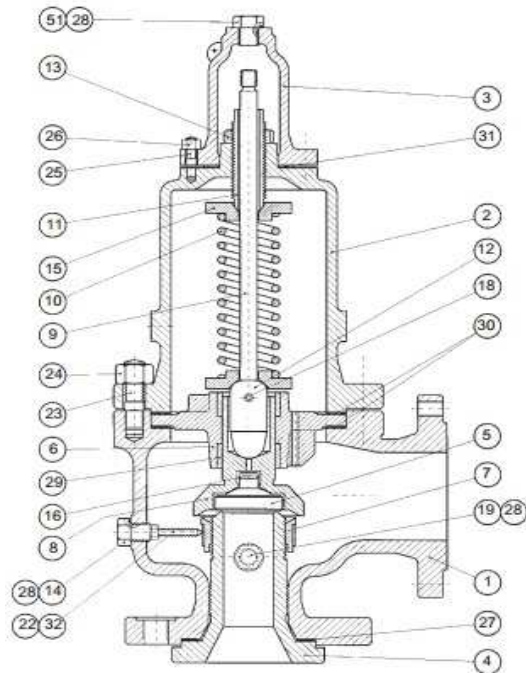
Monophasic electric actuator 220V/50Hz - 24V AC/DC

*Website: <http://www.groupproinval.com/uploadsSystem/shopping/files/files/xbgrbqvuxhhbcrafetecgtvu.pdf>

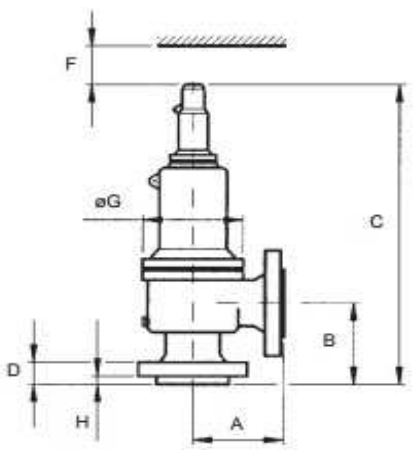
ID		Relief valve	
Page N°	4	Operating conditions	
Date	03/04/2014		
Company	Open System	Service	Water
Client	Bayer MS, S.L.	State	Liquid
Manufacturer	Nacional, S.A.*	Temperature	100 °C
Operating mode	Automatic	Pressure	6 bar
Item N°	3- 5211	Set Pressure	7 bar
Design code	ASME B16.34	Outlet flow	0,03 m3/h
TAG	VA-6	Back Pressure	0 bar
N°	1	Localization	
Diagram	P&ID	VA-6	13040-048-65-10HJ100RB

Design & Materials

	Material
1 Body	A 352 LC3
2 Bonnet	AISI 304
3 Cap	A 351 FC8
4 Nozzle	AISI 304 + Stellite
5 Disc	17-4-PH
6 Guide	AISI 316
7 Adjusting Ring	AISI 317
8 Disc Holder	AISI 318
9 Stem	AISI 319
10 Spring	AISI 304
11 Adjusting screw	AISI 316
12 Push Rod	17-4-PH
13 Nut	AISI 316
15 Spring Button	AISI 316
16 Disc retainer	AISI 316



Sizing

Dn (mm/inch)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)				
25 / 1"	114	105	483	34				
								
					F (mm)	ØG (mm)	100	136
					H (mm)	Weight (kg)	14	18

*Website: http://www.valvulasnacional.com/articulos-mostra-1971-esp-modelo_3_52.htm

F. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL INTERCAMBIADOR DE PLACAS

Determinación de parámetros geométricos

El primer paso, es el de calcular los parámetros geométricos necesarios para realizar los cálculos térmicos e hidráulicos del intercambiador.

