



UNIVERSITAT JAUME I

ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES EXPERIMENTALS

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

MEJORAS ENERGÉTICAS EN UN HORNO INDUSTRIAL DE UNA EMPRESA PETROQUÍMICA

TRABAJO FIN DE GRADO

AUTOR:

GABRIEL IONUT MOLDOVAN

DIRECTOR:

RAMÓN CABELLO LOPEZ

Castellón, Mayo de 2016

Agradecimientos

Me gustaría agradecer el apoyo incondicional que he recibido siempre por parte de mi familia a lo largo de todos estos años. Sin su esfuerzo y su ayuda no hubiera sido posible.

Solo tengo palabras de gratitud para los amigos que han estado conmigo en mis buenos y mis malos momentos.

Agradezco enormemente la amabilidad con la que siempre ha estado dispuesto a ofrecerme su ayuda Ramón, mi tutor, porque sin su apoyo no hubiera podido realizar este trabajo.

Por último, no puedo no acordarme de la Universitat Jaume I y todo lo que ella representa. Agradecimientos a todos los profesores que me han formado durante todos estos años y a todos los compañeros y amigos que me han acompañado en esta travesía.

ÍNDICE

1 Memoria.....	7
1.1 Justificación	7
1.2 Antecedentes	10
1.2.1 Descripción del proceso	10
1.2.2 Descripción solución energética: Precalentamiento aire a combustión.....	11
1.3 Objeto.....	13
1.4 Alcance del trabajo.....	14
1.5 Programas de cálculo	14
1.5.1 Engineering Equation Solver	14
1.6 Temperatura de saturación del vapor de los humos: Estudio de la combustión	14
1.6.1 Justificación	14
1.6.2 Objetivos	15
1.6.3 Resultados	15
1.6.3.1 Resultado generales	15
1.6.3.2 Resultados análisis temperatura de saturación	16
1.6.4 Análisis de los resultados	17
1.6.4.1 Influencia del factor temperatura ambiente	17
1.6.4.2 Influencia del factor humedad relativa	18
1.6.4.3 Influencia del factor índice de exceso	19
1.6.5 Situación crítica	20
1.6.6 Conclusión	21
1.7 Propiedades termodinámicas de los fluidos a temperatura media de operación.....	21
1.7.1 Justificación	21
1.7.2 Resultados	21
1.8 Diseño del intercambiador	23
1.8.1 Introducción fundamentos intercambio de calor	23
1.8.2 Objetivo	24
1.8.3 Metodología	24
1.8.4 Simulación funcionamiento del intercambiador.....	25
1.8.4.1 Parámetros geométricos de diseño	25
1.8.4.2 Desarrollo teórico. Correlaciones geométricas y físicas	26
1.8.4.3 Parámetros de entrada de la simulación	26
1.8.4.4 Parámetros de salida de la simulación.....	26

1.8.4.5	Introducción de los parámetros de entrada	26
1.8.4.6	Consideraciones iniciales	27
1.8.4.7	Resultados	28
1.8.4.8	Análisis Resultados	29
1.8.4.8.1	Validez Resultados	29
1.8.4.8.2	Configuración cúbica de la carcasa	29
1.8.4.8.2.1	Transferencia de calor.....	29
1.8.4.8.2.2	Pérdidas de carga	32
1.8.4.8.2.3	Análisis parámetros transferencia de calor y conclusiones	34
1.8.4.8.3	Cambio en la configuración geométrica de la carcasa. Aumento anchura (L1)	39
1.8.4.8.3.1	Justificación	39
1.8.4.8.3.2	Transferencia de calor.....	39
1.8.4.8.3.3	Pérdidas de carga	41
1.8.4.8.3.4	Análisis parámetros transferencia de calor y conclusiones	43
1.8.4.8.4	Cambio espaciado de los tubos. Aumento espaciado horizontal (b).....	44
1.8.4.8.4.1	Justificación	44
1.8.4.8.4.2	Transferencia de calor.....	45
1.8.4.8.4.3	Pérdida de carga.....	47
1.8.4.9	Conclusiones finales	49
1.9	Especificaciones diseño final	51
1.10	Reducción de consumo y ahorro económico	52
1.10.1	Ahorro energético y económico.....	52
1.10.2	Reducción de emisiones de CO ₂	52
1.11	Estimación de la inversión.....	52
2	Anexos	53
2.1	Anexo estudio de la combustión.....	53
2.1.1	Desarrollo Teórico. Cálculos.....	53
2.1.2	Resultados generales	56
2.1.3	Resultados análisis temperatura de saturación del agua de los gases	56
2.2	Anexo propiedades termodinámicas de los fluidos	57
2.2.1	Procedimiento empleado para el cálculo de las propiedades termodinámicas de los dos fluidos	57
2.2.1.1	Cálculos previos.....	57
2.2.1.2	Calor específico	58

2.2.1.3 Conductividad	59
2.2.1.4 Viscosidad.....	59
2.2.1.5 Densidad.....	59
2.2.2 Resultados cálculos de las propiedades.....	60
2.3 Anexos simulación.....	61
2.3.1 Desarrollo teórico. Correlaciones geométricas y física. Cálculos empleados.....	61
2.3.2 Eficiencia energética y máximo calor transferible	66
2.3.3 Resultados simulación. Geometría de la carcasa cúbica. Espaciado Constante (a=1,5 b=1,5)	68
2.3.3.1 Tubos de 8 milímetros de diámetro exterior	68
2.3.3.2 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior	69
2.3.3.3 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior	70
2.3.3.4 Tubos de 20 milímetros de diámetro exterior	71
2.3.3.5 Tubos de 25 milímetros de diámetro exterior	72
2.3.4 Resultados simulación. Geometría carcasa: Profundidad=Altura=1/1,5·Anchura. Espaciado Constante (a=1,5 b=1,5).....	73
2.3.4.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior	73
2.3.4.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior	74
2.3.5 Resultados simulación. Geometría carcasa: Profundidad=Altura=1/2·Anchura. Espaciado Constante (a=1,5 b=1,5).....	75
2.3.5.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior	75
2.3.5.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior	76
2.3.6 Resultados simulación. Geometría carcasa: Profundidad=Altura=1/2,5·Anchura. Espaciado Constante (a=1,5 b=1,5).....	77
2.3.6.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior	77
2.3.6.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior	78
2.3.7 Resultados simulación. Geometría de la carcasa: Altura=Profundidad=1/2,5·Anchura. Espaciado: a=1,25 b=1,5.....	79
2.3.7.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior	79
2.3.7.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior	80
2.3.8 Resultados simulación. Geometría de la carcasa: Altura=Profundidad=1/2,5·Anchura. Espaciado: a=1,25 b=2.....	81
2.3.8.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior	81
2.3.8.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior	82
2.3.9 Resultados simulación. Geometría de la carcasa: Altura=Profundidad=1/2,5·Anchura. Espaciado: a=1,25 b=2,5.....	83

2.3.9.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior	83
2.3.9.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior	84
2.3.10 Resultados simulación. Geometría de la carcasa: Altura=Profundidad=1/2,5·Anchura. Espaciado: a=1,25 b=3.....	85
2.3.10.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior	85
2.3.10.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior	86
2.4 Anexo cálculo del incremento de la potencia en los ventiladores para contrarrestar la pérdida de presión en el aire.	87
2.5 Anexo Código EES.....	87
2.6 Referencias.....	96
2.7 Bibliografía	97
3 Planos	97
4 Presupuesto.....	98

1 Memoria

1.1 Justificación

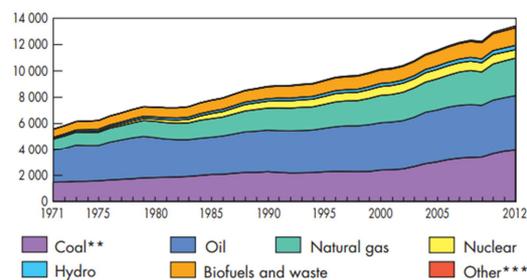
La historia de la humanidad cambió por completo cuando por primera vez el hombre fue capaz de controlar su entorno y aprovecharse de él. Nuestra sociedad actual y toda nuestra historia reciente no tendrían sentido alguno sin los avances tecnológicos que nos han permitido generar, transformar, controlar y usar la energía. La energía es el sostén de nuestra sociedad y no comprendemos un futuro sin ella.

Dada la enorme importancia de la energía para la humanidad, es más que conveniente recordar que se trata de un recurso limitado, aunque muchas veces nos olvidemos de ello. Estamos ante el que será, seguramente, el mayor desafío de la humanidad para los próximos años; adaptar, remodelar, renovar el sistema energético actual, obsoleto y encaminar las riendas de la economía global hacia un modelo energético sostenible.

El entorno económico de los últimos 40 años ha favorecido el desarrollo industrial y tecnológico, traduciéndose en mejoras para la sociedad pero también ha ido acarreado importantes subidas en los consumos de energía mundiales, como era de esperar. En el siguiente gráfico observamos la tendencia de los últimos 40 años desde el 1971:

Figura 1. CONSUMO MUNDIAL DE ENERGÍAS POR TIPOS 1971-2012

millones de tep

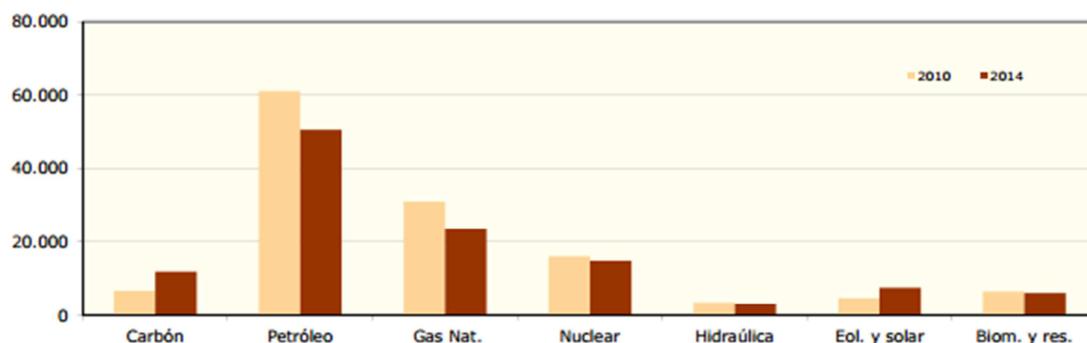


Fuente IEA

Se aprecia con claridad cómo, a lo largo de estos años, los combustibles fósiles han acaparado el panorama energético mundial y no hay indicios de que vaya a cambiar la situación. Las energías renovables, sostenibles, están empezando a tener cierto protagonismo en los países desarrollados, sobre todo en los últimos años, pero su aportación actual al mercado energético mundial es muy poco significativa.

En el siguiente gráfico, se observa el consumo energético en España en 2014. Se aprecia claramente la supremacía de los combustibles fósiles, un recurso poco sostenible además de ser necesaria la importación de todo lo consumido, ya que España no dispone de reservas naturales. Es posible apreciar un ligero incremento en el consumo de energía eólica y solar, un dato esperanzador, aunque insuficiente para empezar a plantear un cambio en el sistema energético nacional.

Figura 2. CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA EN ESPAÑA POR TIPOS
miles de tep



Fuente: MINETUR (SEE)

La industria nacional, es la segunda gran consumidora de energía del país, justo por detrás del sector transporte. El consumo energético del sector industrial ha supuesto el 30% del consumo total a nivel nacional en el año 2013, llegando a las 25.328 ktep ^[1]. El gran papel que juega la industria española en el consumo energético nacional es incuestionable, como también de incontestable es, la responsabilidad que cae sobre nuestra industria de hacer un uso eficiente de la energía.

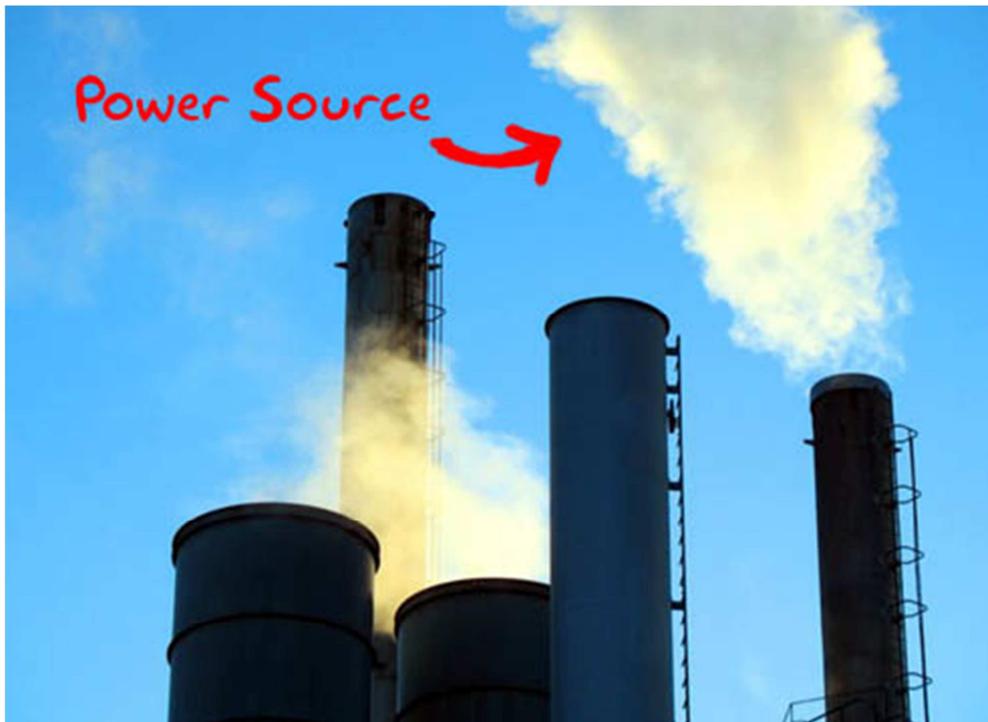
El problema energético mundial se resume en que nuestra bonanza social y económica, nuestra tecnología y nuestra sociedad dependen enormemente de la sobreexplotación de recursos naturales no renovables. La situación energética actual es insostenible a largo plazo y las consecuencias de seguir igual en el futuro serían devastadoras. Es necesario pues, un cambio de rumbo aunque la situación actual del sector no es del todo idónea. La industria está firmemente cimentada en el uso de combustibles fósiles como fuente de energía. En el 2013, el consumo de carbón, productos petrolíferos y gas natural representó el 64% (13280 ktep) del consumo total de energía en el sector industrial ^[2], sin contar el consumo eléctrico que en gran medida es también no renovable. La conversión tecnológica del sector industrial hacia un modelo limpio conllevaría inversiones astronómicas en maquinaria e instalaciones, costes que no todos están dispuestos a asumir. Pero, se habrá de hacer este esfuerzo, gradualmente, un cambio a medio-largo plazo, hacia un modelo productivo basado en las energías renovables y, sobretodo, en un uso más eficiente de la energía.

Entendemos por eficiencia energética al consumo inteligente de la energía, al máximo aprovechamiento de los recursos energéticos; mantener la producción consumiendo menos energía gracias a un uso eficiente de los recursos. Actualmente, el desperdicio energético en la industria es muy elevado. Según un estudio realizado por Kornelis Blok y financiado por PHILIPS, el 98% de la energía utilizada en el proceso productivo es desaprovechada en vez de ser convertida en productos y servicios útiles debido a un uso ineficiente ^[2]. Es muy importante concienciar al sector industrial de los beneficios que conlleva llevar a cabo acciones que fomenten la eficiencia energética. La eficiencia energética es una inversión de futuro ya que se traduce directamente en ahorro energético, y por lo tanto en beneficio económico. Por otra parte, la eficiencia energética conlleva importantes ventajas medioambientales y sociales, ya

que toda medida de reducción de la contaminación medioambiental es muy bien recibida por el público.

En el ámbito industrial, la energía se pierde principalmente en forma de calor:

Figura 3. Gases Emitidos Torre Industrial



Se expone como ejemplo, el caso de muchas torres industriales. Emiten a la atmósfera gases que se encuentran a una temperatura muy elevada, desperdiciándose así grandes cantidades de energía, y de dinero. Se ignora el hecho de que esa chimenea es una fabulosa fuente de energía que al no ser aprovechada como es debido, contribuye al calentamiento global en vez de contribuir en la disminución de gastos energéticos de la empresa. Es esto lo que se entiende por eficiencia energética; el total aprovechamiento de los recursos energéticos y el desperdicio mínimo.

La preocupación por preservar el medio ambiente y aumentar el grado de autoabastecimiento energético, han llevado a los países más desarrollados a orientar sus políticas energéticas hacia una reducción del consumo de energía, incentivando el ahorro y su eficiencia. Las mejoras en eficiencia energética incluyen todos los cambios que conllevan una reducción de la cantidad de energía para un mismo nivel de actividad, teniendo en cuenta que la satisfacción de los requerimientos de la sociedad actual de llevar asociado el menor costo económico, energético y ambiental posible para nuestro territorio. Esto hace que el concepto de eficiencia energética, además de un carácter tecnológico, tenga también un marcado carácter social y económico, abarcando el funcionamiento del sistema energético y el proceso de desarrollo de un país o región.

1.2 Antecedentes

1.2.1 Descripción del proceso

El proceso productivo de UBE CHEMICAL EUROPE S.A. precisa del suministro de grandes cantidades de energía en forma de calor a sus unidades operativas. La planta química cuenta con varias calderas industriales que satisfacen esta necesidad. La unidad U-2440 tiene por objeto disponer de un fluido térmico (aceite térmico, TF) a alta temperatura que suministre el calor necesario en algunos equipos del bloque de producción de hexanodiol, así como para mantener la temperatura de otros utilizándolo en el encamisado de los mismos.

Como fuente de calentamiento del aceite térmico se realiza una combustión de gas natural en el horno F-2440-1.

Figura 4. Características caldera industrial gas natural

Tipo de caldera	HTF SUGIMAT
Potencia Instalada	2,8 x 10 ⁶ kcal/h
Tipo de quemador	PILLARD GRX
Combustible	Gas Natural
▪ Consumo actual (medio)	380 Nm ³ /h
▪ Presión llegada pórtico	2 bar (g) estabilizada
Caudal de aire	4250 Nm ³ /h

En la tabla siguiente se presentan características relevantes del combustible empleado:

Figura 5. Características relevantes del combustible empleado

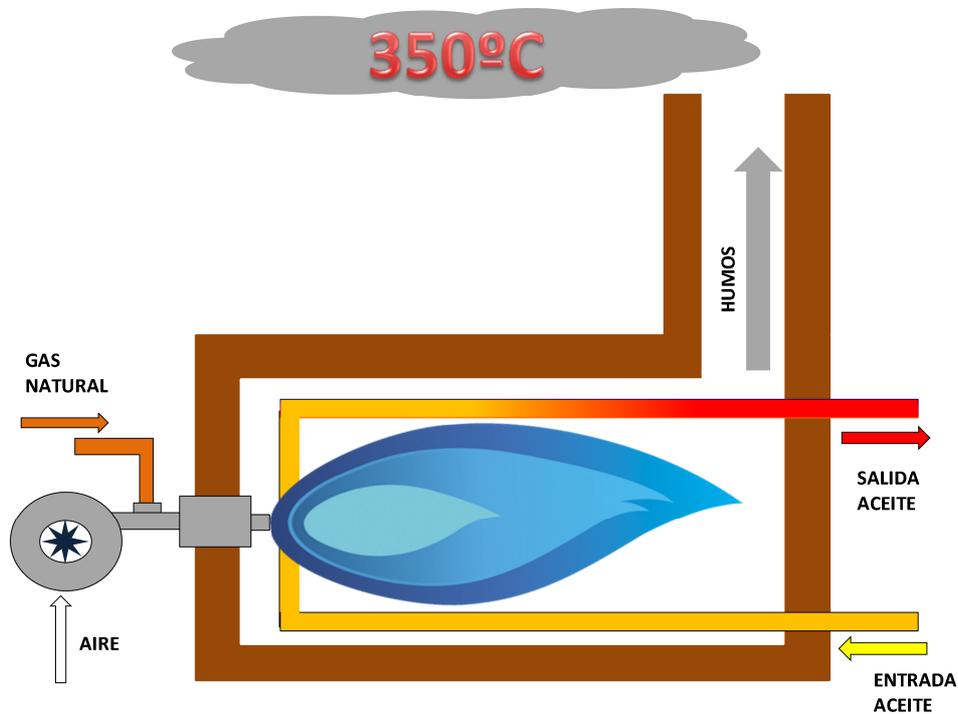
Composición	% Volumen	% Molar	% Peso
Metano	91,08	91,02	84,01
Etano	6,65	6,67	11,56
Propano	0,65	0,66	1,67
iso-Butano	0,04	0,04	0,13
n-Butano	0,04	0,04	0,13
Nitrógeno	1,54	1,54	2,50
Total	100,00	100,00	100,00
Masa específica			0,7780 kg/m ³ N
Densidad Relativa respecto al aire			0,6016

Poderes caloríficos

PCS (condiciones normales)	47.791 kJ/m ³ N
PCI (condiciones normales)	37.393 kJ/m ³ N
PCS (condiciones estándar)	39.620 kJ/m ³
PCI (condiciones estándar)	35.447 kJ/m ³

Los humos de esta caldera se emiten en la atmósfera a **350° C**, desperdiándose una gran cantidad de energía.