Para determinar el área total de intercambio (A) hay que determinar el área efectiva de la placa mediante la utilización de la ecuación F.2.

$$A = (n - 2) \cdot A_p \quad (\text{F.1})$$

$$A_p = L_e \cdot W \quad (\text{F.2})$$

$$W = HPCD + 0,015 + D \quad (\text{F.3})$$

Para el valor del diámetro de puerto se establece un valor de 100 mm; que es un valor típico para un intercambiador de dimensiones similares y ha sido suministrado por la empresa *Indelcasa*. El área de paso por el canal se calcula mediante las ecuaciones F.4 y F.5.

$$S_c = W \cdot b \quad (\text{F.4})$$

$$b = P_t - \varepsilon \quad (\text{F.5})$$

El diámetro equivalente se calcula mediante la ecuación F.6. En este caso ϕ es 1,17.

$$D_e = \frac{2 \cdot b}{\phi} \quad (\text{F.6})$$

El número de canales se calcula mediante la ecuación F.7.

$$N_c = \frac{n-1}{2} \quad (\text{F.7})$$

Cálculo de transferencia de calor



Para calcular el coeficiente global de transferencia del intercambiador el primer paso es el de calcular los coeficientes de transferencia del fluido caliente y el fluido frío mediante la utilización de las ecuaciones F.8 a F.14.

$$Mc = \frac{M}{N_c} \quad (\text{F.8})$$

$$m = \frac{M_c}{S_c} \quad (\text{F.9})$$

$$Re = \frac{m \cdot D_e}{\eta} \quad (\text{F.10})$$

$$Nu_l = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot 1,171^{1-(0,646+0,0011 \cdot \beta)} \cdot Re^{0,646+0,0011 \cdot \beta} \quad (\text{F.11})$$

$$Nu_t = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot 1,17^{0,661} \cdot Re^{0,339} \quad (\text{F.12})$$

$$Nu = \sqrt[3]{Nu_l^3 + Nu_t^3} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (\text{F.13})$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{De} \quad (\text{F.14})$$

Finalmente con la ecuación F.15 se calcula el coeficiente total de transferencia de calor que junto a las ecuaciones F.16, F.17 y F.18 se utiliza para calcular las temperaturas de salida de ambos compuestos.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{\varepsilon}{k} + \frac{1}{h_f} \quad (\text{F.15})$$

$$Q = m_h \cdot C_p \cdot \Delta T_1 \quad (\text{F.16})$$

$$Q = m_c \cdot C_p \cdot \Delta T_2 \quad (\text{F.17})$$

$$Q = UA \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{F.18})$$



G. SIMULACIÓN DEL PROCESO

Modelo del proceso en estado estacionario

Turbina de gas

La turbina de gas es el equipo de mayor importancia en el sistema de cogeneración, debido a que la variación mínima de sus condiciones de operación puede influir de una manera significativa en el desarrollo de los procesos posteriores. En el caso del sistema estudiado, se trata de una turbina “Turbomach”⁴ que, en régimen estacionario, opera produciendo un total de 8MWe de potencia eléctrica a partir de la combustión de metano.

Una turbina de gas, desde el punto de vista de diseño, es un sistema complejo, compuesto por varios equipos. El proceso desarrollado en una turbina de gas empieza con el aumento de la presión y la inyección de los reactivos en la cámara de combustión. En esta cámara se produce la reacción de combustión de los reactivos y se genera, de esta manera, energía térmica transmitida a los productos (humos). Finalmente, se produce la expansión de los gases en la turbina, generando energía eléctrica. Los humos procedentes de la turbina son dirigidos a la caldera de cogeneración.

En el software tratado, “Aspen Hysys” no existe un equipo que pueda representar una turbina de gas de manera directa. Por ello, se considera como un conjunto de equipos en serie.