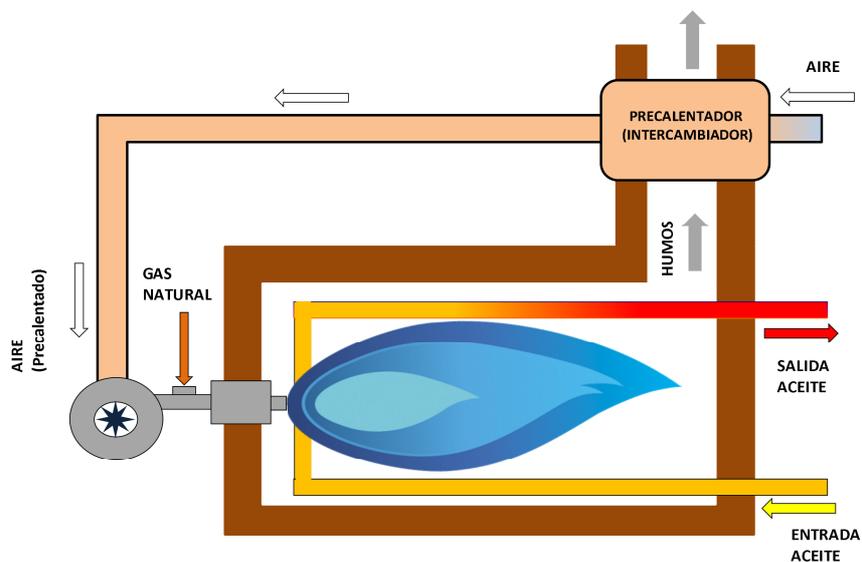
Figura 6. Esquema caldera industrial



1.2.2 Descripción solución energética: Pre calentamiento aire a combustión

Se propone una instalación de recuperación de calor que aprovecharía los gases calientes emitidos a la atmósfera para precalentar el aire de entrada al proceso de combustión, tal y como se describe en el siguiente esquema:

Figura 7. Esquema pre calentamiento aire a combustión



Esta solución energética se confeccionó en el verano de 2015 cuando se realizó una auditoría energética (ver documento anexo aparte) de la planta química (de la que redacté el informe final) en la que se determinó que en este punto del proceso productivo, se podrían implementar mejoras que contribuirían a la mejora de la eficiencia energética.

Se trata de una solución energética relativamente sencilla, que no involucraría a otros procesos y no cambiaría el funcionamiento de la caldera sino que mejoraría su eficiencia, reduciendo así el consumo de gas natural. La instalación de recuperación de calor no supondría unos costes muy elevados pero sí que conllevaría grandes ahorros energéticos y económicos.

Como se puede observar en el esquema, el aire se precalentaría gracias a los humos calientes generados en la combustión de gas natural. Precalentando el aire que entra a combustión se consigue reducir la energía calorífica aportada por el fuel para calentar el aire, siendo posible así, reducir el consumo de gas natural manteniendo la misma temperatura dentro de la caldera, ya que hará falta aportar menos energía para mantener la temperatura de funcionamiento.

Se estudiará la implementación de un intercambiador de banco de tubos, uno de los más comunes en instalaciones industriales. En las siguientes figuras se representan la forma de estos intercambiadores y un esquema de sus características geométricas.

Figura 8. Intercambiador banco de tubos

Fuente: XCHANGER

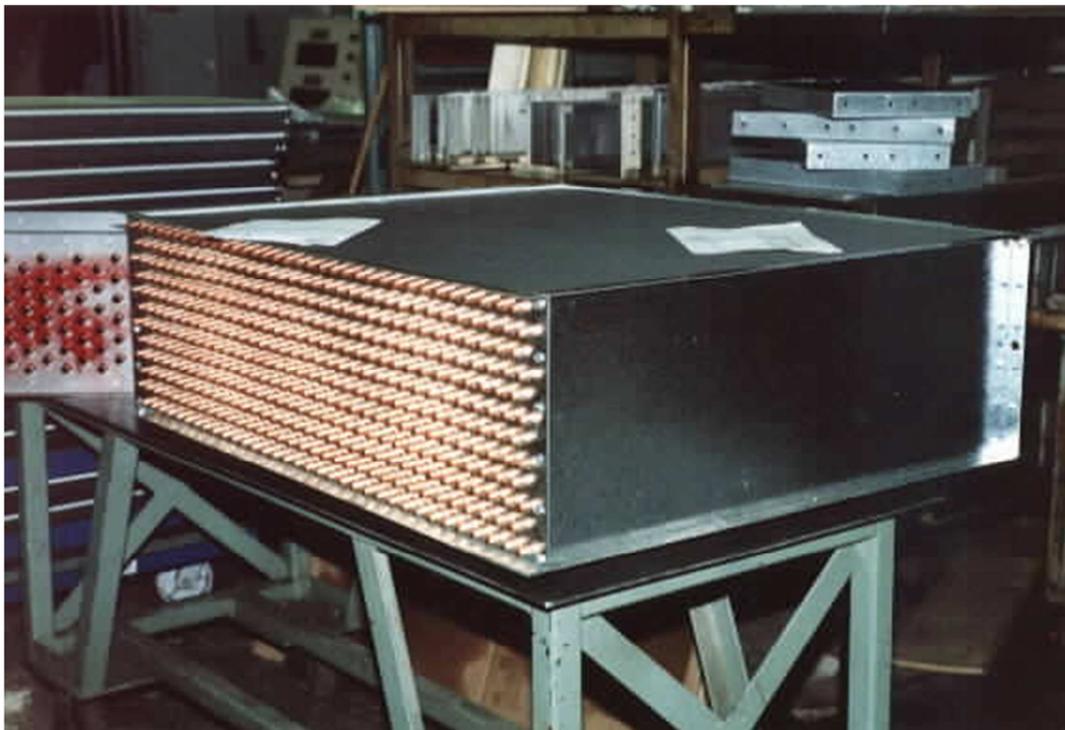
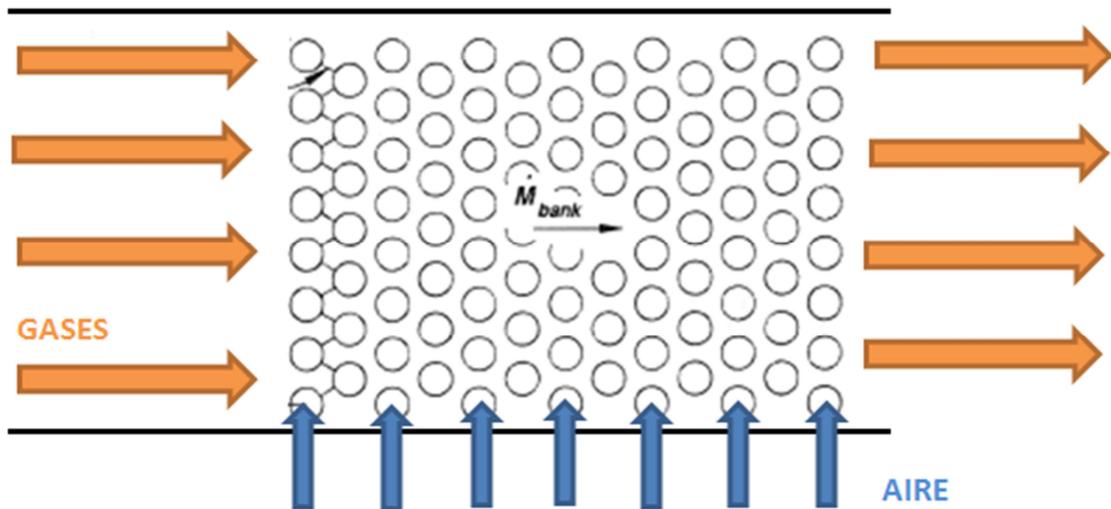


Figura 9. Corte de sección longitudinal. Esquema funcionamiento intercambiador



Tal y como es posible observar en el esquema, el intercambiador está formado por un banco de tubos en paralelo entre los cuales fluyen los gases de combustión calientes, que transfieren calor al aire, que a su vez circula por los múltiples tubos.

Se opta por una disposición en tresbolillo para poder compactar al máximo el intercambiador. Al ser un intercambio de calor entre dos fluidos que están en fase gaseosa, se necesitarán mayores superficies de transferencia, por eso sería conveniente trabajar con coeficientes de convección muy altos. La disposición en tresbolillo es idónea para este caso al ser la que mayores coeficientes de convección y mayor superficie de intercambio por volumen ofrece.

1.3 Objeto

El objetivo de este trabajo es llevar a cabo el diseño térmico del intercambiador por el cual se precalentará el aire a combustión utilizando el calor residual de los humos de la caldera. Para ello será necesario hacer un pequeño estudio de la combustión para poder determinar las características químicas de los gases de escape y la temperatura máxima hasta la que se podrá rebajar su temperatura sin que condensen. Será también necesario calcular las propiedades termodinámicas de los fluidos a una temperatura media.

La metodología que se va a emplear para diseñar el intercambiador será la de simular, mediante un programa informático, el funcionamiento térmico del intercambiador para diferentes geometrías de la carcasa y diferentes diámetros de los tubos. Los resultados se analizarán y a partir de las conclusiones obtenidas se propondrá una geometría final.

Para el diseño del intercambiador se podría haber elegido seguir normas o guías de diseño pero creemos firmemente que, desde un punto de vista académico, es muchísimo más interesante llevar a cabo el proceso de diseño mediante la simulación. Creemos que esto nos permitirá entender con profundidad, las complicadas relaciones que se dan en este tipo de diseños, donde todos los parámetros están muy ligados entre sí y cualquier variación en la geometría puede beneficiar el diseño por un lado pero empeorarlo por otro.

Creemos que mediante este trabajo podemos desarrollar competencias no solo en el área de intercambiadores, sino en diseño de cualquier producto y en simulación.

A partir del calor recuperado, que vendrá marcado por el diseño del intercambiador, se calcularán el ahorro de energía y se estimará la reducción de costes, así como la reducción de emisiones de CO₂. También se estimará la inversión necesaria para llevar a cabo el proyecto.

1.4 Alcance del trabajo

Este trabajo se centra en el diseño térmico del intercambiador y en la simulación del comportamiento térmico del mismo y posterior análisis de los resultados obtenidos. El objetivo final es el de proporcionar una geometría que maximice la transferencia de calor y la eficiencia del intercambiador. No se considerará el diseño estructural del mismo ni se propondrá un plan de ejecución.

1.5 Programas de cálculo

1.5.1 Engineering Equation Solver

EES es un programa de resolución de ecuaciones que puede resolver numéricamente miles de ecuaciones algebraicas y diferenciales no lineales. El programa también puede ser usado para resolver ecuaciones diferenciales e integrales, optimización, análisis de incertidumbre, regresión lineal y no lineal, convertir unidades, comprobar la coherencia de la unidad, y generar gráficos con calidad de publicación. Una característica importante de EES es la base de datos de propiedades termodinámicas y transporte de alta precisión que se proporciona para cientos de sustancias de una manera que permite que sea utilizado en la resolución de ecuaciones.

Este programa se usará a lo largo del trabajo para calcular las propiedades termodinámicas de los fluidos, utilizando la base de datos que incorpora y para realizar la simulación, a partir de las correlaciones que se introducirán en el programa para modelar el sistema térmico.

1.6 Temperatura de saturación del vapor de los humos: Estudio de la combustión

1.6.1 Justificación

El principal problema que conlleva la instalación de sistemas de recuperación de calor en chimeneas industriales es la corrosión. La temperatura de salida del flujo gaseoso es una variable crítica en este asunto ya que por debajo de la temperatura de saturación, el vapor presente en los gases de combustión condensa. Dependiendo del combustible usado, los gases de salida contienen diferentes agentes corrosivos como NO_xes y SO_xes, que se depositarán en la superficie de intercambio del recuperador si la condensación del vapor tiene lugar. Es fundamental que el sistema de recuperación esté diseñado de tal forma que los gases estén siempre por encima de la temperatura de saturación.

1.6.2 Objetivos

En el siguiente estudio se analizarán las distintas variables que influyen en la temperatura de saturación de los gases de combustión, como puede ser la temperatura ambiente, la humedad relativa y el índice de exceso de la combustión. Estos son los tres principales factores que se van a considerar, dos relacionados con agentes exteriores (temperatura y humedad) y uno que está relacionado directamente con la composición química de los gases de combustión (índice de exceso).

Cuando la influencia de cada factor sea determinada, se calculará la temperatura de saturación en el punto crítico o en las condiciones más desfavorables. A esta temperatura se le aplicará un coeficiente de seguridad y el resultado será la temperatura de salida de los gases para la cual se diseñará el recuperador.

1.6.3 Resultados

1.6.3.1 Resultado generales

Para ver el procedimiento y los cálculos realizados, consultar anexos.

Propiedades generales de los gases de combustión a una temperatura ambiente de 45°C, una humedad relativa del 100% y un índice de exceso de la combustión del 5%.

Figura 10. Resultados Estudio Combustión

Hoja de resultados estudio de la combustión	
Unidades: Nm³ de componente/Nm³ de gas natural	
Oxígeno mínimo estequiometria	2,092
Aire mínimo seco (71% N₂, 29% O₂)	9,962
Aire mínimo húmedo	10,74
Volumen CO₂	1,067
Volumen H₂O	2,874
Volumen N₂	8,288
Volumen O₂	0,1082
Volumen total gases secos (CO₂, N₂, O₂)	9,463
Volumen total humos (secos + húmedos)	12,34
Unidades: g de componente/Nm³ de gas natural	
Masa CO₂	2095
Masa H₂O	2309
Masa N₂	10360
Masa O₂	154,6
Masa total humos secos	12610
Masa total humos	14919
Unidades: g de componente/g de humos combustión	
Fracción másica CO₂	0,1404
Fracción másica H₂O	0,1548
Fracción másica N₂	0,6944
Fracción másica O₂	0,01036

1.6.3.2 Resultados análisis temperatura de saturación

Figura 11. Resultados análisis temperatura de saturación

Humedad relativa constante, índice de exceso constante temperatura ambiente variable:

Temperatura ambiente (°C)	Temperatura de saturación H2O de los gases(°C)
-10	60,69
-3,889	60,82
2,222	61,01
8,333	61,27
14,44	61,65
20,56	62,17
26,67	62,9
32,78	63,86
38,89	65,14
45	66,78

Temperatura ambiente constante, índice de exceso constante, humedad relativa variable:

Humedad relativa (-)	Temperatura de saturación H2O de los gases(°C)
0,2	63,12
0,2889	64,23
0,3778	65,32
0,4667	66,39
0,5556	67,44
0,6444	68,46
0,7333	69,47
0,8222	70,46
0,9111	71,43
1	72,38

Temperatura constante, humedad relativa constante, índice de exceso variable:

Índice de exceso	Temperatura de saturación H2O de los gases(°C)
1	72,77
1,056	71,36
1,111	70,05
1,167	68,81
1,222	67,65
1,278	66,55
1,333	65,52
1,389	64,53
1,444	63,59
1,5	62,7

1.6.4 Análisis de los resultados

Se pretende analizar la influencia de la humedad relativa del aire, la temperatura ambiente y el índice de exceso sobre la temperatura de saturación. Para ellos se introducen todas las ecuaciones que modelan el sistema dentro del programa informático de resolución de ecuaciones EES y se evalúan los resultados obtenidos.

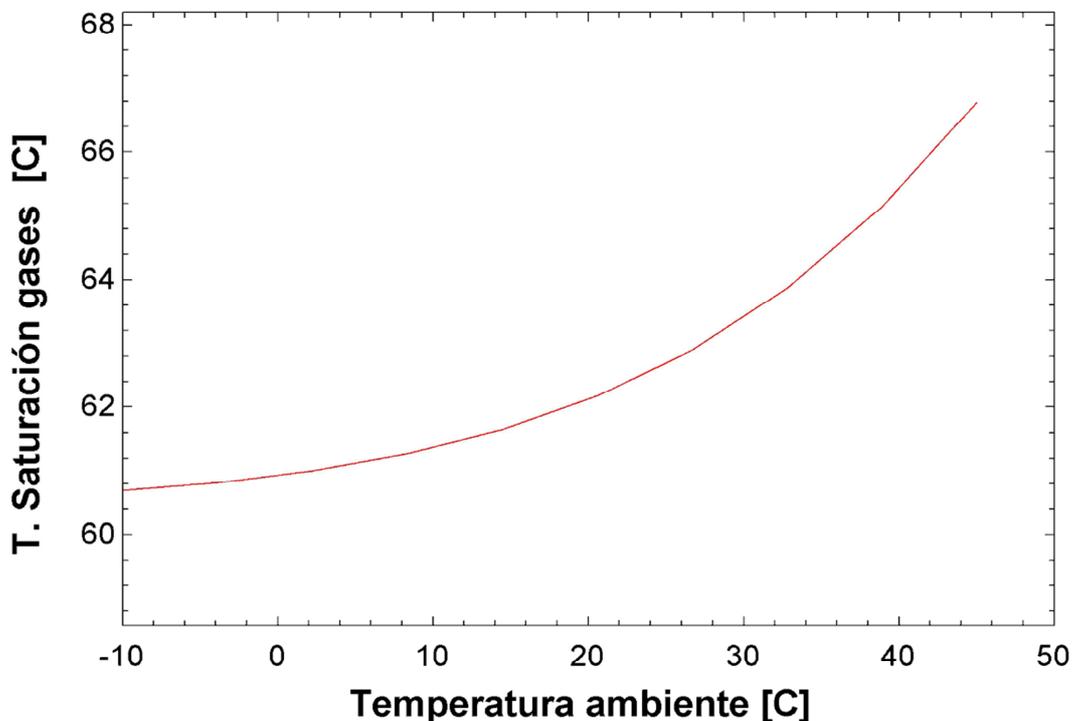
Los resultados y el código informático empleado se encuentran en los anexos a la memoria.

1.6.4.1 Influencia del factor temperatura ambiente

La humedad específica del aire depende de la temperatura ambiente. Cuanto mayor sea la humedad específica del aire mayor será el volumen de aire real necesario para que la combustión sea estequiométrica. Esto se debe a que la concentración de oxígeno en el aire disminuye con la humedad. Los cambios en la entrada de aire a combustión tienen una influencia directa sobre la composición de los gases de combustión, por ende, en la temperatura de saturación de estos gases.

Considerando la localización geográfica de la planta industrial, se ha tomado un rango de temperaturas de entre -10°C y 45°C y se ha llevado a cabo el análisis mediante la herramienta informática EES, manteniendo la humedad relativa y el índice de exceso constantes. Se han obtenido los siguientes resultados:

Figura 12. Temperatura de saturación vs Temperatura ambiente



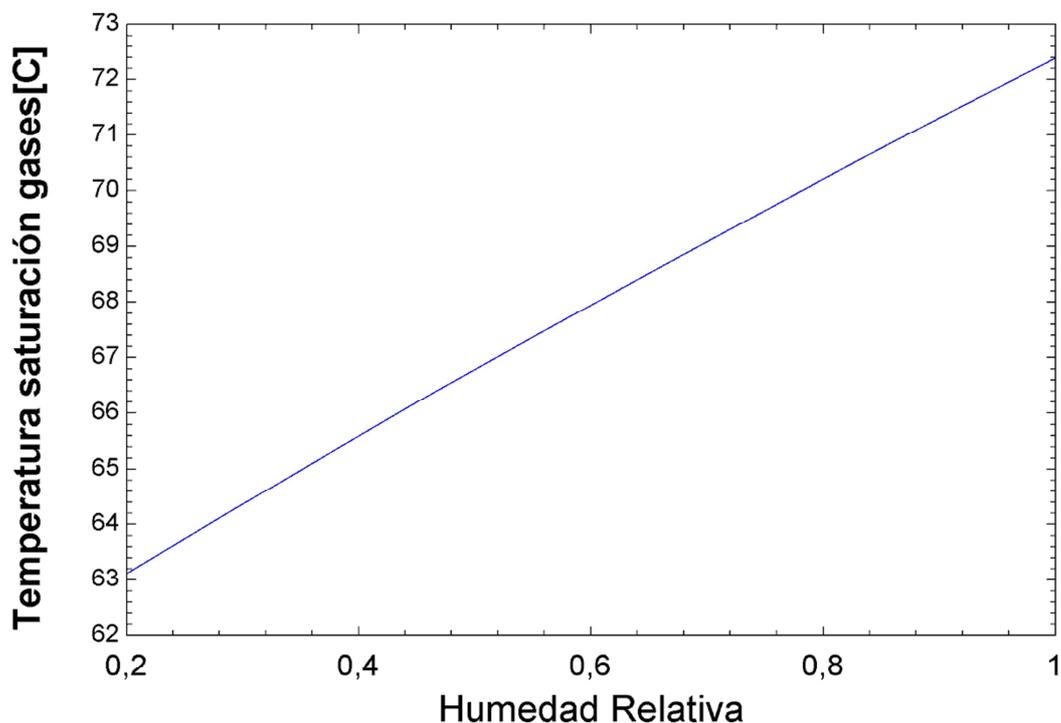
Se puede apreciar la influencia positiva de la temperatura ambiente sobre la temperatura de saturación de los gases de combustión. También se observa que, a medida que aumenta la temperatura ambiente, aumenta también el efecto que tiene esta sobre la temperatura de saturación de los gases. Se aprecia esto en la pendiente de la curva, que aumenta considerablemente a partir de los 20°C.

1.6.4.2 Influencia del factor humedad relativa

La humedad relativa y la humedad específica son dos formas distintas de cuantificar la humedad del aire. Es obvio que la humedad específica aumenta con la humedad relativa. Igual que en el caso de la temperatura ambiente, cuanto mayor sea la humedad específica del aire mayor será el volumen de aire real necesario para que la combustión sea estequiométrica. La composición de los gases de la combustión será directamente afectada si hay cambios en el volumen real de entrada de aire.