En primer lugar se definen los compresores de la turbina. Teniendo en cuenta la relación de compresión del conjunto de la turbina (17,1:1), se aplica una compresión hasta los 17 bares para cada uno de los reactivos. Éstos se tratan por separado en la entrada a la turbina, ya que en el sistema de cogeneración tratado (SoloNox) (ref. 1), el aire es inyectado en diversos puntos del reactor para conseguir una mayor conversión del metano y evitar aumentos de temperatura que pueden causar la formación de óxidos de nitrógeno. Por tanto, se definen dos compresores, uno para el aire y otro para el metano. Además, la entrada de aire, en cuanto a su composición, se considera como una mezcla de nitrógeno, oxígeno y agua, con el fin de reflejar la fracción de vapor de agua en el aire de entrada y posibilitar el posterior planteamiento de la reacción.

⁴ Modelo Taurus 70



A continuación, se define un reactor de conversión con dos entradas para reactivos y una salida para los productos de la reacción. La conversión global de la reacción se considera de 100%, ya que se trata de una combustión de metano.

En la figura G.1 se puede observar el conjunto de los compresores y la cámara de combustión de la turbina de gas simulada.

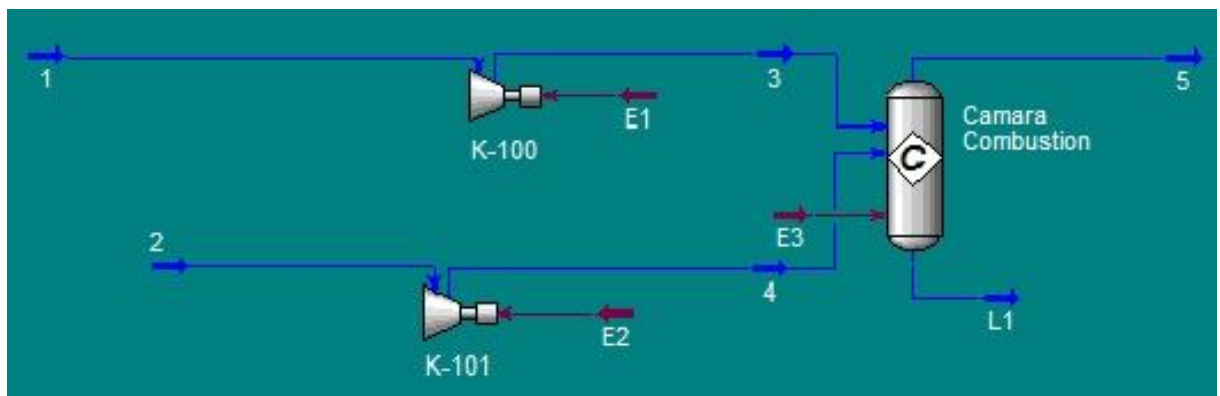


Figura G.1 Etapas de compresión y reacción en la turbina de gas.

Como se observa en la imagen, cada uno de los compresores tiene definida una entrada de energía necesaria para la compresión. Estos flujos de energía son restados, posteriormente, del total de energía producida en la expansión de los gases, para obtener el total de energía eléctrica producida por la turbina de gas.

El aporte energético (E3) es nulo ya que no se necesita un aporte especial de energía para mantener la reacción de combustión. La corriente de drenaje, "L1", aunque aparezca en el diagrama, es de caudal nulo, ya que tanto los reactivos como los productos se encuentran en fase gas y no es posible que se produzca condensación de éstos en las condiciones de operación de la turbina.

A continuación, y una vez comparados los resultados de la combustión con los datos reales, obtenidos a partir de la información proporcionada por el cliente y las especificaciones de la turbina de gas, se realiza el proceso de expansión de los gases de combustión.

En la figura G.2 se puede observar el esquema completo de la turbina de gas tratada.



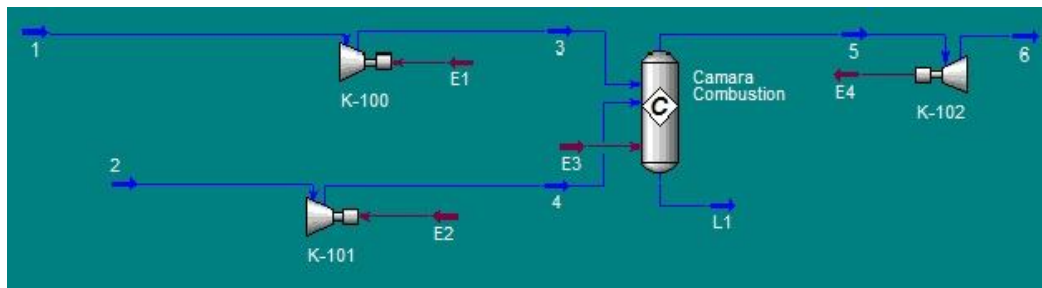


Figura G.2 Sistema de turbina de gas.

Tal y como se observa en la imagen, en la expansión se obtiene una corriente de energía (E4) con un valor de 21 MWe. Teniendo en cuenta el consumo energético de los compresores del proceso (E1 y E2), se obtiene un flujo neto de 7,8 MWe, correspondiendo a la potencia eléctrica real producida por la turbina, operando al 100% de su capacidad. Se comprueba que esta potencia concuerda con las especificaciones de la turbina. Además, se observa que la temperatura de salida de los humos de la turbina (508°C) se corresponde con las condiciones de operación reales.

Caldera de cogeneración

La caldera de un sistema de cogeneración está diseñada para poder aprovechar la energía residual de los gases de combustión. Por un lado, tiene una entrada de humos, que finalmente salen por la chimenea. Por otro lado, estos humos se utilizan para convertir en vapor de 30 bar sobrecalentado el agua que entra en la caldera. Por este motivo, la caldera se puede plantear como un conjunto de intercambiadores, utilizados para realizar, por etapas, esta conversión a vapor.

El software “Aspen Hysys” no tiene definido un equipo que englobe estos procesos en un único equipo. Por este motivo, la simulación de la caldera se realiza estudiando cada uno de los intercambiadores de la caldera por separado. El sistema se plantea de manera que los equipos se analizan por orden de paso de humos, ya que de esta manera los resultados del balance de materia y el diseño de los intercambiadores dependen del enfriamiento gradual de los propios humos. Así la simulación planteada se adapta mejor a las condiciones reales de operación, ya que la temperatura de los humos a lo largo de la caldera se obtiene a partir de valores registrados en la planta.



De acuerdo con esta condición, el primer intercambiador de la caldera en ser simulado es el sobrecalentador. De la misma manera que en los casos de los intercambiadores posteriores, éste se plantea como dos equipos diferentes que ofrece el software. Por un lado (humos) se define un cooler, mientras que para la corriente de vapor se aplica un heater, aprovechando la corriente de energía que sale del cooler de humos. Se considera que el vapor entra saturado, por lo que se conocen las condiciones de entrada de la corriente fría.

A continuación se muestra el esquema del proceso incluyendo la turbina de gas y el sobrecalentador de la caldera.

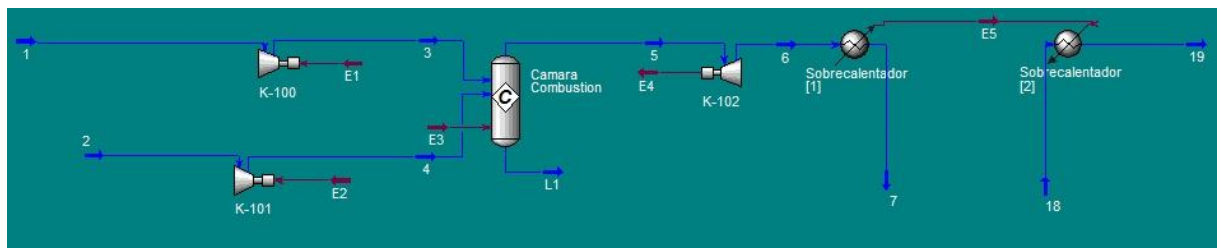


Figura G.3 Sistema de turbina de gas y escape de humos.

Tal y como se observa, los dos intercambiadores instalados corresponden al sobrecalentador de la caldera. Es muy importante evitar un cruce de temperaturas entre la corriente fría y caliente para que el proceso simulado sea factible.