Considerando la localización geográfica de la planta industrial, se ha tomado un rango de humedad relativa entre 20% y 100% y se ha llevado a cabo el análisis mediante la herramienta informática EES, manteniendo la temperatura ambiente y el índice de exceso constantes. Se han obtenido los siguientes resultados:

Figura 13. Temperatura de saturación vs Humedad relativa



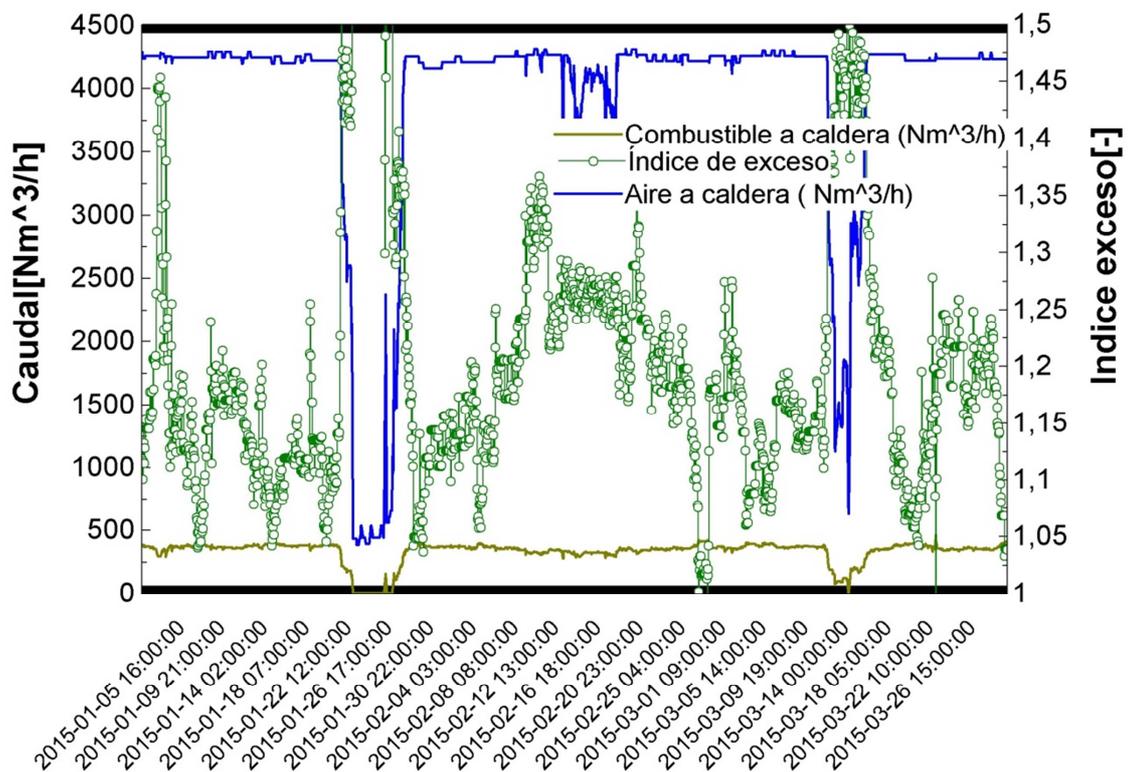
Se puede observar que la temperatura de saturación de los gases de combustión aumenta con la humedad del ambiente de forma lineal. También es posible apreciar que el efecto de la humedad sobre la temperatura de saturación es más pronunciado que el de la temperatura ambiente.

El resultado matemático obtenido se ajusta al fenómeno físico real. El agua presente en el aire debido a la humedad, se suma al agua generada en la combustión lo que provoca un aumento en la concentración de H₂O en los gases de combustión y por consiguiente, un aumento de la presión parcial del vapor, lo que conlleva un aumento en la temperatura de saturación.

1.6.4.3 Influencia del factor índice de exceso

El régimen de funcionamiento de la caldera está ajustado a un índice de exceso λ , de 1,1, dicho de otra forma, la caldera está diseñada para funcionar con un exceso de aire del 10%. En la práctica, el control de caudal de aire es manual y no se ajusta por control automático a la entrada de gas, lo que induce cierta variabilidad en el sistema como se puede observar en el siguiente gráfico, donde se recopilan los datos de entrada de combustible y aire, así como la evolución del índice de exceso de tres meses operativos:

Figura 14. Evolución índice de exceso

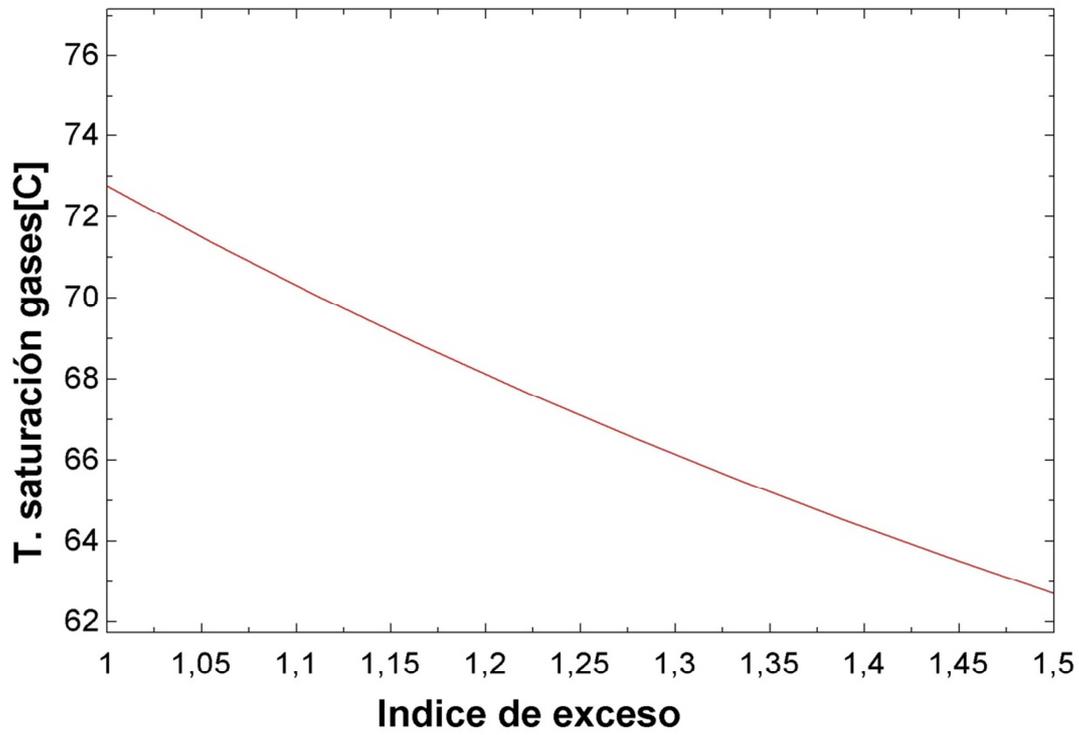


Como se puede observar, hay muchísima variabilidad en cuanto al índice de exceso, por consiguiente, es necesario analizar la influencia de este parámetro de la combustión, ya que tiene un efecto determinante sobre la composición de los gases de combustión.

La concentración de N₂ y O₂ en los gases de combustión dependen en gran medida del índice de exceso. La variabilidad del índice de exceso de la combustión inducirá variabilidad en la presión de vapor de los gases de combustión. En este análisis se considerará siempre un índice de exceso $\lambda > 1$. No se considerarán combustiones incompletas ya que introducen ciertas complejidades de cálculo, además de que observando los datos reales obtenidos, la combustión es siempre o casi siempre completa.

Considerando un exceso de aire de hasta el 50%, se obtienen los siguientes resultados:

Figura 15. Temperatura de saturación vs Índice de exceso



El índice de exceso ejerce una influencia negativa sobre la temperatura de saturación de los gases de combustión. Esto se debe a que la concentración de N_2 y O_2 aumentan, como es lógico, si el exceso de aire es superior. Al haber una mayor concentración de elementos diferentes al H_2O en los gases de combustión, disminuye la concentración molar de agua, disminuyendo así, la presión parcial de vapor y la temperatura de saturación.

1.6.5 Situación crítica

Habiendo finalizado el estudio de los gases de la combustión y de los diferentes factores que influyen en la temperatura de saturación de dichos gases, se procede a calcular la temperatura de saturación en la situación crítica. El punto más desfavorable se dará cuando:

Figura 16. Situación crítica

Temperatura ambiente	Humedad relativa	Índice de exceso λ
45°C	100%	1
TEMPERATURA DE SATURACIÓN GASES DE COMBUSTIÓN		
72,7°C		

1.6.6 Conclusión

Tal y como se ha comentado al inicio de este apartado, los cálculos llevados a cabo en este análisis se han hecho partiendo de la suposición que los gases presentes en este sistema se comportan de forma ideal. Tal suposición se acerca mucho a la realidad física, pero sigue tratándose de una idealización de la realidad, por lo tanto, se interpretarán estos resultados con cautela.

Para tener cierto margen de error y funcionamiento, los equipos de recuperación de calor se diseñarán de tal forma que la temperatura de los gases esté siempre, por encima de los 90°C, un 25% más que la temperatura calculada en la situación más desfavorable.

Para el caso de la solución energética planteada, la temperatura mínima de los gases se dará en la pared externa de los tubos de la última fila del banco, dónde la temperatura media de los gases será la temperatura de salida del intercambiador y la temperatura del aire será la temperatura de entrada.

1.7 Propiedades termodinámicas de los fluidos a temperatura media de operación

1.7.1 Justificación

Con tal de poder simular el comportamiento térmico del sistema, es imprescindible conocer las propiedades termodinámicas de los dos fluidos. De forma más específica será necesario calcular la densidad, viscosidad, calor específico y conductividad térmica de los gases de combustión y del aire que entra a combustión.

En todo momento, dichas propiedades se expresarán en unidades del sistema internacional.

A continuación, se deja constancia del procedimiento seguido. Se hará uso del programa informático EES (Engineering Equation Solver), que tiene incorporado funciones que facilitan el cálculo de propiedades termodinámicas. Dichas funciones hacen uso de ecuaciones de estado empíricas contrastadas.

Cabe señalar que estas propiedades se calcularán a una temperatura media de funcionamiento para cada fluido. En el caso de los gases la temperatura media se estima en ser 255°C y 130°C para el caso de los aires.

1.7.2 Resultados

Para ver el procedimiento empleador para el cálculo de las propiedades termodinámicas consultar anexos a la memoria.

Propiedades calculadas a una temperatura media de los gases de 255°C y 130°C del aire.

Cálculo de las propiedades termodinámicas de los componentes químicos de los gases de combustión considerando la fracción másica de cada uno, una temperatura media de 255°C y presión atmosférica.

Figura 17. Resultados cálculo de propiedades termodinámicas fluidos

Componente	Cp (J/kg-K)	k (W/m-K)	μ (Pa·s)	ρ (kg/m ³)
CO ₂	1034	0,03583	0,00002516	1,016
H ₂ O	1992	0,03866	0,00001842	0,4172
N ₂	1061	0,04071	0,00002708	0,6463
O ₂	979,2	0,04293	0,00003171	0,7384

Propiedades termodinámicas de los fluidos		
Propiedad	Gases	Aire
Cp (J/kg-K)	1200	1015
k (W/m-K)	0,03973	0,03366
μ (Pa·s)	0,00002552	0,00002318
ρ (kg/m ³)	0,6638	0,8755

1.8 Diseño del intercambiador

1.8.1 Introducción fundamentos intercambio de calor

El ratio de transferencia de calor q , la superficie de intercambio A , las temperaturas de entrada y salida de los fluidos y los caudales másicos de cada, se relacionan mediante las ecuaciones de conservación de la masa y la energía. Aplicando conservación de la energía a un intercambiador se obtiene la siguiente expresión:

$$q = C_h \cdot (t_{h,i} - t_{h,o}) = C_c \cdot (t_{c,i} - t_{c,o})$$

La ecuación de la transferencia de calor es:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta t_m = \frac{\Delta t_m}{R_o}$$

Donde,

Δt_m es la diferencia media de temperatura entre los dos fluidos, que dependerá del arreglo del flujo

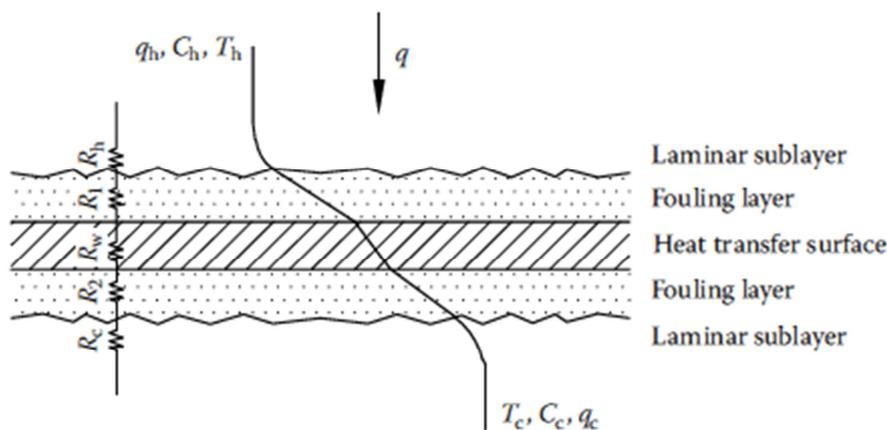
C_c y C_h la capacidad del fluido frío y caliente respectivamente $(MCp)_h$ y $(MCp)_f$

$t_{c,i}$ y $t_{c,o}$ las temperaturas de entrada y de salida del fluido frío

$t_{h,i}$ y $t_{h,o}$ las temperaturas de entrada y de salida del fluido caliente

La inversa del coeficiente UA de conducción total R_o , es la resistencia térmica total y está formada por las siguientes resistencias en serie, tal y como se muestra en la siguiente figura:

Figura 18. Esquema resistencias intercambiador



$$R_o = R_h + R_1 + R_w + R_2 + R_c$$

Donde la R_h representa a la resistencia a la convección del fluido caliente, R_c la resistencia a la convección del fluido frío, R_2 y R_1 resistencias térmicas por la presencia de ensuciamiento y R_w que representa a la resistencia térmica de la superficie que separa los dos fluidos. En este estudio se despreciarán las resistencias térmicas de ensuciamiento y de pared.

El coeficiente global medio, en el caso de intercambiadores a base de tubos simples sin aletas, se puede expresar de la forma:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{h_i \cdot d_i}$$

Donde U_o hace referencia a la superficie externa de los tubos, h a los coeficientes de película internos y externos y d a los diámetros externos e internos.

La temperatura de pared, al despreciar la resistencia térmica de pared y de ensuciamiento interior y exterior, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$T_w = \frac{\frac{T_h}{R_h} + \frac{T_c}{R_c}}{\frac{1}{R_h} + \frac{1}{R_c}}$$

1.8.2 Objetivo

Se pretende diseñar un recuperador capaz de aprovechar el máximo calor posible de los humos. Dada la naturaleza del intercambio de calor, se necesitarán grandes superficies de intercambio, al estar los dos fluidos en fase gaseosa. Otro de los objetivos principales es diseñar un intercambiador eficaz y compacto, ya que el tamaño es un factor importante. El ahorro económico y energético vendrán condicionados por la capacidad del intercambiador de aprovechar la energía de los humos.

Será esencial garantizar, también, que la temperatura de pared nunca llegue a valores cercanos a la temperatura de saturación del vapor de los gases de combustión.

La caída de presión de los dos fluidos es otro factor importante a tener en cuenta. Se pretende diseñar un intercambiador de calor que no introduzca pérdidas de presión irremediables.

1.8.3 Metodología

La metodología que se va a seguir para cumplir con los objetivos acordados será la de simular el funcionamiento térmico del intercambiador para diferentes geometrías. Se van a elegir diferentes diámetros de tuberías y se analizarán los parámetros de funcionamiento del sistema para diferentes tamaños de carcasa, diferente espaciado entre los tubos...

La simulación se va a llevar a cabo utilizando el programa de resolución de ecuaciones EES (Engineering Equation Solver). Las ecuaciones físicas que modelan el sistema térmico se introducirán en el programa y el estudio se realizará modificando las distintas variables geométricas que definirán el intercambio de calor.

Todas las ecuaciones y correlaciones que se van a usar para simular el funcionamiento del intercambiador son contrastadas empíricamente, porque se desea ofrecer resultados con la máxima fiabilidad posible.

Los resultados obtenidos se analizarán y se discutirán. Se establecerán tendencias que permitirán establecer la geometría perfecta para el caso estudiado. La interpretación de los

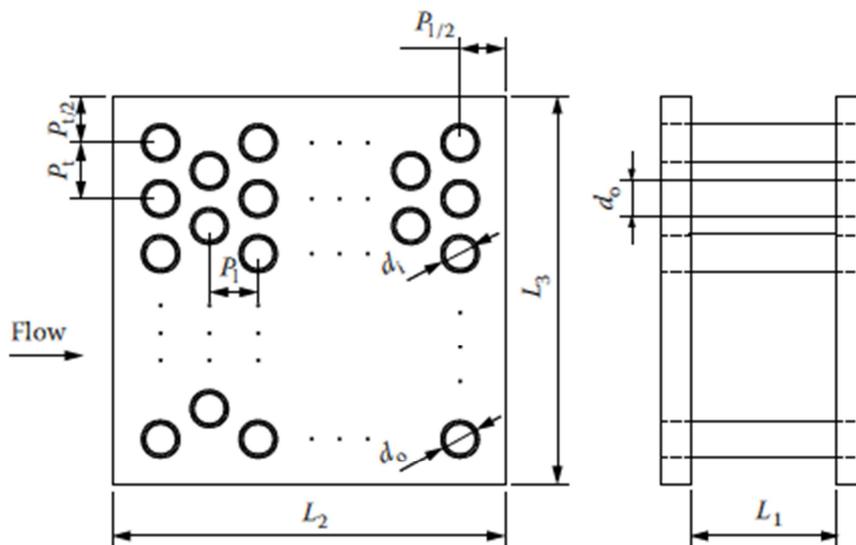
resultados se hará con cautela, teniendo siempre en cuenta que el modelo teórico nunca reflejará la realidad al 100%.

1.8.4 Simulación funcionamiento del intercambiador

1.8.4.1 Parámetros geométricos de diseño

La carcasa que envolverá los tubos y por la cual circularán los gases queda definida por su altura, su anchura y su profundidad:

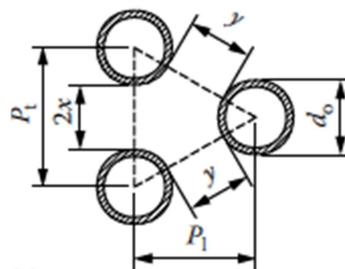
Figura 19. Parámetros geométricos carcasa



De ahora en adelante se referirá a la altura como a “ L_3 ” a la anchura como a “ L_1 ” y a la profundidad o longitud como a “ L_2 ”.

Los tubos y su disposición en tresbolillo quedarán definidos por el diámetro interior, diámetro exterior y la distancia transversal y longitudinal entre sus centros:

Figura 20. Parámetros geométricos disposición tubos



De ahora en adelante se referirá al diámetro exterior de los tubos como a “ d_o ”, al diámetro interior como “ d_i ”, a la distancia transversal como a “ P_t ” y a la longitudinal como a “ P_l ”. Los siguientes ratios se utilizan de forma muy común para caracterizar la disposición geométrica:

$$a = \frac{P_t}{d_o}$$

$$b = \frac{P_l}{d_o}$$

1.8.4.2 Desarrollo teórico. Correlaciones geométricas y físicas

Ver anexos de la simulación del funcionamiento del intercambiador.

1.8.4.3 Parámetros de entrada de la simulación

Los parámetros de entrada que se usaran para simular el funcionamiento del intercambiador serán las características geométricas que definan completamente la carcasa, los tubos y la disposición de los tubos, de forma que el problema quede definido. Más concretamente, habrá que definir la altura, anchura y profundidad (L_3 , L_1 y L_2) de la carcasa, el diámetro interno y externo de los tubos (d_i , d_o) así como la separación interna entre los tubos, que quedará definida con los parámetros "a" y "b" anteriormente descritos.

Serán también parámetros de entrada las temperaturas de entrada de los dos fluidos y las temperaturas medias de funcionamiento estimadas, con las que se calcularán las propiedades termodinámicas de los fluidos.

1.8.4.4 Parámetros de salida de la simulación

Los parámetros de salida de la simulación serán todas las variables finales de interés que definan el proceso de intercambio, como pueden ser el calor transferido, la eficiencia térmica, las temperaturas de salida de los dos fluidos, temperatura de pared, pérdidas de carga... así como variables intermedias como coeficientes de película, factores de corrección, LMTD...

Figura 21. Esquema parámetros de entrada y salida simulación



1.8.4.5 Introducción de los parámetros de entrada

Se va a estudiar el comportamiento térmico del intercambiador para diferentes diámetros de los tubos: 10, 15, 20 y 25 milímetros.

En una primera instancia, la carcasa tendrá una forma cúbica perfecta ($L_1=L_2=L_3$), para después estudiar las consecuencias de variaciones en la geometría de la carcasa. Los parámetros geométricos de la disposición en tresbolillo, a y b, se mantendrán constantes con

un valor de 1,5. Para cada diámetro, se calcularán los parámetros de salida convenientes en función de la anchura, L1, de la carcasa.

En función de los resultados que se obtengan en el primer estudio, se considerarán cambios en la geometría de la carcasa, de una geometría cúbica (L1=L2=L3) a otras configuraciones.

Por último, se analizará cómo afecta la separación entre los tubos del banco (a y b) en el proceso de intercambio de calor.

1.8.4.6 Consideraciones iniciales

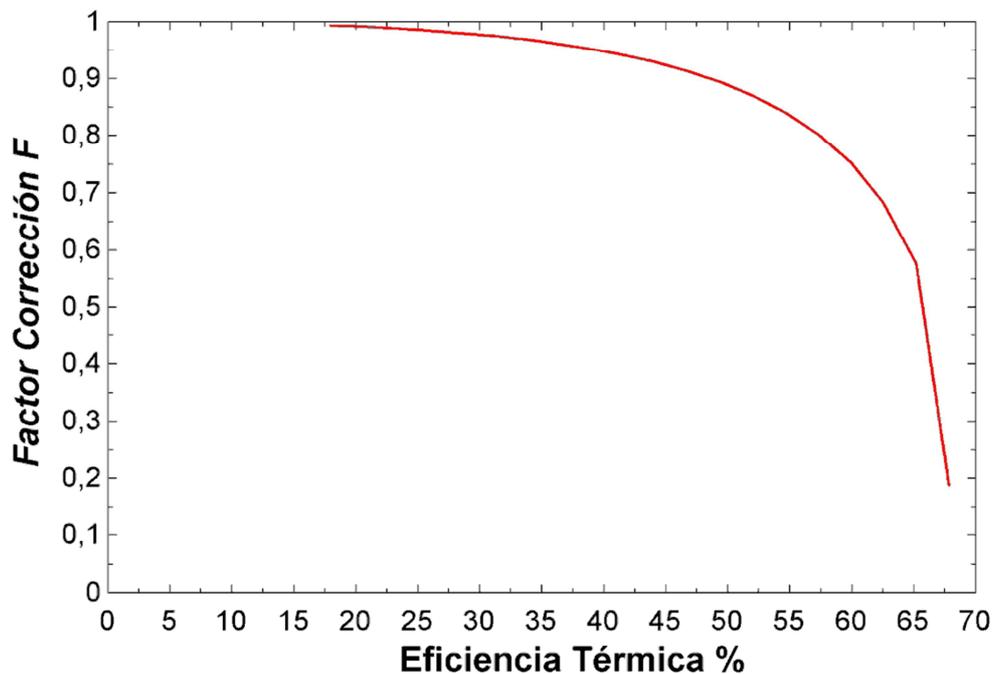
Al tratarse de un intercambiador de calor en el que los flujos están cruzados, se introducen ciertas limitaciones en la transferencia de calor. El aire, que es el flujo de menor capacidad calorífica, se calentaría hasta la temperatura de entrada de los gases de combustión en una disposición de los flujos a contracorriente y con una superficie de transferencia infinita. No es el caso para la disposición de las corrientes en cruzado. A medida que los gases recorran el banco de tubos, perderán temperatura en el camino. Dicho de otra forma, cada fila de tubos estará a una temperatura diferente, de mayor a menor temperatura siguiendo la dirección de los gases de combustión.

El calor transferido en un intercambiador se puede calcular de la forma:

$$Q_{LMTD} = A_{t_{total}} \cdot U \cdot LMTD \cdot F$$

El factor de corrección F, de la diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos, se puede representar en función de la eficiencia térmica para este caso en concreto, aplicando las ecuaciones convenientes descritas en el desarrollo teórico:

Figura 22. Factor de corrección F vs Eficiencia térmica



Es posible observar en la gráfica que a medida que aumenta la eficiencia térmica del sistema, aumenta también la corrección impuesta por el factor F. Es también evidente como a partir de un 50% de eficiencia, la corrección es cada vez mayor. El límite de transferencia se encuentra alrededor del 68% de eficiencia térmica, lo que equivale a una temperatura de salida de los gases de 161°C y 243°C del aire.

Será muy importante tener en cuenta que ninguna configuración geométrica de la carcasa y los tubos permitirá conseguir una eficiencia térmica mayor a 68%.

Otro punto a tener en cuenta es que el tamaño de la carcasa está limitado. Para el diseño del intercambiador se considerará un tamaño máximo de 2 metros en cualquier dirección.

En cuanto a las pérdidas de carga, se tiene especial cuidado en la parte de los gases de combustión. Se estima que se pueden dar problemas de circulación si la pérdida de carga es superior a 50-100 Pascales. El intercambiador se diseñará de tal forma que la caída de presión en los humos no supere los 50 Pascales.

En la parte del aire la caída de presión no será un problema siempre y cuando el incremento de potencia del ventilador, necesario para enmendar la pérdida de carga, no incremente de forma desmesurada el consumo eléctrico, ya que el principal objetivo de este trabajo es la eficiencia energética.

1.8.4.7 Resultados

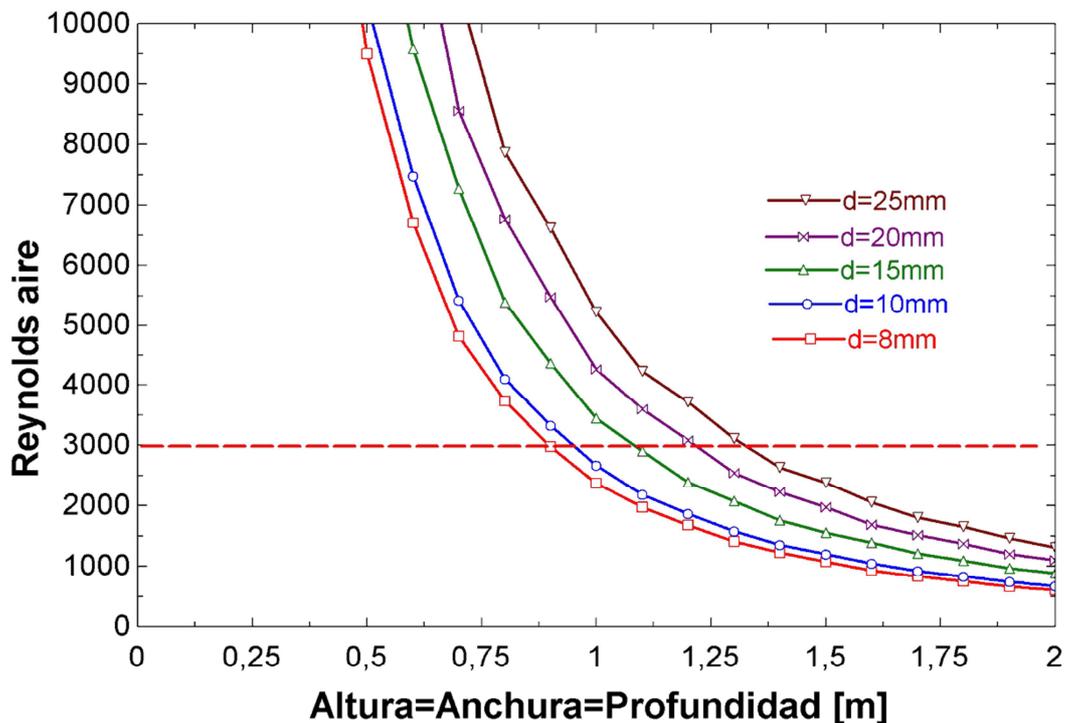
Ver anexo resultados de la simulación.

1.8.4.8 Análisis Resultados

1.8.4.8.1 Validez Resultados

Las correlaciones elegidas para calcular los coeficientes de convección en el interior de los tubos no aceptan números Reynolds inferiores a 3000. Para comprobar dicho requerimiento se representa el número Reynolds del aire en función de las dimensiones de la carcasa para cada diámetro que se va a estudiar:

Figura 23. Número Reynolds aire



Es posible observar que a medida que aumenta el tamaño de la carcasa el número Reynolds disminuye. Esto se debe a que el número de tubos es proporcional al tamaño de la carcasa. Al aumentar el número de tubos disminuye la velocidad del aire dentro de cada tubo ya que el caudal se divide entre el número total de tubos. Mayores diámetros permiten estudiar mayores tamaños de carcasa.

En la configuración cúbica de la carcasa, el estudio es válido para tamaños de carcasa de hasta 0,9 metros de lado para diámetros de 8 y 10 milímetros, tal y como se puede observar en la gráfica. Para diámetros superiores, es posible estudiar un tamaño de hasta 1,3 metros con tubos de 25 milímetros de diámetro.

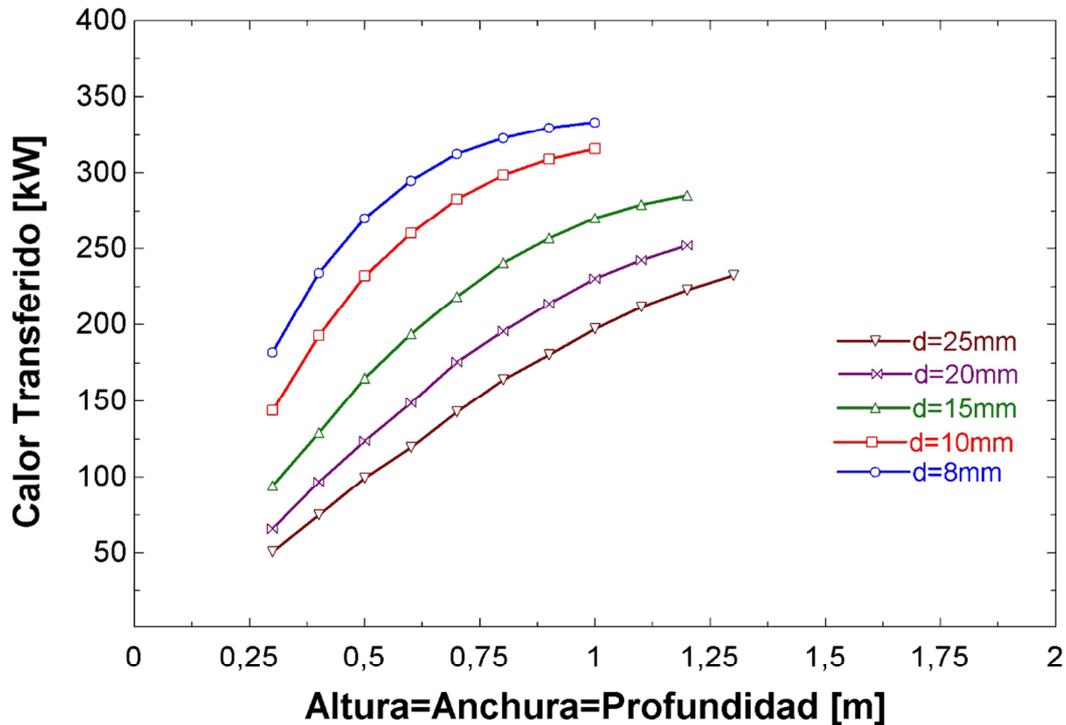
1.8.4.8.2 Configuración cúbica de la carcasa

1.8.4.8.2.1 Transferencia de calor

Habiendo estudiado para qué tamaños de carcasa son válidos los resultados es posible

empezar a analizar la transferencia de calor en función del tamaño de la carcasa y del diámetro de los tubos:

Figura 24. Calor transferido

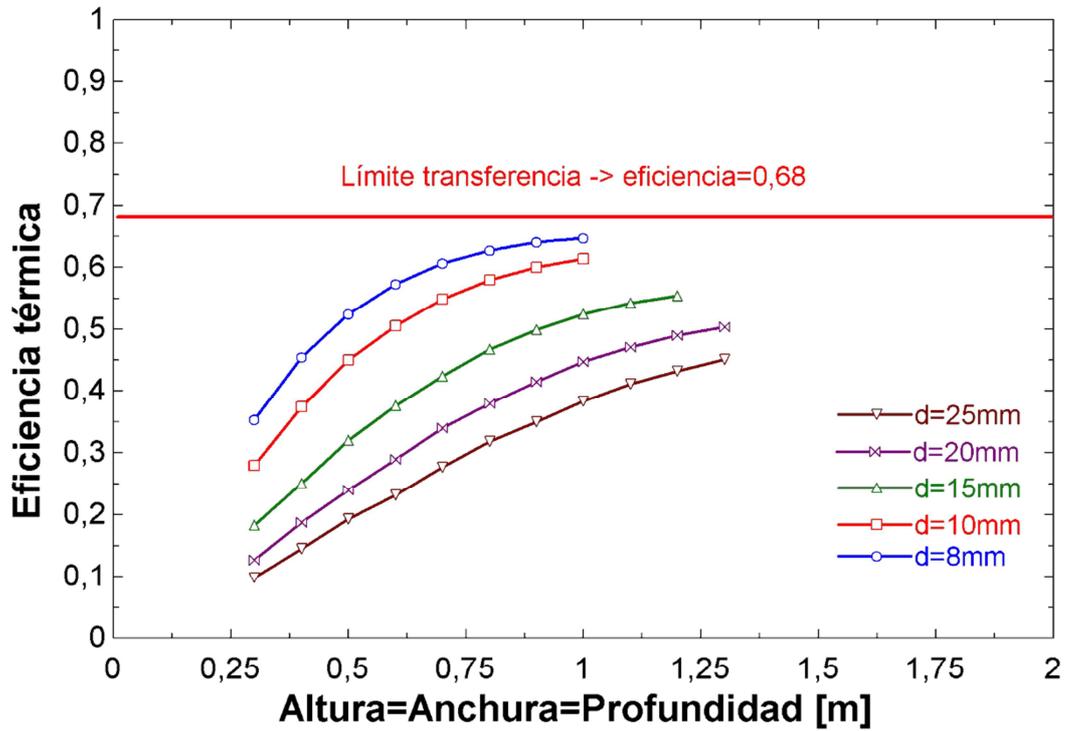


La transferencia de calor aumenta con el tamaño de la carcasa, como era de esperar, debido al incremento en la superficie de transferencia, aunque el incremento de potencia es cada vez menor hasta llegar a un punto en el que la transferencia ya no aumenta más aunque se incremente la superficie de intercambio.

Se observan diferencias bastante significativas en cuanto a la potencia que es capaz de transferir el sistema. Los mejores resultados se consiguen utilizando tubos de 8 milímetros de diámetro. En teoría, se podrían recuperar unos 330 kW de potencia calorífica como máximo. Al aumentar el diámetro de los tubos la transferencia empeora considerablemente, pasando de 330 kW a 225 kW como máximo, con tubos de 25 milímetros de diámetro.

A continuación se representa la eficiencia térmica del intercambio en función del tamaño de la carcasa y del diámetro de los tubos:

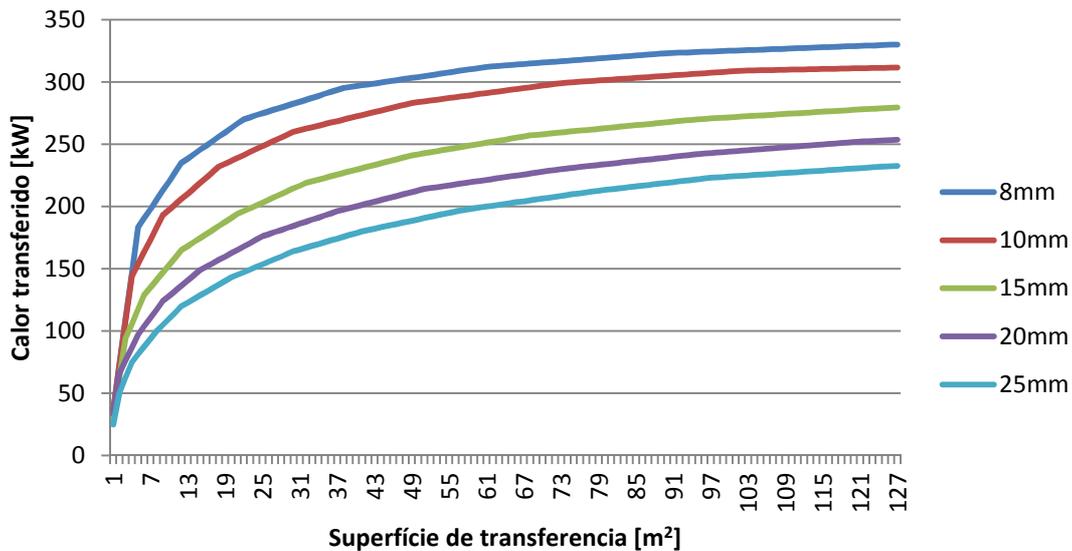
Figura 25. Eficiencia Térmica Intercambiador



Se consiguen eficiencias muy cercanas al límite, superiores al 60%, con diámetros pequeños (8 y 10 milímetros), lo que indica que la configuración cúbica de la carcasa funciona bastante bien para estos casos. No es así para el caso de los diámetros superiores. A medida que aumenta el diámetro de los tubos, disminuye la eficiencia energética del intercambiador, situándose en valores inferiores al 50% para diámetros superiores de 20 milímetros. Todo parece indicar que la configuración geométrica de la carcasa elegida, no es la más indicada para estos casos ya que no se consigue aprovechar al máximo el calor que contienen los gases de combustión.

Antes de estudiar qué factores merman la transferencia de calor para diámetros superiores a 10 milímetros será interesante estudiar la transferencia de calor en función de la superficie de transferencia:

Figura 26. Transferencia de calor en función de la superficie



Esta representación aporta una información muy valiosa en cuanto al diseño del intercambiador. Es muy interesante observar que a partir de ciertos valores de área, el incremento de la superficie de intercambio supone incrementos en la transferencia muy pequeños. En el caso de los tubos de 8 milímetros de diámetro, si se dobla la superficie de transferencia de 50 m² a 100 m², solo se consigue un aumento de la transferencia de 25 kW, de 300 a 325 kW de potencia. Con tal de ofrecer un buen diseño, optimizando los costes, será determinante establecer a partir de qué valores deja de ser rentable aumentar el tamaño del intercambiador.

En el gráfico se puede observar como las tuberías de menor diámetro ofrecen mejores resultados en cuanto a calor transferido por metro cuadrado de superficie de intercambio. Otro punto a favor de usar tubos de diámetro pequeño para el diseño del intercambiador. Las diferencias son, además, muy significantes. Entre los dos extremos, diámetros de 8 milímetros y de 25 milímetros, hay más de 100 kW de diferencia para una misma superficie de intercambio.

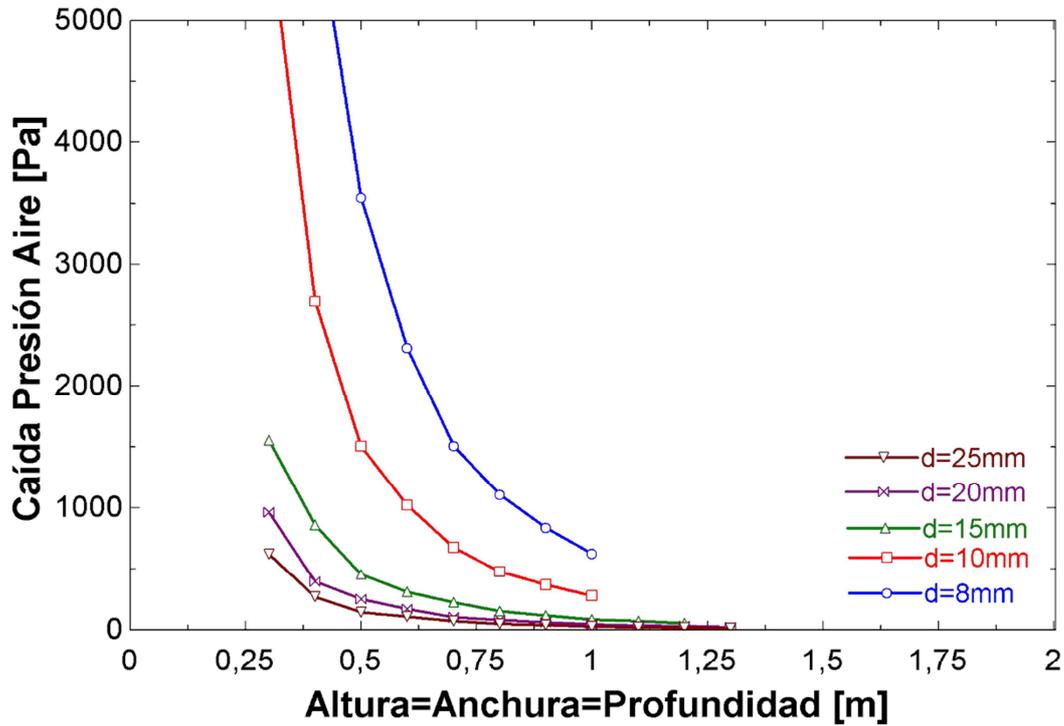
En general, la transferencia se mantiene casi-constante a partir de 60-80 m² de superficie.

A raíz de los primeros análisis parece evidente que los diámetros inferiores a 10 milímetros ofrecen los mejores resultados y son lo idóneos para el diseño del intercambiador. Aun así, es importante estudiar también las caídas de presión en los fluidos antes de proponer una solución. Se da especial atención a los gases de combustión, ya que si la pérdida de presión es demasiado alta se pueden dar problemas de circulación.