El evaporador y el economizador se incluyen en la simulación de una manera similar que en el caso del sobrecalentador. En este caso las condiciones de entrada del agua al economizador están definidas por las condiciones de operación del degasificador térmico. Sin embargo, la temperatura de salida del agua del economizador se desconoce, por lo que resulta imposible definir las condiciones de entrada del agua al evaporador.

Ambos intercambiadores se plantean como un conjunto de cooler/heater. De esta manera, y aplicando la diferencia de la temperatura de los humos a su paso por cada uno de los equipos, se obtiene la temperatura de entrada de agua al evaporador.

Según los resultados obtenidos, el agua al entrar al evaporador se encuentra a una temperatura de 235°C con una fracción de vapor en estas condiciones de 0,007.

En la imagen G.4 se puede observar el conjunto de la turbina de gas y tres de los intercambiadores de la caldera.



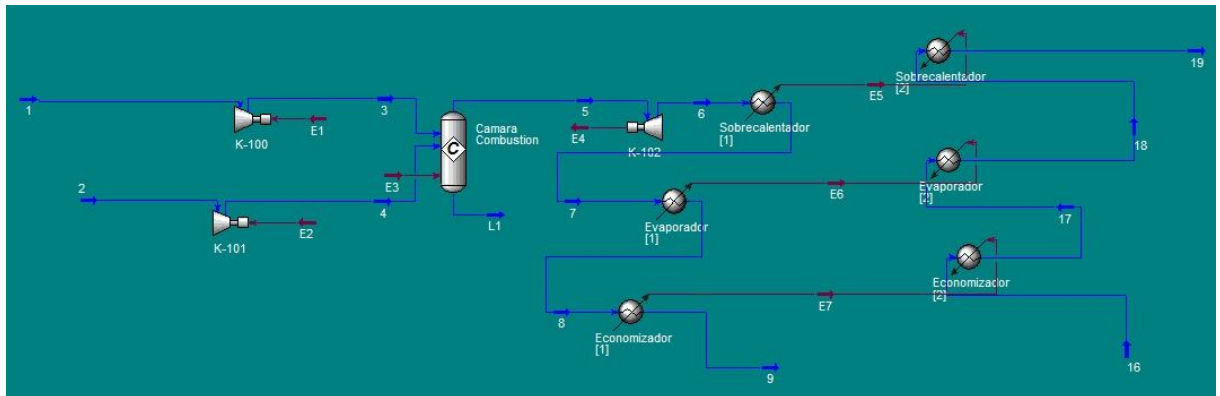


Figura G.4. Sistema de turbina de gas y escape de humos.

Finalmente, se incluye el precalentador. En este caso, el equipo se encarga de calentar el agua dirigida a las tres calderas de la planta. Por este motivo el caudal de agua que pasa por el precalentador es, prácticamente, 3 veces superior al tratado en los intercambiadores posteriores.

Por otro lado, después de pasar por este equipo, la corriente de agua dirigida a la caldera estudiada es dirigida a un desgasificador térmico. Este equipo se plantea como un intercambiador de calor, ya que su función es disminuir la solubilidad del oxígeno en agua, mediante el aumento de su temperatura. A la salida de este equipo la corriente de agua se bombea al economizador de la caldera.

El precalentador se plantea, igual que en los casos anteriores, como un conjunto cooler/heater definiendo, además, a la salida del agua del mismo un equipo “TEE”. En este equipo se realiza una división de la corriente líquida según el porcentaje desviado a cada una de las corrientes de salida.

Solidez de la simulación

Los resultados obtenidos se comparan con los datos de planta, obtenidos del cliente, y los cálculos teóricos del balance de energía para comprobar la solidez del sistema simulado.

A continuación se exponen los resultados obtenidos de las temperaturas del agua a su paso por la caldera.



Tabla G.1 Análisis de la solidez de la simulación.