1.8.4.8.2.2 Pérdidas de carga

Si se representa la pérdida de carga del aire en función del tamaño de la carcasa y del diámetro de los tubos se obtiene la siguiente gráfica:

Figura 27. Pérdidas de presión en el aire

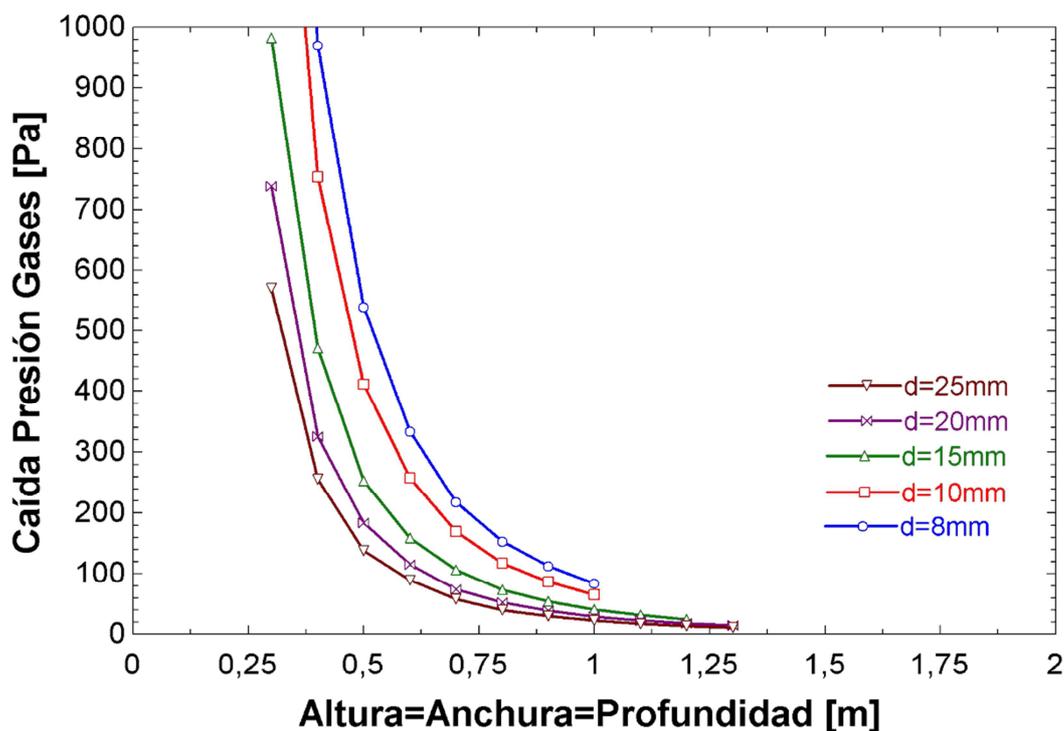


Las pérdidas de presión en el aire aumentan con la disminución del tamaño de la carcasa. Esto se debe al aumento de la velocidad que se da cuando se disminuye el número total de tubos del intercambiador. A medida que aumenta el diámetro de los tubos las pérdidas de carga son menores.

Las pérdidas de presión en los tubos no suponen un gran problema desde el punto de vista ingenieril siempre y cuando no sean muy pronunciadas y se puedan remediar con los ventiladores instalados en la unidad. Aun así, los resultados mejoran de forma considerable con el aumento del diámetro.

En el caso de los gases de combustión:

Figura 28. Pérdidas de presión en los gases



Las pérdidas de carga en los gases pueden suponer un grave problema en la circulación y escape de los productos de la combustión. Los humos fluyen libremente hacia la salida de la chimenea gracias a la diferencia de densidad entre los gases de combustión y el aire de fuera. Si las pérdidas de carga introducidas por el intercambiador son demasiado altas, los gases dejarán de fluir y se estancarán, provocando un grave problema. Será muy importante diseñar el intercambiador de tal forma que esto no suceda.

Las pérdidas de carga en los gases se reducen a medida que aumenta el tamaño de la carcasa al disminuir la velocidad del flujo. También es posible observar que para un mismo tamaño de carcasa, las pérdidas son mayores a medida que el diámetro de los tubos es menor. Esto se debe a que las pérdidas aumentan si se incrementa el número total de filas de tubos.

A raíz de los resultados, es posible afirmar que las tuberías de diámetros inferiores de 15 milímetros pueden generar problemas en la circulación de los gases en el caso de la geometría cúbica de la carcasa, porque introducen pérdidas de carga moderadas, en torno a los 150 Pa para tamaños de carcasa superiores a 70 centímetros. Tamaños inferiores de carcasa no son viables ya que la caída de presión aumenta de forma muy pronunciada a partir de estos valores para todos los diámetros estudiados.

1.8.4.8.2.3 Análisis parámetros transferencia de calor y conclusiones

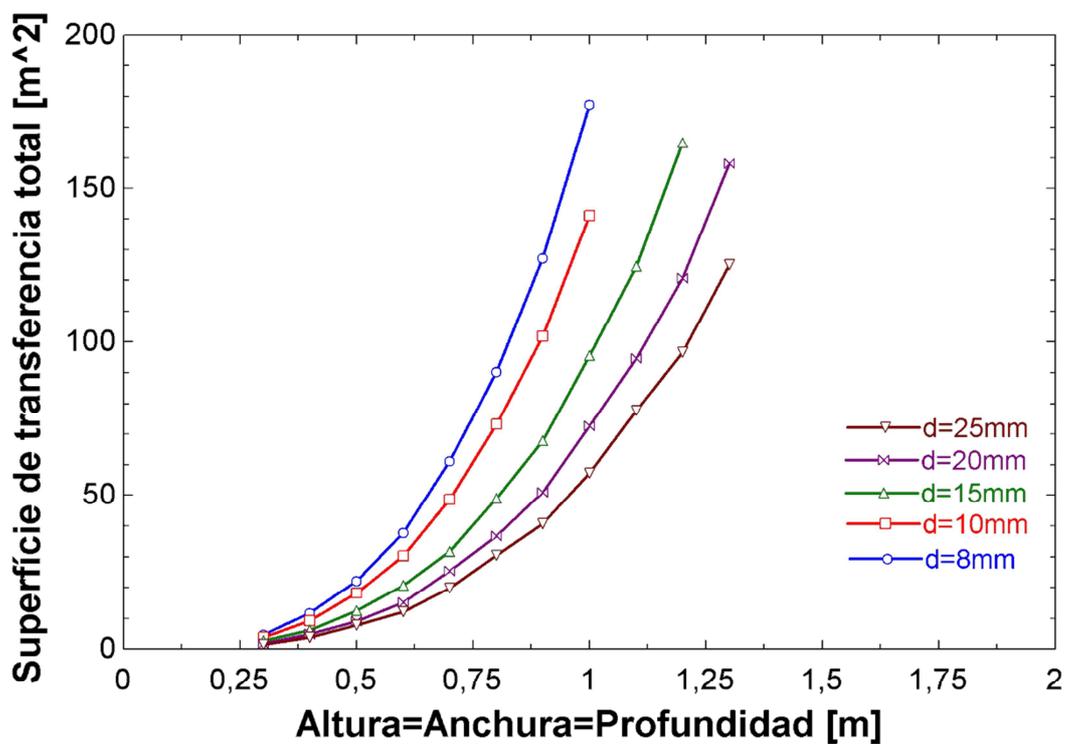
Queda probado que utilizar diámetros muy pequeños puede acarrear graves problemas de circulación en los gases de combustión además de introducir pérdidas de cargas en el aire elevadas, que habrán de ser corregidas aumentando la potencia de los ventiladores. Por lo

tanto, es necesario ingeniar una nueva configuración geométrica que permita aumentar la transferencia de calor para los diámetros superiores, ya que en la cúbica, el rendimiento es bastante pobre.

Para esta empresa, será interesante analizar con más detenimiento cuáles son los factores que causan que el funcionamiento térmico del intercambiador decrezca a medida que aumentan los diámetros de los tubos.

Una de las razones es que utilizar diámetros más pequeños permite introducir más superficie de intercambio en menos volumen tal y como se puede observar en la siguiente gráfica:

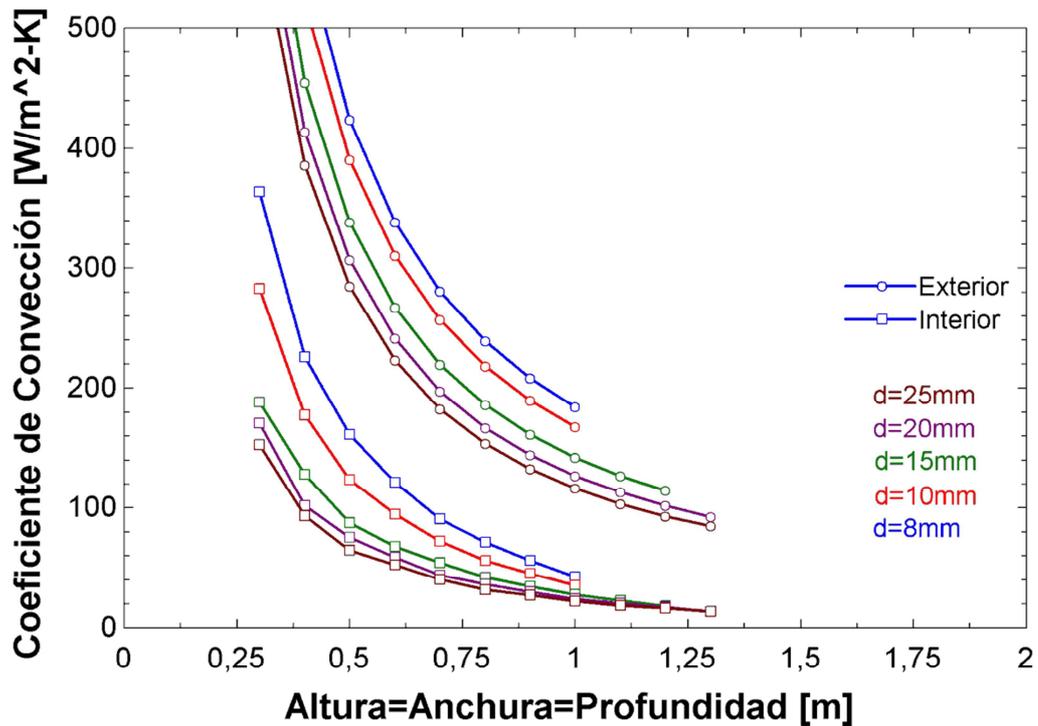
Figura 29. Superficie de transferencia vs tamaño carcasa



Como es posible observar en la gráfica, para un mismo tamaño de carcasa el área difiere en función del diámetro aumentando cuanto más pequeño sea. Con diámetros pequeños se pueden conseguir grandes superficies de intercambio en tamaños de carcasa reducidos y tal y como se va a probar a continuación, cuanto menor es el tamaño de la carcasa mayor es el rendimiento del intercambiador.

Si se representan los coeficientes de película internos y externos se obtiene la siguiente gráfica:

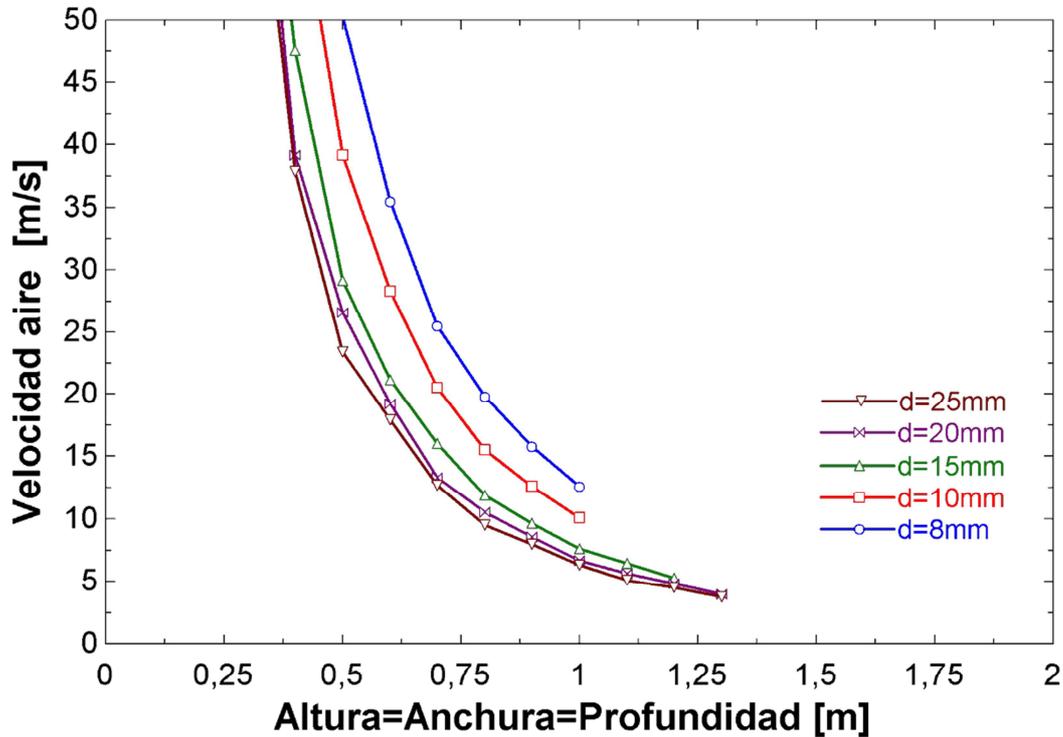
Figura 30. Coeficientes de convección vs tamaño carcasa



Cuanto más compacta es la carcasa, más altos son los coeficientes de convección, tal y como se puede observar en la gráfica. Para un mismo diámetro, si se disminuye el tamaño de la carcasa, disminuye el número total de tubos, como es obvio. Al disminuir el número total de tubos, aumenta la velocidad del aire por tubo, al dividirse el caudal por un número menor de tuberías, por lo que aumenta el coeficiente de convección interior. En el caso exterior, también aumenta la velocidad de los gases al disminuir el tamaño de la carcasa porque disminuye al área de paso del flujo y el caudal se mantiene constante, aumentando la velocidad y el coeficiente de película exterior.

Aumentar el diámetro de los tubos influye de forma negativa en los coeficientes de convección. Los mejores resultados se obtienen con los tubos de 8 milímetros. Será interesante estudiar la velocidad del aire en las tuberías en función del tamaño de la carcasa y del diámetro de los tubos:

Figura 31. Velocidad del aire vs Tamaño carcasa y diámetro tubos



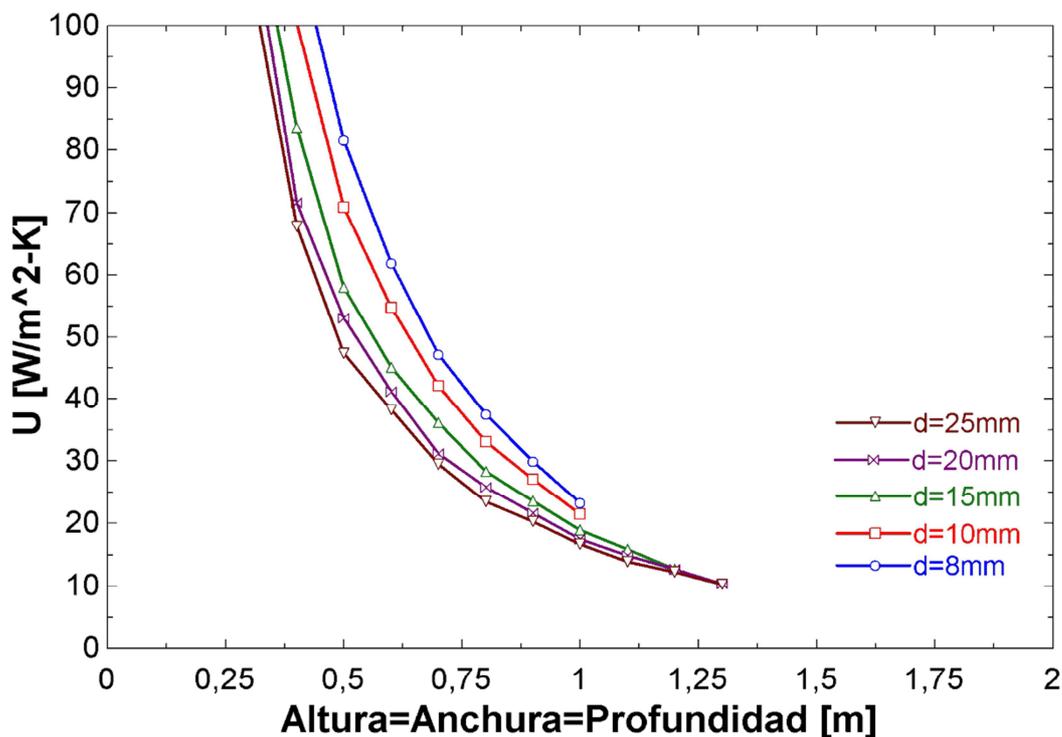
Se puede observar como, para un mismo tamaño de carcasa, la velocidad del aire difiere en función del diámetro de las tuberías, siendo mayor en cuanto menor es el diámetro. Esta es una de las razones por las cuales se consiguen mejores coeficientes de película con diámetros inferiores.

Volviendo a los coeficientes de convección, es de recalcar la gran diferencia que hay entre los valores del coeficiente exterior e interior y a medida que aumenta el tamaño de la carcasa, aumenta la diferencia. Los coeficientes de película exteriores se mantienen siempre o casi siempre por encima de $100 \text{ W/m}^2\text{-K}$ para todos los diámetros estudiados, que son valores aceptables.

No es el caso para los coeficientes interiores, que decrecen hasta valores cercanos a los $50 \text{ W/m}^2\text{-K}$ para diámetros de 8 y 10 milímetros. A medida que aumenta el diámetro de los tubos la caída es más significativa, hasta valores inferiores a $20 \text{ W/m}^2\text{-K}$.

Al ser dos resistencias térmicas en serie, la más alta será la que condicionará de forma más significativa la transmisión de calor. La resistencia térmica debida a la convección exterior es baja, ya que los coeficientes de convección son altos. La interior es muy alta y aumenta a medida que aumenta el diámetro de los tubos, ya que el coeficiente de convección interior es muy bajo en comparación con el exterior. En consecuencia, la resistencia térmica total es muy elevada. Esto se puede observar representando el coeficiente global medio de transferencia U , en función del tamaño de la carcasa y del diámetro de los tubos:

Figura 32. Coeficiente global medio de transferencia vs tamaño carcasa



Es evidente que la eficiencia disminuye con el diámetro, tal y como se puede observar en el gráfico.

En conclusión, el rendimiento térmico del intercambiador decrece a medida que aumenta el diámetro debido a los bajos coeficientes de convección interior que se dan en la configuración cúbica de la carcasa. Para mejorar el diseño, habrá que encontrar una configuración más óptima que permita obtener coeficientes de convección interior más altos.

El principal problema de aumentar el diámetro de los tubos es los bajos coeficientes de convección interior que se obtienen, por lo que la resistencia térmica por el lado interior es muy alta mientras que la del lado exterior es bastante más reducida. Para solucionar esto se podrían instalar aletas en el interior de las tuberías para aumentar la superficie de transferencia interior, pero no sería viable ya que aumentaría muchísimo la inversión necesaria y complicaría el proceso:

$$R_{convección} = \frac{1}{h \cdot A}$$

Otra forma de reducir la resistencia interna de convección sería cambiar la configuración geométrica de la carcasa, a partir de los resultados obtenidos, de tal forma que se obtengan mejores coeficientes de película. La única forma que se tiene de aumentar el coeficiente de película interior es aumentar la velocidad de circulación del aire, porque el diámetro ya no se puede reducir más.

1.8.4.8.3 Cambio en la configuración geométrica de la carcasa. Aumento anchura (L1)

1.8.4.8.3.1 Justificación

La velocidad del aire, como ya se ha comentado antes, está condicionada por el número total de tubos por los que se divide el caudal. El número total de tubos viene determinado por la altura de la carcasa L3 y la profundidad L2. En cambio, la anchura L1, no afecta de ningún modo al número total de tubos pero sí a la superficie de transferencia total. Por lo tanto, sería lógico diseñar la carcasa de modo que la anchura fuera mayor que la altura y la profundidad, pudiendo así aumentar la superficie de transferencia sin tener que aumentar el número total de tubos.

Además, las pérdidas de presión en los gases disminuyen con la anchura de la carcasa, por lo que se podría solucionar el problema de la pérdida de carga con este cambio en la geometría.

Para estudiar dicho cambio solo se van a considerar diámetros de 10 y 15 milímetros. Ha quedado probado que los mejores resultados se obtienen utilizando tubos con diámetros pequeños con el único inconveniente siendo las grandes caídas de presión. Se considerará el segundo menor diámetro, 10 milímetros y un diámetro intermedio 15 milímetros.

Se simulará el comportamiento del intercambiador definiendo la profundidad como 1,5, 2 y 2,5 veces la altura y se estudiarán los resultados en función del tamaño de la carcasa, como se ha hecho hasta ahora.

1.8.4.8.3.2 Transferencia de calor

A continuación se representa la transferencia de calor en función del tamaño de la carcasa para esta nueva configuración y se compara con la configuración cúbica:

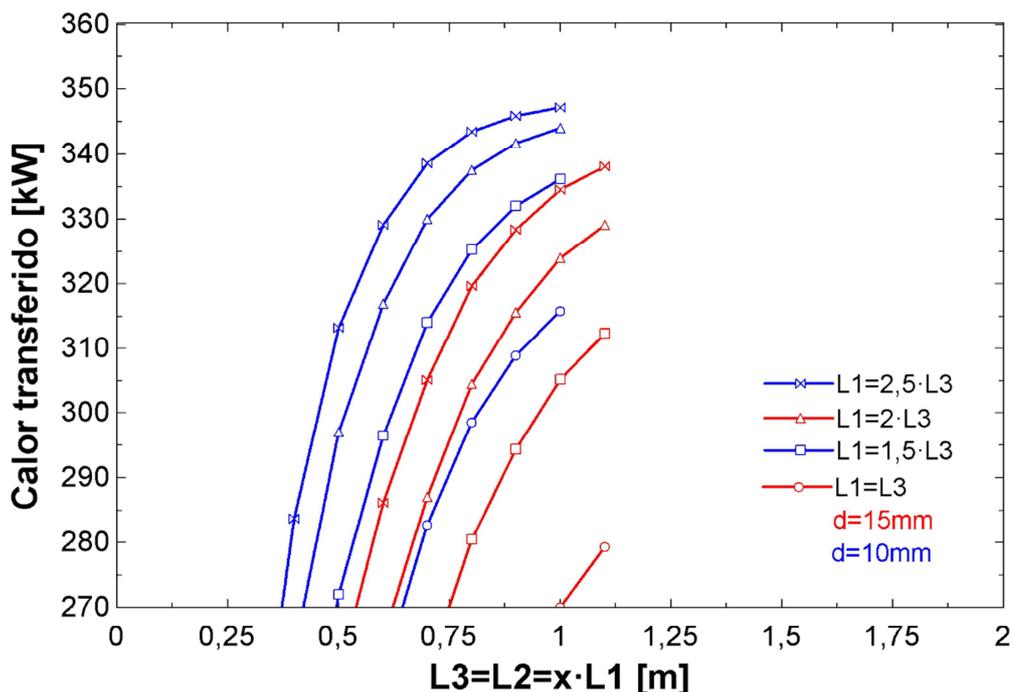


Figura 33. Calor transferido nueva configuración

La nueva configuración geométrica de la carcasa aumenta la transferencia de calor máxima de forma considerable tal y cómo era de esperar. Hay que tener en cuenta, pero, que este aumento viene a expensas de un mayor tamaño de carcasa. Lo que se quería conseguir es aumentar la superficie de transferencia para diámetros de tubos mayores sin perder el régimen turbulento de circulación del aire y con esta nueva configuración se consigue.

Esta nueva configuración permite además, tal y como se ha comentado antes, aumentar la superficie de transferencia sin tener que aumentar el número total de tubos por lo que a mayores tamaños de carcasa se consiguen mantener unos coeficientes de película interior moderados. En la configuración cúbica, aumentar el tamaño de la carcasa significaba aumentar el número total de tubos, por lo que disminuía la velocidad del aire por tubo y el coeficiente de convección interior. Todo esto se traduce en un aumento de la eficiencia del intercambiador:

Figura 34. D=10 milímetros. Transferencia de calor vs superficie

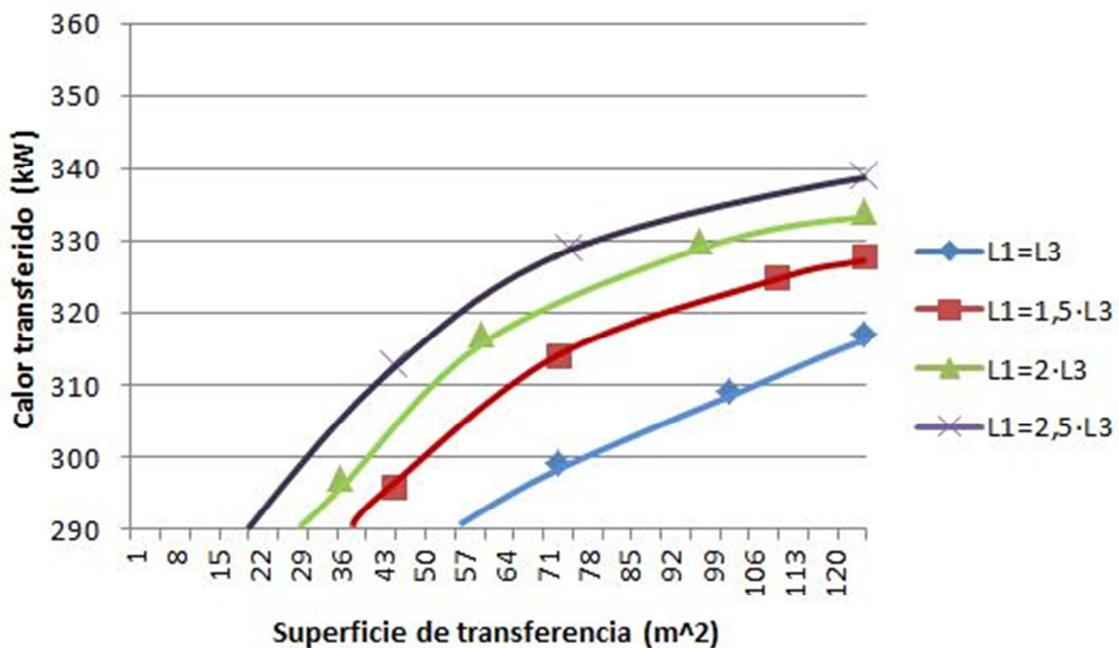
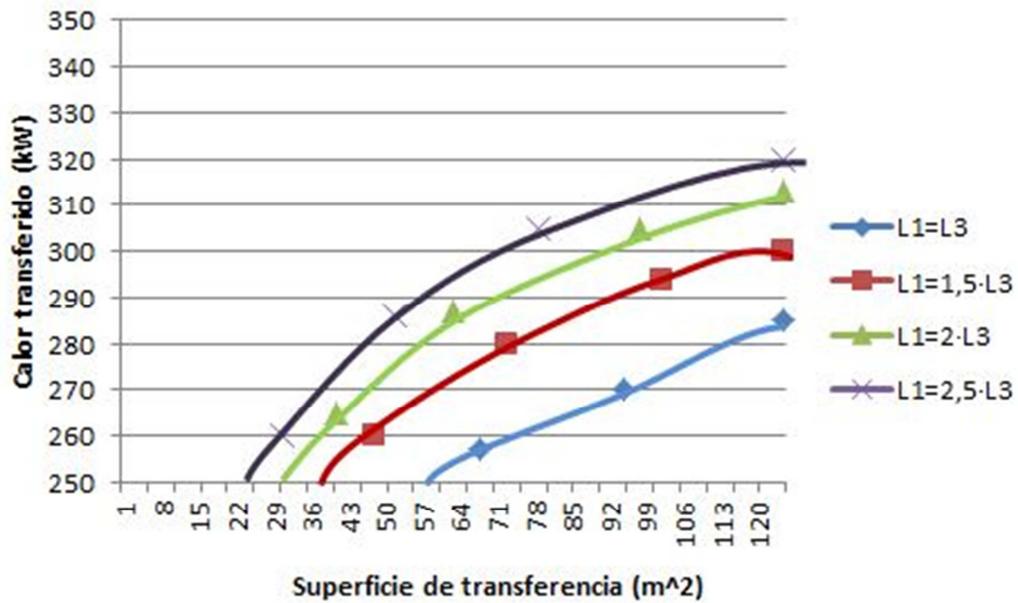


Figura 35. D=15 milímetros. Transferencia de calor vs superficie

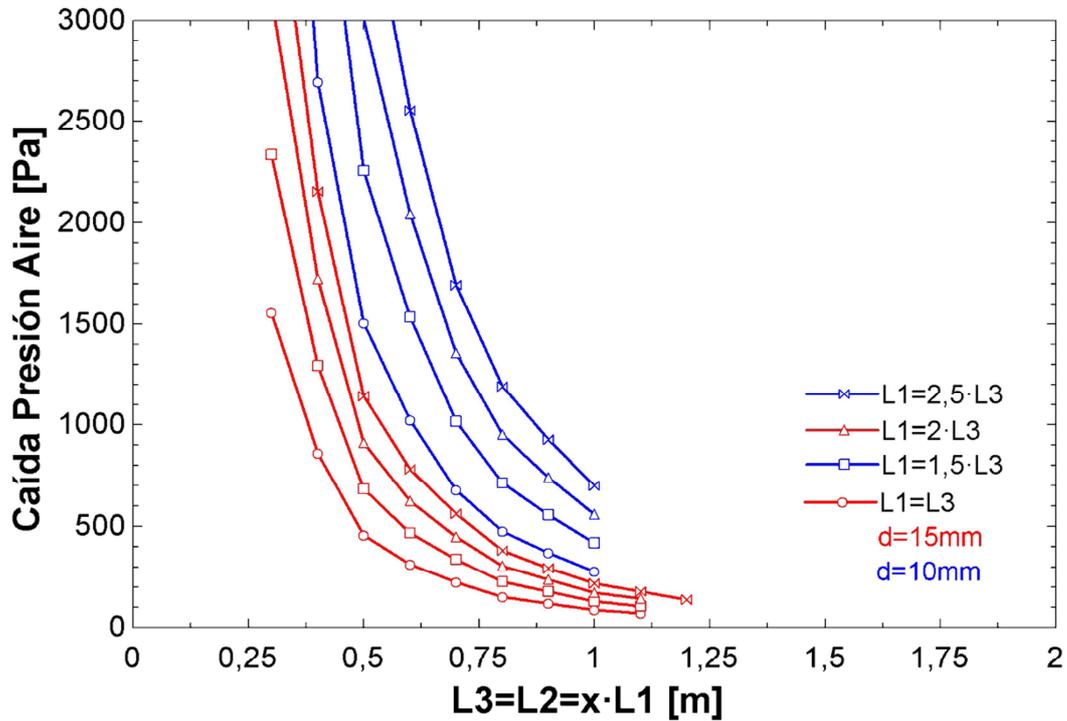


La mejora en la eficiencia de la transmisión es evidente. A medida que se aumenta la anchura con respecto a la altura y la profundidad, aumenta la eficiencia del intercambiador y el calor transferido. Para una misma superficie de transferencia hay alrededor de 30 kW de diferencia entre la configuración cúbica y la configuración en la que la anchura es 2,5 veces la altura. También se puede observar que los tubos de 10 milímetros de diámetro siguen dando mejores resultados en cuanto a transferencia de calor pero la diferencia es relativamente pequeña; unos 20 kW.

1.8.4.8.3.3 Pérdidas de carga

Será importante también, analizar las caídas de presión que introduce esta nueva configuración en los dos fluidos. Para el caso del aire:

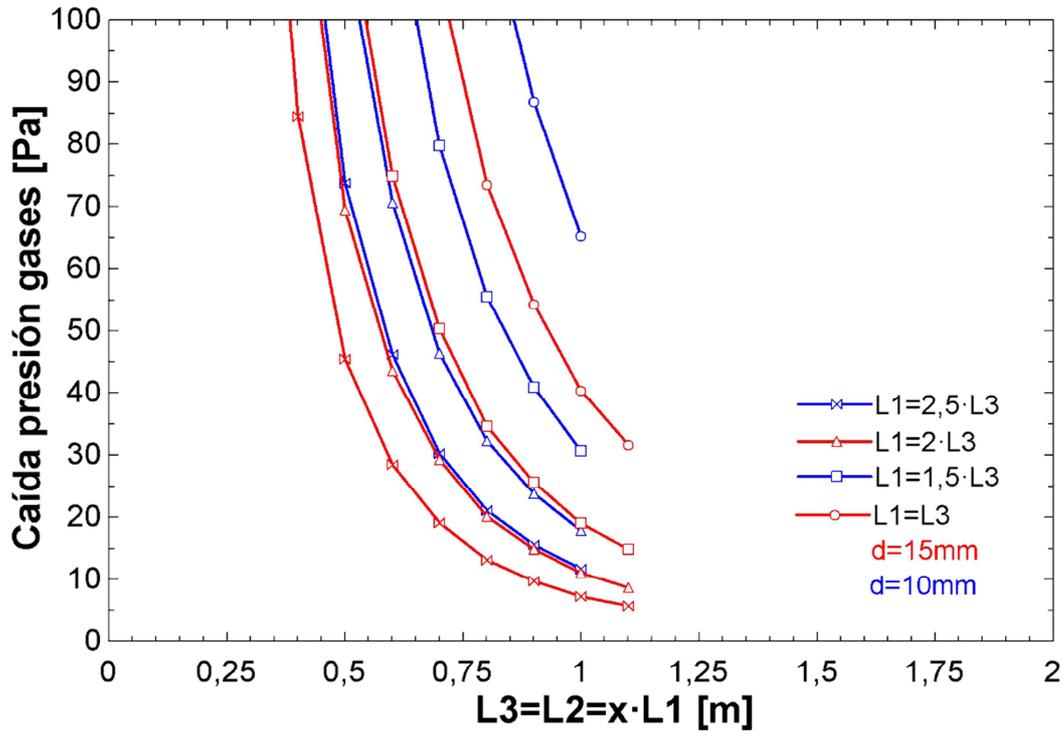
Figura 36. Caída de presión aire



La pérdida de carga en el aire es mayor para esta nueva configuración. Esto se debe al aumento de la anchura, ya que la longitud efectiva de los tubos será la misma que la anchura de la carcasa y la pérdida de carga aumenta con la longitud del tubo. En la gráfica se puede observar este suceso. También es notable que las pérdidas de presión son bastante elevadas cuando los tubos son de 10 milímetros, lo que puede condicionar el diseño en favor de usar tubos de 15 milímetros, ya que para este caso, las pérdidas de carga son bastante más reducidas y se puede dar el caso en el que la energía necesaria para contrarrestar las pérdidas de presión sea mayor a la diferencia de energía recuperada por usar un diámetro de tuberías menor.

Si representamos la caída de presión en los gases en función del tamaño de la carcasa:

Figura 37. Pérdida carga en los gases nueva configuración



Las pérdidas de presión disminuyen con respecto a la geometría cúbica en los dos casos. Al aumentar la anchura con respecto a la altura y la profundidad se incrementa el área de paso del fluido y se disminuye la velocidad del mismo. Esto se refleja en la pérdida de carga, que disminuye también, tal y como se puede observar en la gráfica. No hay demasiada diferencia entre usar diámetros de 10 o de 15 milímetros. Se siguen obteniendo mejores resultados con diámetros superiores pero las diferencias son despreciables siempre y cuando la carcasa tenga un tamaño superior a 60 centímetros y la anchura sea 2 veces o más grande que la altura y la profundidad.

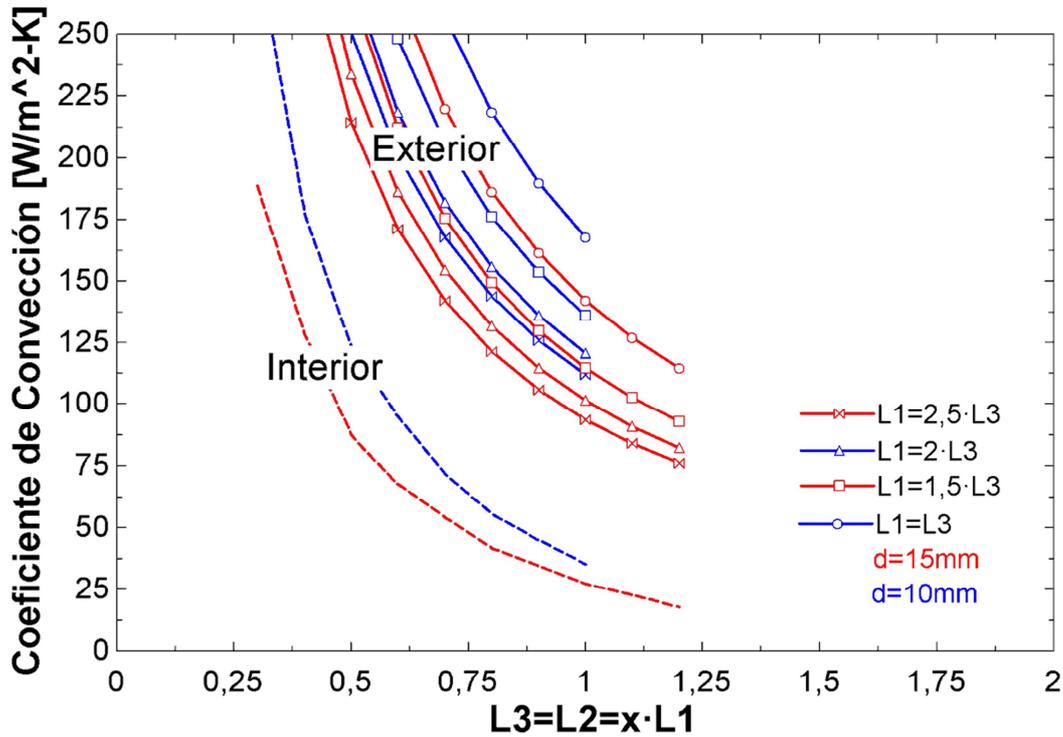
También es interesante observar que con la configuración cúbica, donde $L1=L3=L2$, las pérdidas eran tan grandes que podían provocar problemas en la circulación de los gases de escape si se usaban diámetros muy pequeños, pero en esta nueva configuración el problema se ha solucionado porque las caídas de presión se han reducido de forma drástica.

1.8.4.8.3.4 Análisis parámetros transferencia de calor y conclusiones

En conclusión, con esta nueva configuración geométrica de la carcasa se consigue aumentar la transferencia de calor del intercambiador y se mejora la eficacia del mismo. Se reducen las pérdidas de carga en los gases de combustión que es un factor muy importante en el diseño, pero, a expensas de aumentar de forma considerable la caída de presión en el aire.

Queda probado que el diseño se mejora aplicando estos cambios en la dimensión de la carcasa pero aun así, si se representan los coeficientes de convección exterior e interior en función del tamaño de la carcasa:

Figura 38. Coeficientes de convección nueva configuración vs tamaño carcasa



El coeficiente de convección interior se mantiene constante con el aumento de la anchura, tal y como se ha comentado antes, ya que esta dimensión no influye en la velocidad del aire por tubo.

A medida que se aumenta la anchura con respecto a la altura de la carcasa aumenta el área de paso del fluido y disminuye la velocidad, pero también el coeficiente de convección exterior. Pero este suceso no afecta demasiado al rendimiento del intercambiador ya que el coeficiente de convección interior sigue siendo muy bajo. Aun disminuyendo el coeficiente de película exterior, se mejora el rendimiento y la eficiencia del intercambiador con respecto a la configuración cúbica tal y como se ha probado antes.

La resistencia de convección interior sigue mermando la transferencia de calor y este nuevo cambio en la geometría de la carcasa no parece solucionar del todo el problema. El diseño se puede mejorar aún.

1.8.4.8.4 Cambio espaciado de los tubos. Aumento espaciado horizontal (b)

1.8.4.8.4.1 Justificación

Hasta ahora, el análisis se ha llevado a cabo manteniendo el espaciado entre los tubos constante ($a=1,5$ y $b=1,5$). El espaciado transversal a , define la velocidad máxima de los gases de combustión, por ende, el coeficiente de película externo depende en gran medida de él. Por estas razones conviene mantenerlo lo más bajo posible. En cambio, el espaciado horizontal podría aumentarse para reducir el número de filas de tubos. Con este cambio, para una configuración dada, se aumentaría la velocidad del aire por tubo a expensas de **reducir la**

superficie de transferencia, aumentando así el coeficiente de convección interior y la eficiencia del intercambiador.

El principal beneficio de este cambio es que permite aumentar el tamaño, por lo tanto la longitud de los tubos, sin aumentar de forma desmesurada la superficie de transferencia. Interesa tener un área de paso de los gases de combustión grande, para reducir al máximo las pérdidas de presión.

Teniendo en cuenta estas consideraciones se analizará el funcionamiento del intercambiador manteniendo el espaciado transversal a , en 1,25 y se estudiarán los efectos que produzcan en el rendimiento del intercambiador el aumentar el espaciado horizontal. La carcasa estará configurada de tal forma que la anchura será 2,5 veces la altura o la profundidad, que serán iguales.