Corriente	12	18	19	20
T	73	235	235	335
T teórica	74	225	234	325

La temperatura teórica corresponde a las temperaturas obtenidas del balance de energía del proceso y del diseño del nuevo precalentador.

Finalmente se analizan las variaciones de proceso debidas al cambio en las condiciones de operación del precalentador. Se considera que en aumentar la eficiencia del equipo, el aporte energético del desgasificador posterior disminuye de manera considerable. En consecuencia, se ahorra vapor de 5 bar empleado en el desgasificador.

Tabla G.2. Consumo de vapor en el desgasificador.

Precalentador	Consumo de vapor en el desgasificador
Inicial	4.838 kg/h
Nuevo	2.658 kg/h

El ahorro de vapor de 5 bar, resulta de 2.180 kg/h. Se comprueba que este valor se corresponde con el obtenido en el apartado 8.4. de evaluación económica y se comprueba el beneficio de la instalación del nuevo equipo.

Simulación del precalentador

Para simular el precalentador diseñado se define un modelo empleando el software “*Aspen Exchangers Design & Rating*”. Se trata de un problema de simulación, ya que se conocen las dimensiones del equipo, así como sus condiciones de operación.

En primer lugar se define el tipo de intercambiador. En este caso se trata de un modelo “*Aerotran*”. Una vez seleccionado el modelo se definen las condiciones de operación del equipo, tal y como se muestra en la figura G.5.



Por otro lado, se define la distribución del precalentador. Cabe decir que en este caso la distribución se considera uniforme. Sin embargo, en el equipo diseñado por *OpenSystem* la distribución de los canales a lo largo del intercambiador presenta dos zonas diferenciadas según la posibilidad de mantenimiento del equipo.

Rating/Simulation		
Number of tubes per bundle	480	
Tube passes per bundle	20	
Tube rows deep per bundle	24	
Tube Length	4200	mm
Bundles in series	1	
Bundles in parallel	1	
Blays in series		
Blays in parallel		
Fans per bay		
Fan diameter		m

Figura G.7. Distribución de los tubos en el intercambiador.

Por último se definen los materiales de fabricación y el código de diseño empleado.

Materials			
Tube	SS 316		
Fins	SS 316		
Header			
Plugs			
Gasket			
Tube thermal conductivity		W/(m K)	
Fin Thermal conductivity		W/(m K)	

Specifications			
		Hot Side	Cold Side
Design Code	ASME Code Sec VIII Div 1		
TEMA class		9	
Material standard			bar
Dimensional standard			°C
			bar
			bar
			mm

Figura G.8. Código de diseño y materiales empleados en el precalentador.

H. HOJA DE SEGURIDAD DEL GAS NATURAL

A continuación se muestra la hoja de seguridad del gas natural.



FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

1. IDENTIFICACIÓN DE LA SUSTANCIA / PREPARADO Y LA EMPRESA

Nombre del producto:	gas natural, GN		<i>gaz naturel (fr)</i> <i>natural gas (en)</i>
Identificación:	CAS 8006-14-2	EINECS 232-343-9	ONU UN1971
Componente principal:	CH ₄ (Metano) ~85%		

2. COMPOSICIÓN / INFORMACIÓN SOBRE LOS COMPONENTES

- Mezcla de gases con aproximadamente un 85% de **Metano**. Contiene pequeñas cantidades de otros hidrocarburos (etano, propano, i-butano, n-butano, i-pentano, n-pentano, exanos), N₂ y CO₂.
- Contiene gas **odorizante** añadido (tetrahidrotiofeno, *THT* o terbutilmercaptano, *TBM*).