1.8.4.8.4.2 Transferencia de calor

Si se representa el calor transferido en función de la superficie de transferencia:

Figura 39. Calor transferido vs superficie de transferencia $D=15\text{mm}$

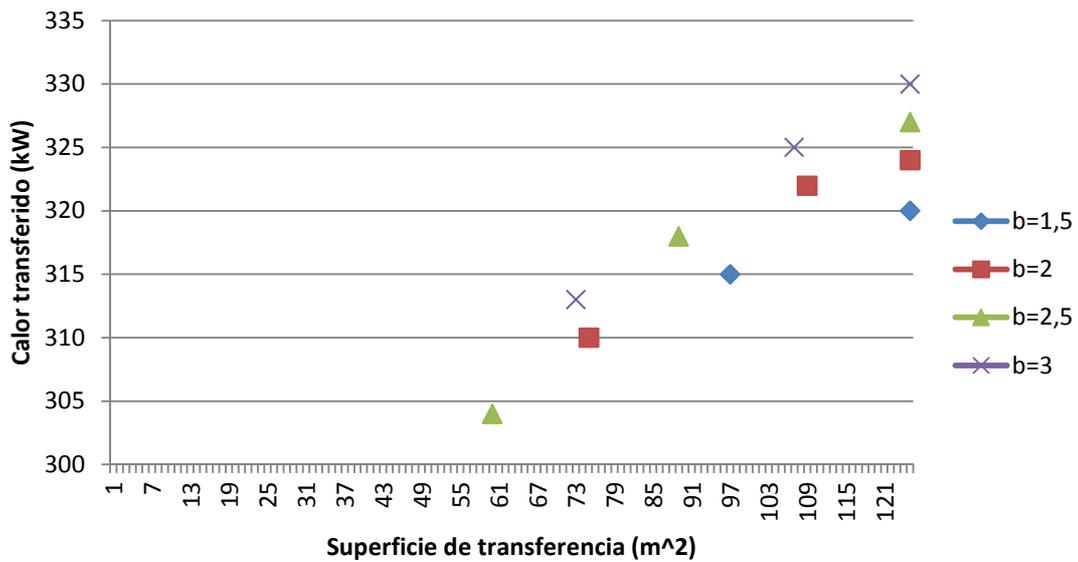
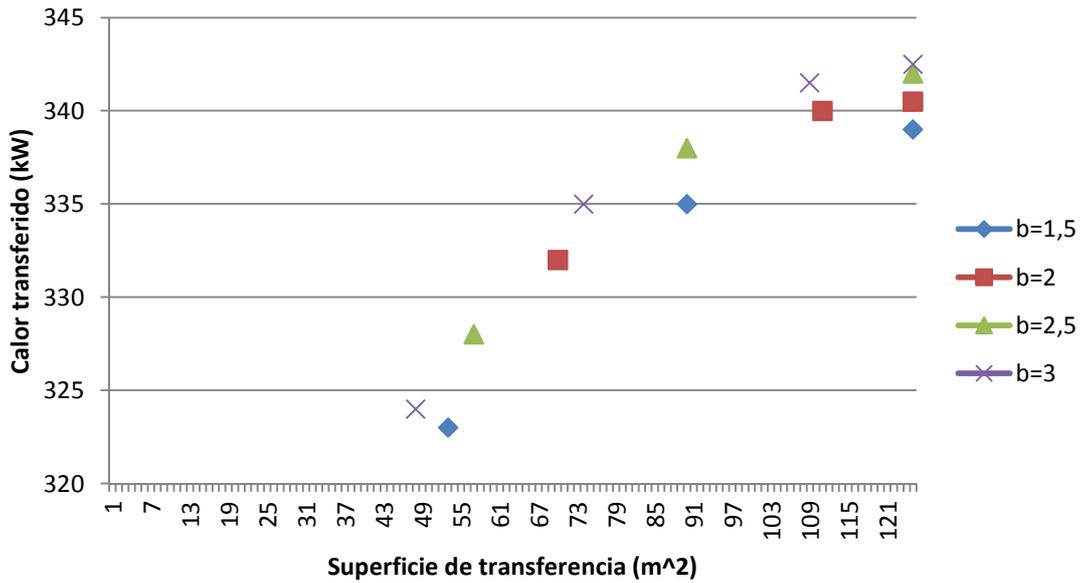


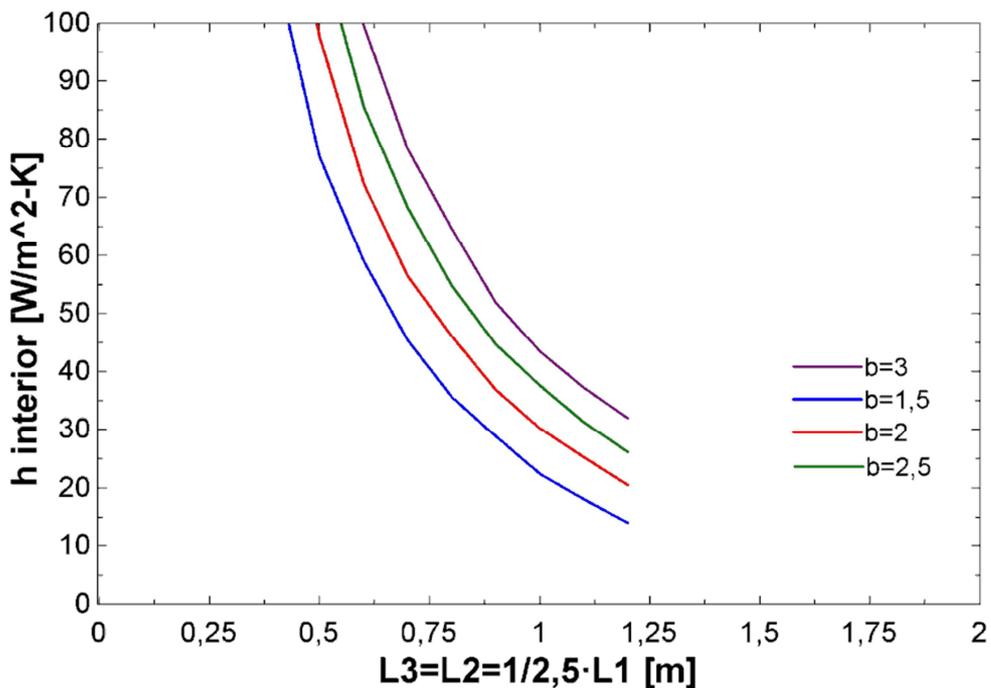
Figura 40. Calor transferido vs superficie de transferencia **D=10mm**



Es posible observar que aumentando el espaciado horizontal b , se consigue aumentar la eficiencia del intercambiador tal y como se había previsto. La mejora es más significativa cuando se usan tubos de 15 milímetros, dónde la diferencia entre el espaciado estándar $b=1,5$ y el más pronunciado $b=3$, es de unos 15 kW.

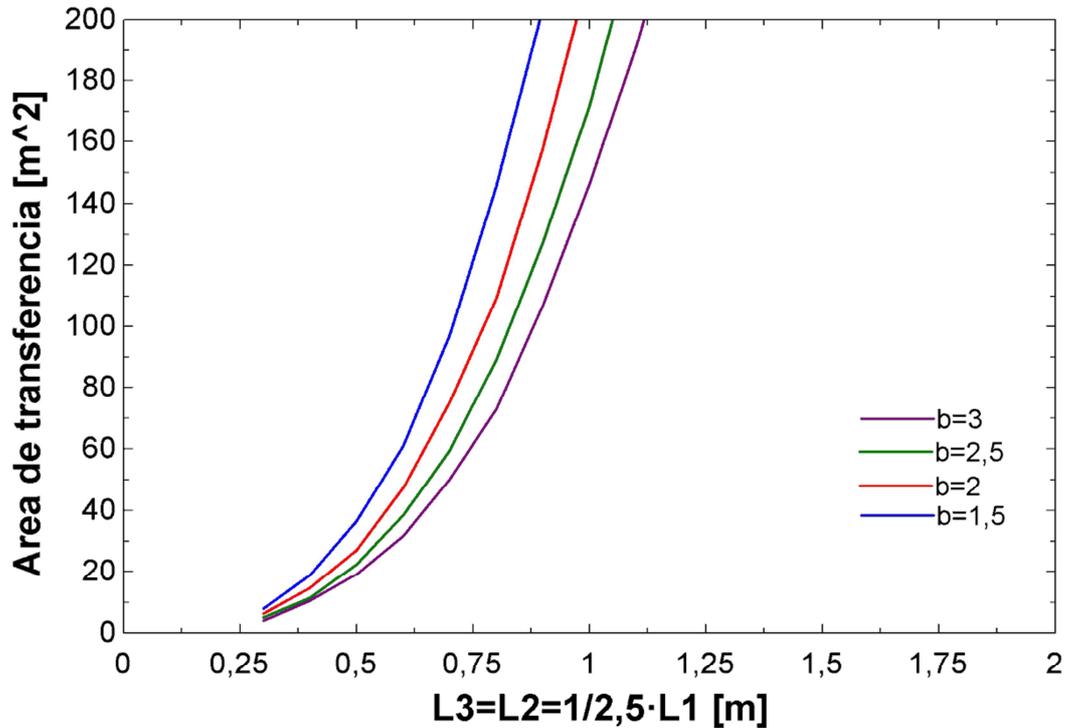
Esta mejora en la eficiencia del intercambiador se debe al incremento del coeficiente de película interior que se da cuando se aumenta el espaciado horizontal:

Figura 41. Coeficiente de película interior vs espaciado y tamaño carcasa **D=15 mm**



Esta mejora se da a costa de reducir la superficie de transferencia total, pero el efecto medio es positivo, tal y como se ha probado antes:

Figura 42. Área de transferencia vs espaciado tubos y tamaño carcasa **D=15mm**

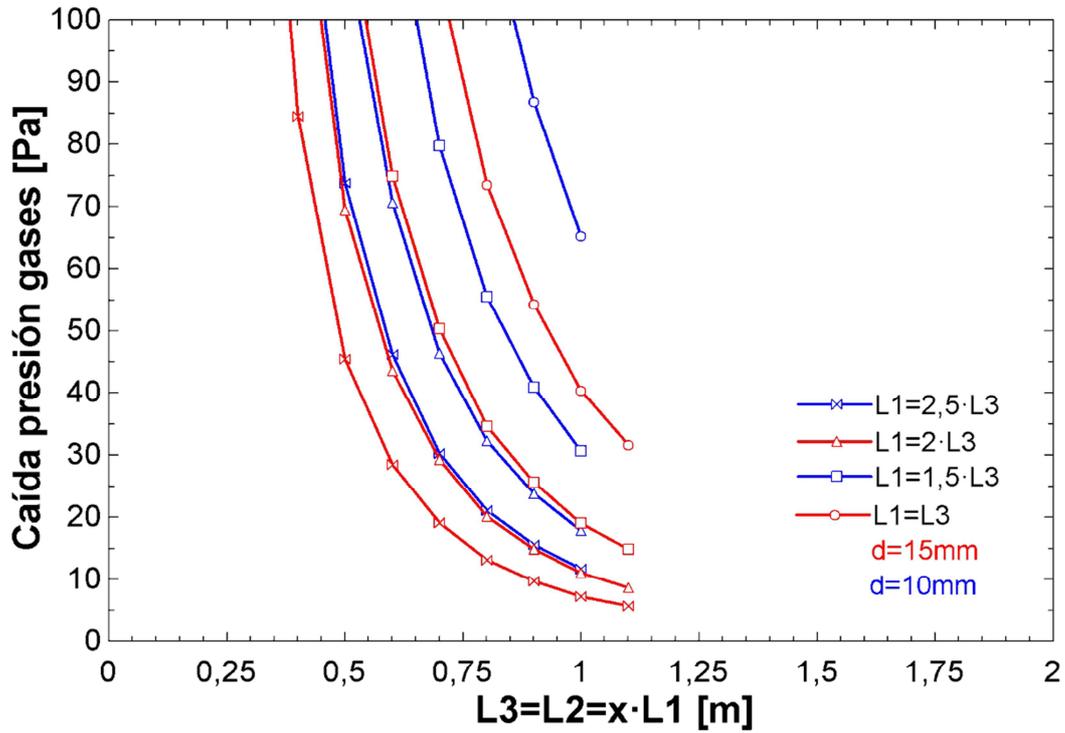


Aumentando el espaciado horizontal se reduce la compactibilidad del intercambiador, pero el efecto que tiene este cambio sobre la transferencia es positivo. El secreto se encuentra, otra vez, en la anchura de la carcasa o, dicho de otra forma, en la longitud de los tubos. Interesa tener una carcasa lo más grande posible para aumentar al máximo la superficie de transferencia por tubo para así poder reducir al mínimo el número de tubos, para poder obtener la máxima velocidad del aire posible por tubo manteniendo una superficie de transferencia adecuada.

1.8.4.8.4.3 Pérdida de carga

En cuanto a la pérdida de carga con la nueva configuración:

Figura 43. Caída presión gases vs tamaño carcasa espaciado tubos desigual

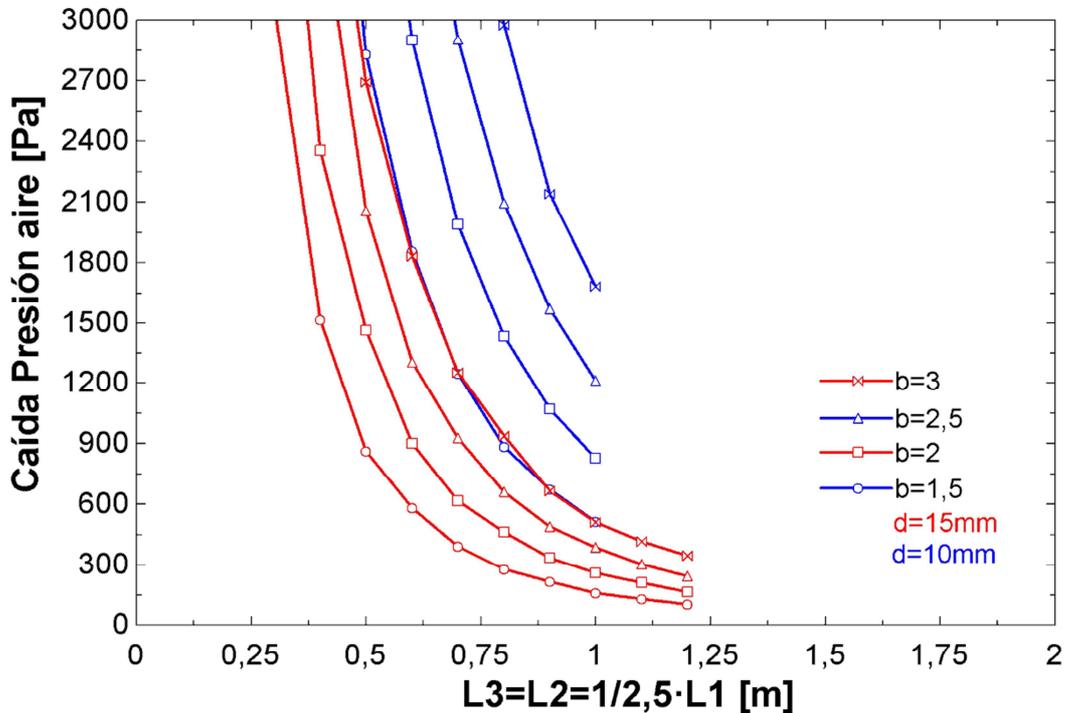


Aumentar el espaciamiento horizontal reduce las pérdidas de carga en los gases. Esto se debe a que aumentando la separación horizontal entre los tubos se consigue reducir el número total de filas de tubos, al mantenerse la profundidad constante. Las pérdidas en los gases dependen, de forma directa, del número total de filas.

No hay diferencias significativas entre los dos diámetros. Son válidos los dos siempre y cuando el espaciamiento horizontal sea grande ($b > 2$). Para espaciamientos menores, puede haber problemas de circulación de los gases si se usan tubos de 10 milímetros de diámetro.

En cuanto a las pérdidas de carga en el aire:

Figura 44. Caída presión aire vs tamaño carcasa espaciado tubos desigual



Es notable el aumento de la pérdida de presión al aumentar el espaciado horizontal. Esto se debe al aumento de velocidad del aire por tubo que se obtiene al reducir el número de tubos total.

Las pérdidas son aceptables si se usan tubos de 15 milímetros de diámetro. Con 10 milímetros de diámetro, en cambio, las pérdidas aumentan de forma significativa con el incremento del espaciado horizontal.

1.8.4.9 Conclusiones finales

Habiendo finalizado el análisis de la simulación del funcionamiento del intercambiador se puede afirmar que:

- Cuanto menor es el diámetro de los tubos mejores son los resultados obtenidos en cuanto a transferencia de calor y eficiencia del intercambiador.
- Cuanto menor es el diámetro de los tubos, mayores son las pérdidas de carga en los fluidos. Aunque la transferencia de calor sea excelente dado cierto diámetro, si las pérdidas son demasiado elevadas el diseño deja de ser viable, sobre todo si las pérdidas son muy elevadas en los gases de salida, ya que se pueden generar graves problemas de circulación. En el caso del aire, las pérdidas se pueden enmendar aumentando la potencia de los ventiladores, lo que puede ser un despropósito ya que lo que se persigue es ahorrar energía, por ende, será conveniente que estas también sean lo más bajas posible.

- Para el caso en estudio, donde la transferencia de calor se da entre dos fluidos que están en fase gaseosa y los caudales volumétricos son muy parecidos, la transferencia de calor es mermada por los bajos coeficientes de película que se obtienen por la parte del aire (interior tubos). Esto se debe a que el caudal se divide entre todos los tubos del banco y si el número es elevado, la velocidad del aire por tubo será baja, por ende, el coeficiente de película también. Por la naturaleza del intercambio, se necesitan grandes superficies de intercambio. La superficie de transferencia depende directamente del número total de tubos, por lo que al aumentar este para aumentar la superficie total y el calor transferido, se reduce el coeficiente de película interior, reduciéndose así la transferencia total.

Para corregir el problema parece lógico intentar mantener al mínimo el número total de tubos, maximizando la superficie de transferencia por tubo. El primer cambio que se ha introducido en la configuración geométrica de la carcasa ha tenido que ver con esto. Aumentando la anchura de la carcasa se aumenta la longitud de los tubos y la superficie total de transferencia, sin tener que aumentar el número total de tubos, lo que hubiera reducido el coeficiente de convección interior y, por consecuencia, hubiera empeorado la transferencia de calor.

Otra forma de aumentar la longitud de los tubos es aumentar el tamaño total de la carcasa, pero el problema es que el número total de tubos está ligado al tamaño de la misma. Para corregir esto se ha introducido el segundo cambio en el diseño. Aumentando el espaciado entre los tubos se consigue aumentar el tamaño de la carcasa sin tener que aumentar el número total de tubos.

- Cuanto más pequeño es el diámetro de los tubos más compacto es el intercambiador. Utilizar tubos de 10 milímetros de diámetro permite reducir el tamaño de la carcasa. Las pérdidas de carga en el aire son muy elevadas si se usan tuberías de 10 milímetros de diámetro, tanto que los beneficios en la transferencia de calor que aporta usar este diámetro en comparación con el de 15 milímetros podrían ser nulos debido al incremento de potencia necesario en el ventilador, para contrarrestar la pérdida de presión, lo que aumentará el gasto eléctrico. Toda la energía que se recupera de más utilizando diámetros pequeños podría perderse en el ventilador. Aun así, utilizar tuberías de 10 milímetros permite reducir el tamaño de la carcasa del intercambiador, un parámetro crítico en este diseño, por lo tanto se elige esta opción.

1.9 Especificaciones diseño final

En vista de los resultados obtenidos y habiendo analizado detenidamente el funcionamiento simulado del intercambiador se proponen las siguientes especificaciones

Figura 45. Especificaciones finales

Especificaciones geométricas carcasa (m)			
Anchura (L1)	Profundidad (L2)	Altura (L3)	
1,6	0,8	0,8	
Especificaciones geométricas banco tubos (m)			
Diámetro exterior (d _o)	Diámetro interior (d _i)	Espaciado horizontal	Espaciado vertical
0,01	0,007	0,025	0,0135
Número total de filas	Número tubos por fila	Número total de tubos	
33	60	1980	

Transferencia de calor	
Superficie transferencia total (m ²)	99,53
U (W/m ² -K)	42,75
Factor corrector F	0,589
LMTD (K)	133,8
Calor transferido (kW)	335

Características finales fluidos		
	Gases comb.	Aire
T. media (°C)	260	125
Caudal vol. medio (m ³ /s)	2,476	1,742
Caudal másico (kg/s)	1,626	1,525
Velocidad (m/s)	10,69 (v.max)	22,86
h (W/m ² -K)	79,25	186,4
T.in (°C)	350	17
T.out (°C)	169,4	233,1
Pérdida presión (Pa)	38,61	1876

Temperatura pared en la salida gases T. aire in= 0° (Situación más desfavorable)
112,4°C > 90°C

1.10 Reducción de consumo y ahorro económico

1.10.1 Ahorro energético y económico

Recuperando una potencia media de 335 kW de calor que se transfiere directamente al aire, incrementando la temperatura de este y considerando unos 8500h de funcionamiento al año de la caldera, se conseguiría reducir el consumo de gas natural en 2847.5 MWh al año.

El año 2015 la empresa compró el gas natural a un precio medio de 32,17 €/MWh. Considerando este precio de la energía, implementando este cambio se ahorrarían alrededor de 90.000€ al año en la tarifa energética del gas natural.

La pérdida de presión en el aire significa un aumento en el consumo eléctrico de la instalación ya que habría que aumentar la potencia del motor. Considerando la temperatura del aire después de pasar por el intercambiador se puede calcular el incremento de potencia requerido para recuperar la presión perdida. Considerando un rendimiento del 60%, el incremento de potencia es de 7000 W. A 8500h de funcionamiento al año y teniendo en cuenta que la empresa pagó de media durante el año 2015 76,21€ por MW de energía eléctrica, la factura anual eléctrica aumentaría en 4500€. Por lo tanto, el ahorro económico total ascendería a 85000€.

En los anexos queda detallado el cálculo que se ha llevado a cabo para calcular el incremento de potencia necesario para contrarrestar las pérdidas de presión.

1.10.2 Reducción de emisiones de CO₂

Considerando el poder calorífico (PCI) del gas natural, 335 kW de potencia recuperada equivalen a:

$$335 \frac{kJ}{s} / 37.393 \frac{kJ}{Nm^3} \cdot \frac{3600s}{1h} = 32,25 \frac{Nm^3}{h}$$

de gas natural.

En el estudio de la combustión, se calculó que por cada Nm³ de gas natural, se generan 2095 gramos de CO₂ (ver hoja de resultados del estudio de la combustión). Habiéndose reducido el consumo en 32,25 Nm³/h, la emisión de CO₂ se reduciría en más de 570 toneladas al año.

1.11 Estimación de la inversión

Se estima que el coste del metro cuadrado de superficie de intercambio a **175€**. Esta estimación se hace en base a datos proporcionados por una empresa del sector de la manufactura de intercambiadores. Teniendo en cuenta este dato, el precio del intercambiador ascendería a unos **17.500 €**. El coste de la instalación más equipos auxiliares se estiman en ser dos veces el coste del intercambiador por lo tanto, la inversión total ascendería a los **50.000€**.

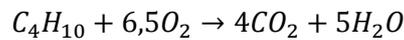
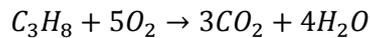
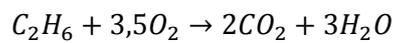
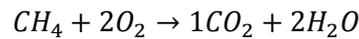
2 Anexos

2.1 Anexo estudio de la combustión

2.1.1 Desarrollo Teórico. Cálculos

El siguiente estudio se realizará suponiendo que los gases que actúan en este sistema se comportan de forma ideal.