3. IDENTIFICACIÓN DE LOS PELIGROS

- Gas extremadamente **inflamable**
- Produce una llama prácticamente invisible
- Menos denso que el aire a temperaturas superiores a -104°C
- Forma mezclas explosivas con el aire en proporciones gas-aire de 1:10 aprox.
- Por inhalación, en zonas confinadas, este gas puede producir **asfixia** por disminución del contenido de oxígeno en el aire
- Puede causar **congelación** cutánea por contacto con el gas licuado

4. PRIMEROS AUXILIOS

Inhalación:	Trasladar al afectado al aire libre . Si no respira, proporcionarle respiración artificial . Evitar que el afectado se autolesione debido a la confusión mental y desorientación transitoria, provocados por la inhalación. Recibir asistencia médica.
Ingestión:	Muy improbable. Recibir asistencia médica.
Contacto con la piel:	En caso de congelación cutánea por contacto con gas licuado, aplicar agua tibia, no quitar la ropa y recibir asistencia médica.

5. MEDIDAS DE LUCHA CONTRA INCENDIOS

Productos de la combustión:	CO ₂ , H ₂ O y CO (en deficiencia de aire y altas temperaturas)
Medios de extinción adecuados:	No intentar apagar el incendio si se puede detener la fuga antes. Refrigerar la zona afectada por la radiación con agua pulverizada. Para apagar el fuego utilizar polvo químico seco, espuma, CO ₂ o agua pulverizada.
Equipo de protección individual para incendios:	En espacios confinados, equipos de respiración autónoma de presión positiva. Trajes de aproximación en las inmediaciones del incendio.

6. MEDIDAS EN CASO DE VERTIDO ACCIDENTAL

Precauciones personales:	<ul style="list-style-type: none"> - Evacuar el área - No fumar ni hacer fuegos, alejar toda fuente de ignición - Evitar cargas electrostáticas - Cortar el suministro eléctrico - Permanecer del lado donde sopla el viento. A una distancia de seguridad de 50-60 m fuera de la nube de gas
Precauciones para la protección del Medio Ambiente:	Intentar corregir el escape
Métodos de limpieza:	Ventilar el área afectada

7. MANIPULACIÓN Y ALMACENAMIENTO

- Evitar la proximidad de fuentes de calor e ignición. **No fumar**
- Evitar en lo posible la utilización de útiles metálicos ya que tiene tendencia a almacenar electricidad estática cuando se transporta por tubería
- Utilizar equipos de trabajo y herramientas antichispas

FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

8. CONTROLES DE EXPOSICIÓN / PROTECCIÓN INDIVIDUAL

TLV:	No disponible. Calificado como asfixiante simple (Límites de exposición profesional para Agentes Químicos en España 2001 INSHT)
Ventilación:	Asegurar una buena ventilación si existen fugas
Protección corporal:	Traje de trabajo, con brazos cubiertos y no ajustado
Manos:	Guantes criogénicos en caso de manipulación de gas natural licuado
Pies:	Calzado de seguridad con suela de neopreno o similar, sin herrajes metálicos

9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

Estado físico:	Gas	Tª y presión críticas:	-65°C y 48atm
Color:	Incoloro	Tª autoignición:	538°C
Olor:	Olor típico a gas, aunque por naturaleza es inodoro	Tª ebullición:	-160°C a 1atm
		Tª congelación:	-182°C
Límite explosividad superior:	15%	Densidad a Tª amb.:	0.55 (aire=1)
Límite explosividad inferior:	5%	Hidrosolubilidad:	80ppm a 25°C
Peso molecular:	~16g/mol	Calor de combustión:	11.000 kcal/m ³ (n)

10. ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD

Estabilidad:	Inflamable y combustible
Reacciones peligrosas:	En contacto con el aire forma mezclas explosivas
Incompatibilidades:	Oxidantes fuertes
Productos de descomposición y combustión peligrosos:	CO y CO ₂

11. INFORMACIONES TOXICOLÓGICAS

Vías de entrada:	La inhalación es la más frecuente
Toxicidad:	El gas natural no es tóxico , aunque sus vapores pueden actuar como anestésicos y asfixiantes por desplazamiento del oxígeno. Los síntomas asociados a la asfixia simple son: dolor de cabeza, náuseas, vértigo, descoordinación, dificultades respiratorias, pérdida de consciencia y posible muerte por anoxia.
No presenta efectos de sensibilización, carcinogénicos, mutagénicos ni sobre la reproducción.	

12. INFORMACIONES ECOLÓGICAS

Persistencia y degradabilidad:	La vida media de biodegradación del metano es de 70 días. A temperatura ambiente está en fase gaseosa en la atmósfera, donde apenas sufre hidrólisis o fotólisis, siendo las reacciones químicas con especies radicálicas las que más contribuyen a la transformación atmosférica del metano. El metano es un gas de efecto invernadero .
Movilidad y bioacumulación:	No presenta problemas de bioacumulación ni incidencia en la cadena trófica alimenticia. El metano es prácticamente insoluble en agua, lo que indica que la bioconcentración en organismos acuáticos es mínima. Fundamentalmente permanece en la atmósfera donde es degradado químicamente.

13. CONSIDERACIONES RELATIVAS A LA ELIMINACIÓN

En lugares al aire libre dejar que se **diluya**. En lugares cerrados **ventilar**. Evitar siempre la proximidad de **focos de ignición**

14. INFORMACIONES RELATIVAS AL TRANSPORTE

Número ONU:	UN1971	Número de peligro:	23
Clase y división:	2.1 °F	Número de ficha de intervención:	4

15. INFORMACIONES REGLAMENTARIAS

Clase y división (ADR):	2.1 °F	Etiquetas de peligro:	Rombo naranja con llama negra
Símbolo:	F+		

16. OTRAS INFORMACIONES

Frases R: 12 - R12: Extremadamente inflamable	Frases S: (2-) 9-16-33 - S2: Manténgase fuera del alcance de los niños. - S9: Manténgase el recipiente en un lugar bien ventilado. - S16: Manténgase apartado de toda fuente de ignición. No fumar. - S33: Evítese la acumulación de cargas electrostáticas.
Debe asegurarse el cumplimiento de las normativas nacionales, autonómicas y locales	
Los datos indicados corresponden a nuestros conocimientos actuales y no representan una garantía	

I. CÁLCULO DE LA FORMACIÓN DE NO_x

La cantidad de NO_x formado se calcula a partir de las posibles reacciones térmicas (I.1 y I.2) y las ecuaciones para el cálculo de las constantes de equilibrio (I.3, I.4, I.5 i I.6) (ref. 8).



$$(K_{P,NO})^2 = \frac{P_{NO}^2}{P_{O_2}P_{N_2}} \quad (I.3)$$

$$K_{P,NO} = 4,71 \exp\left(-\frac{10900}{T}\right) \quad (I.4)$$

$$K_{P,NO_2} = \frac{P_{NO_2}}{P_{NO}P_{O_2}^{1/2}} \quad (I.5)$$

$$K_{P,NO_2} \left(\text{atm}^{-\frac{1}{2}}\right) = 2,5 \cdot 10^{-4} \exp\left(-\frac{6923}{T}\right) \quad (I.6)$$

Teniendo en cuenta los valores calculados anteriormente y los datos de diseño, se ha determinado la cantidad de NO y NO₂, cuyos resultados se muestran en la tabla I.1.

Tabla I.1. Valores calculados y resultados de formación de NO_x.

Variable	Valor
K _{PNO} (adimensional)	4,03·10 ⁻⁶
K _{PNO₂} (atm ^{-0,5})	3,5·10 ⁻⁸
P _{NO} (atm)	2,08·10 ⁻⁵
P _{NO₂} (atm)	1,08·10 ⁻¹²
NO (kg/h)	3,57
NO ₂ (kg/h)	2,87·10 ⁻⁴





OPTIMIZACIÓN DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE GASES DE UNA TURBINA DE GAS. DISEÑO DEL PRECALENTADOR 10W111 by [SORIANO GRACIA, ALBERTO ALVAREZ HERRERO, CARLOS](#) is licensed under a [Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 4.0 Internacional License](#).

Puede hallar permisos más allá de los concedidos con esta licencia en <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.ca>