Según la composición química del comburente proporcionada en la Figura 5, las principales reacciones de combustión que tendrán lugar serán:



El oxígeno mínimo para la reacción será:

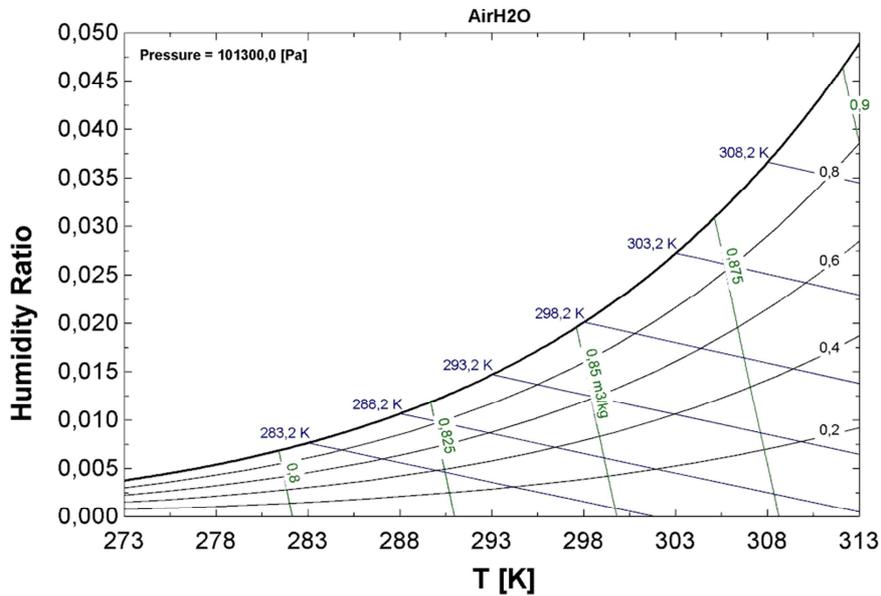
$$O'_{2,min} = 2 \frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de } CH_4} CH_4 + 3,5 \frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de } C_2H_6} C_2H_6 + 5 \frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de } C_3H_8} C_3H_8 \\ + 6,5 \frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de } C_4H_{10}} C_4H_{10}$$

Puesto que el comburente no es oxígeno puro sino aire, y teniendo en cuenta que el O_2 supone el 21% en volumen en el aire seco, el volumen de aire mínimo a suministrar por unidad de combustible para realizar una combustión completa o estequiométrica sería:

$$A_{min,s} = \frac{O'_{2,min}}{0,21 \left(\frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de Aire seco}} \right)} = 4,24 \frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de Aire seco}} O'_{2,min}$$

Dado que se está tratando con aire húmedo, hay que calcular el contenido en vapor de agua de dicho aire, para así determinar la masa y volumen de dicho aire húmedo. En primer lugar se calculará la humedad específica w , (kgv/kgas) utilizando una carta psicométrica ^[3] incorporada en el programa informático EES:

Figura Carta psicométrica. Fuente: [4]



Habiendo calculado la humedad específica, w , el aire húmedo a suministrar para que el combustible reaccione de forma completa se obtiene de la siguiente forma:

$$A_{min,h} = A_{min,s} + Humedad = A_{min,s} + \frac{w}{0,622} A_{min,s}$$

Habiendo calculado el aire mínimo necesario y teniendo como dato del problema el caudal real de aire el índice de exceso λ , es:

$$\lambda = \frac{A_{real}}{A_{min,s}}$$

Al ser la combustión completa, los productos generados son todos de tipo gaseoso: CO₂, H₂O, N₂, O₂ y humedad. Considerando las principales reacciones de combustión:

CO₂

$$V_{CO_2} = 1 \frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de } CH_4} CH_4 + 2 \frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de } C_2H_6} C_2H_6 + 3 \frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de } C_3H_8} C_3H_8 + 4 \frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de } C_4H_{10}} C_4H_{10}$$

H₂O

$$V_{H_2O} = 2 \frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de } CH_4} CH_4 + 3 \frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de } C_2H_6} C_2H_6 + 4 \frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de } C_3H_8} C_3H_8 + 5 \frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de } C_4H_{10}} C_4H_{10}$$

Humedad

El volumen de H₂O presente en los gases de combustión procedente de la humedad del aire es:

$$V_{Humedad} = \frac{w}{0,622} A_{min,s}$$

$$V_{H_2O,total} = V_{H_2O} + V_{Humedad}$$

N₂

Considerando el índice de exceso, la composición del comburente y la concentración en volumen de N₂ en el combustible:

$$V_{N_2} = 3,76 * \lambda * O'_{2,min} + N_2 \frac{Nm^3 de N_2}{Nm^3 de Combustible}$$

O₂

Considerando el índice de exceso y la concentración en volumen de O₂ en el aire:

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) * O'_{2,min}$$

Volumen de gases secos de combustión

$$V_{gcs} = V_{O_2} + V_{N_2} + V_{CO_2}$$

Volumen de gases de combustión

$$V_{gc} = V_{gcs} + V_{H_2O,total}$$

Temperatura de saturación de gases de combustión

La humedad específica en base molar de los gases de combustión es:

$$w_{gc} = \frac{V_{H_2O,total}}{V_{gcs}}$$

La presión parcial de vapor se obtiene de la siguiente forma:

$$P_v = P_t * w_{gc}$$

Habiendo obtenido la presión parcial de vapor de los gases de combustión, la temperatura de saturación se calcula utilizando las correlaciones de las propiedades termodinámicas del agua obtenidas por Harr, Gallagher, y Kell ^[4], que han sido implementadas en el programa informático Engineering Equation Solver **EES**.

2.1.2 Resultados generales

Propiedades generales de los gases de combustión a una temperatura ambiente de 45°C, una humedad relativa del 100% y un índice de exceso de la combustión del 5%.

Hoja de resultados estudio de la combustión	
Unidades: Nm³ de componente/Nm³ de gas natural	
Oxígeno mínimo estequiometria	2,092
Aire mínimo seco (71% N₂, 29% O₂)	9,962
Aire mínimo húmedo	10,74
Volumen CO₂	1,067
Volumen H₂O	2,874
Volumen N₂	8,288
Volumen O₂	0,1082
Volumen total gases secos (CO₂, N₂, O₂)	9,463
Volumen total humos (secos + húmedos)	12,34
Unidades: g de componente/Nm³ de gas natural	
Masa CO₂	2095
Masa H₂O	2309
Masa N₂	10360
Masa O₂	154,6
Masa total humos secos	12610
Masa total humos	14919
Unidades: g de componente/g de humos combustión	
Fracción másica CO₂	0,1404
Fracción másica H₂O	0,1548
Fracción másica N₂	0,6944
Fracción másica O₂	0,01036

2.1.3 Resultados análisis temperatura de saturación del agua de los gases

Humedad relativa constante, índice de exceso constante temperatura ambiente variable:

Temperatura ambiente (°C)	Temperatura de saturación H₂O de los gases(°C)
-10	60,69
-3,889	60,82
2,222	61,01
8,333	61,27
14,44	61,65
20,56	62,17
26,67	62,9
32,78	63,86
38,89	65,14
45	66,78

Temperatura ambiente constante, índice de exceso constante, humedad relativa variable:

Humedad relativa (-)	Temperatura de saturación H2O de los gases(°C)
0,2	63,12
0,2889	64,23
0,3778	65,32
0,4667	66,39
0,5556	67,44
0,6444	68,46
0,7333	69,47
0,8222	70,46
0,9111	71,43
1	72,38

Temperatura constante, humedad relativa constante, índice de exceso variable:

Índice de exceso	Temperatura de saturación H2O de los gases(°C)
1	72,77
1,056	71,36
1,111	70,05
1,167	68,81
1,222	67,65
1,278	66,55
1,333	65,52
1,389	64,53
1,444	63,59
1,5	62,7

2.2 Anexo propiedades termodinámicas de los fluidos

2.2.1 Procedimiento empleado para el cálculo de las propiedades termodinámicas de los dos fluidos

2.2.1.1 Cálculos previos

Se procede a calcular el peso específico (g/Nm³ de combustible) de cada componente teniendo en cuenta su volumen específico:

$$Peso_{esp,CO_2} = \frac{V_{CO_2} \left(\frac{Nm^3}{Nm^3 comb} \right)}{22,4 \left(\frac{l}{mol} \right) / 1000 \left(\frac{l}{m^3} \right)} \cdot 44 \left(\frac{g}{mol CO_2} \right)$$

$$Peso_{esp,H_2O} = \frac{V_{H_2O,total} \left(\frac{Nm^3}{Nm^3 comb} \right)}{22,4 \left(\frac{l}{mol} \right) / 1000 \left(\frac{l}{m^3} \right)} \cdot 18 \left(\frac{g}{mol H_2O} \right)$$

$$\mathbf{Peso}_{esp.,N_2} = \frac{V_{N_2} \left(\frac{Nm^3}{Nm^3 comb} \right)}{22,4 \left(\frac{l}{mol} \right) / 1000 \left(\frac{l}{m^3} \right)} \cdot 28 \left(\frac{g}{mol N_2} \right)$$

$$\mathbf{Peso}_{esp.,O_2} = \frac{V_{O_2} \left(\frac{Nm^3}{Nm^3 comb} \right)}{22,4 \left(\frac{l}{mol} \right) / 1000 \left(\frac{l}{m^3} \right)} \cdot 32 \left(\frac{g}{mol O_2} \right)$$

$$\mathbf{Peso}_{esp.,total} = \mathbf{Peso}_{esp.,CO_2} + \mathbf{Peso}_{esp.,H_2O} + \mathbf{Peso}_{esp.,N_2} + \mathbf{Peso}_{esp.,O_2}$$

Se procede a calcular la fracción másica de cada componente de los gases de combustión:

$$\mathbf{Fracción\ m.}_{CO_2} = \frac{\mathbf{Peso}_{esp.,CO_2}}{\mathbf{Peso}_{esp.,total}}$$

$$\mathbf{Fracción\ m.}_{H_2O} = \frac{\mathbf{Peso}_{esp.,H_2O}}{\mathbf{Peso}_{esp.,total}}$$

$$\mathbf{Fracción\ m.}_{N_2} = \frac{\mathbf{Peso}_{esp.,N_2}}{\mathbf{Peso}_{esp.,total}}$$

$$\mathbf{Fracción\ m.}_{O_2} = \frac{\mathbf{Peso}_{esp.,O_2}}{\mathbf{Peso}_{esp.,total}}$$

2.2.1.2 Calor específico

Se procede a calcular el calor específico de los gases de combustión a una temperatura media del fluido de 255°C y a presión atmosférica. Se hará uso de las correlaciones internas del programa informático EES, que calcula el valor del calor específico utilizando como datos de entrada la temperatura y la presión.

$$\mathbf{Cp}_{CO_2} \Rightarrow \text{Ecuación de estado del } CO_2 \text{ desarrollada por R. Span y W. Wagner [5]}$$

$$\mathbf{Cp}_{H_2O} \Rightarrow \text{Ecuación de estado del } H_2O \text{ desarrollada por Harr, Gallagher, y Kell, [4]}$$

$$\mathbf{Cp}_{N_2} \Rightarrow \text{Ecuación de estado del } N_2 \text{ desarrollada por Span, Lemmon y Yokozeki, [6]}$$

$$\mathbf{Cp}_{O_2} \Rightarrow \text{Ecuación de estado del } O_2 \text{ desarrollada por R. B. Stewart y W. Wagner, [7]}$$

$$\mathbf{Cp}_{gc} = \mathbf{Cp}_{CO_2} \cdot \mathbf{Fracción\ m.}_{CO_2} + \mathbf{Cp}_{H_2O} \cdot \mathbf{Fracción\ m.}_{H_2O} + \mathbf{Cp}_{N_2} \cdot \mathbf{Fracción\ m.}_{N_2} + \mathbf{Cp}_{O_2} \cdot \mathbf{Fracción\ m.}_{O_2}$$

El calor específico del aire a una temperatura media de 130°C y a presión atmosférica se calcula utilizando el programa informático EES que incorpora una función de estado del aire. El procedimiento es el mismo siempre: se introducen los parámetros de entrada que son en este caso la temperatura y la presión y el programa devuelve el valor del calor específico.

$$\mathbf{Cp}_{air} \Rightarrow \text{Función de estado desarrollada por Lemmon, Penoncello, and Daniel [8]}$$

2.2.1.3 Conductividad

Se procede a calcular la conductividad de los gases de combustión a una temperatura media del fluido de 255°C y a presión atmosférica. Se hará uso de las correlaciones internas del programa informático EES, que calcula el valor de la conductividad utilizando como datos de entrada la temperatura y la presión y haciendo uso de las funciones de estado incorporadas en el programa.

$$k_{CO_2} \Rightarrow \text{Se obtiene mediante el método descrito por Vesovic [9]}$$

$$k_{H_2O} \Rightarrow \text{Ecuación de estado del } H_2O \text{ desarrollada por Harr, Gallagher, y Kell, [2]}$$

$$k_{N_2} \Rightarrow \text{Ecuaciones desarrolladas por E. W. Lemmon and R. T. Jacobsen, [10]}$$

$$k_{O_2} \Rightarrow \text{Ecuaciones desarrolladas por E. W. Lemmon and R. T. Jacobsen, [10]}$$

$$k_{gc} = k_{CO_2} \cdot \text{Fracción } m_{CO_2} + k_{H_2O} \cdot \text{Fracción } m_{H_2O} + k_{N_2} \cdot \text{Fracción } m_{N_2} + k_{O_2} \cdot \text{Fracción } m_{O_2}$$

La conductividad del aire se calculará, también, aprovechando las funciones internas del programa informático EES, introduciendo como parámetros de entrada la temperatura media (130°C) y presión atmosférica.

$$k_{aire} = \text{Ecuaciones desarrolladas por E. W. Lemmon and R. T. Jacobsen, [10]}$$

2.2.1.4 Viscosidad

La viscosidad se calculará de la misma forma que el calor específico y la conductividad. Se considerará una temperatura media de 255°C y presión atmosférica.

$$\mu_{CO_2} \Rightarrow \text{Correlaciones propuestas por Fenghour, Wakeham, y Vesovic, V., [11]}$$

$$\mu_{H_2O} \Rightarrow \text{Correlaciones desarrolladas por la Electrical Research Association [12]}$$

$$\mu_{N_2} \Rightarrow \text{Ecuaciones desarrolladas por E. W. Lemmon and R. T. Jacobsen, [10]}$$

$$\mu_{O_2} \Rightarrow \text{Ecuaciones desarrolladas por E. W. Lemmon and R. T. Jacobsen, [10]}$$

$$\mu_{gc} = \mu_{CO_2} \cdot \text{Fracción } m_{CO_2} + \mu_{H_2O} \cdot \text{Fracción } m_{H_2O} + \mu_{N_2} \cdot \text{Fracción } m_{N_2} + \mu_{O_2} \cdot \text{Fracción } m_{O_2}$$

La viscosidad del aire se obtiene utilizando las funciones internas del programa EES.

$$\mu_{aire} \Rightarrow \text{Ecuaciones desarrolladas por E. W. Lemmon and R. T. Jacobsen, [10]}$$

2.2.1.5 Densidad

Con el objetivo de calcular la densidad de los gases de combustión, se hará uso del programa informático EES, aprovechando las funciones de estado internas de dicho programa.

$\rho_{CO_2} \Rightarrow$ Ecuación de estado del CO_2 desarrollada por R. Span y W. Wagner [5]

$\rho_{H_2O} \Rightarrow$ Ecuación de estado del H_2O desarrollada por Harr, Gallagher, y Kell, [4]

$\rho_{N_2} \Rightarrow$ Ecuación de estado del N_2 desarrollada por Span, Lemmon y Yokozeki, [6]

$\rho_{O_2} \Rightarrow$ Ecuación de estado del O_2 desarrollada por R. B. Stewart y W. Wagner, [7]

$$\rho_{gc} = \rho_{CO_2} \cdot \text{Fracción } m_{CO_2} + \rho_{H_2O} \cdot \text{Fracción } m_{H_2O} + \rho_{N_2} \cdot \text{Fracción } m_{N_2} + \rho_{O_2} \cdot \text{Fracción } m_{O_2}$$

La densidad del aire se calculará también, utilizando las ecuaciones de estado incorporadas en el programa EES a una temperatura media de 130°C y presión atmosférica.

$\rho_{aire} \Rightarrow$ Función de estado desarrollada por Lemmon, Penoncello, and Daniel [8]

2.2.2 Resultados cálculos de las propiedades

Propiedades calculadas a una temperatura media de los gases de 255°C y 130°C del aire.

Cálculo de las propiedades termodinámicas de los componentes químicos de los gases de combustión considerando la fracción másica de cada uno, una temperatura media de 255°C y presión atmosférica.

Componente	Cp (J/kg-K)	k (W/m-K)	μ (Pa·s)	ρ (kg/m ³)
CO ₂	1034	0,03583	0,00002516	1,016
H ₂ O	1992	0,03866	0,00001842	0,4172
N ₂	1061	0,04071	0,00002708	0,6463
O ₂	979,2	0,04293	0,00003171	0,7384

Propiedades termodinámicas de los fluidos		
Propiedad	Gases	Aire
Cp (J/kg-K)	1200	1015
k (W/m-K)	0,03973	0,03366
μ (Pa·s)	0,00002552	0,00002318
ρ (kg/m ³)	0,6638	0,8755

2.3 Anexos simulación

2.3.1 Desarrollo teórico. Correlaciones geométricas y física. Cálculos empleados.

Habiendo definido los parámetros geométricos esenciales y las propiedades termofísicas de los fluidos, se procede a plantear a partir de las características geométricas de la carcasa y de los tubos las correlaciones geométricas y físicas convenientes que permitirán estudiar la transferencia de calor en el banco de tubos.

Los datos de caudal volumétrico de gases y aire están en condiciones normales. Para poder realizar este estudio es necesario convertir estos datos a condiciones reales. Para ello se estima una temperatura media de los gases de combustión y una del aire, 255°C y 130°C respectivamente. Cabe señalar que esto es una suposición e introducirá cierto error en los cálculos aunque, despreciable.

$$Q_{gc,c.r.} = \frac{273}{528} Q_{gc,c.n.}$$

$$Q_{aire,c.r.} = \frac{273}{403} Q_{aire,c.n.}$$

La superficie de transferencia de calor por tubo será:

$$At_{tubo} = 2\pi \cdot \frac{d_o}{2} \cdot L_1$$

De ahora en adelante se hablará de filas de tubos. Una fila de tubos es un conjunto de tubos alineados y paralelos a la dirección de la altura (L_3) y perpendiculares a la dirección de la longitud o profundidad (L_2). El banco de tubos estará formado por varias filas separadas entre ellas por la distancia longitudinal entre los centros de los tubos (P_1).

El número de tubos por fila vendrá determinado por:

$$Nr. \text{ tubos}_{fila} = \frac{L_3 - d_o}{d_o \cdot a} + 1$$

El número total de filas será:

$$Nr. \text{ filas} = \frac{L_2 - d_o}{d_o \cdot b} + 1$$

El número total de tubos será:

$$Nr. \text{ tubos}_{total} = Nr. \text{ tubos}_{fila} \cdot Nr. \text{ filas}$$

Habiendo calculado el área de transferencia por tubo y el número de tubos total se puede obtener la superficie total de intercambio de calor:

$$At_{total} = At_{tubo} \cdot Nr. \text{ tubos}_{total}$$

Para poder calcular el número Reynolds de los gases cuando fluyen alrededor de los tubos será necesario primero, calcular la velocidad media del fluido. Para ello será necesario calcular el

área de paso del conducto por el que circulan los gases de combustión. Esta superficie se calcula como si los tubos no existieran y la carcasa estuviese vacía ^[13].

El diámetro hidráulico de la carcasa será:

$$D_{h,carc} = \frac{2 \cdot L_1 \cdot L_3}{L_1 + L_3}$$

La velocidad libre de los gases de combustión será:

$$V_{med_{gc}} = \frac{Q_{gc,c.r.}}{\pi \cdot \left(\frac{D_{h,carc}}{2}\right)^2}$$

La velocidad máxima de los gases de combustión debido al paso entre los tubos será ^[14]:

$$V_{max_{gc}} = \frac{a-1}{a} \cdot V_{med_{gc}}$$

Siempre y cuando $a < 2b - \frac{1}{2}$

Para calcular el número Nusselt de la región externa de los tubos, se usarán las correlaciones de Gnielinski ^[15], que son válidas para números Reynolds comprendidos entre 1 y 10^7 , y números Prandtl entre 0,6 y 1000. Se recomienda utilizar la siguiente longitud característica:

$$L_{car} = \frac{\pi}{2} \cdot d_o$$

El número Reynolds en la región externa del tubo será:

$$Re_{gc} = \frac{\rho_{gc} \cdot V_{max_{gc}} \cdot L_{car}}{\mu_{gc}}$$

También es necesario calcular el número Prandtl de los gases:

$$Pr_{gc} = \frac{\mu_{gc} \cdot Cp_{gc}}{k_{gc}}$$

El primer paso del método desarrollado por Gnielinski es calcular el número Nusselt para un solo tubo:

$$Nu_{L,lam} = 0,0664 \cdot \sqrt{Re_{gc}} \cdot \sqrt[3]{Pr_{gc}}$$

$$Nu_{L,turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{gc}^{0,8} \cdot Pr_{gc}}{1 + 2,443 \cdot Re_{gc}^{-0,1} \cdot (Pr_{gc}^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$Nu_{L,tubo} = 0,3 + \sqrt{Nu_{L,lam}^2 + Nu_{L,turb}^2}$$

Siguiendo el método, para calcular el número Nusselt de un banco de tubos dispuesto en trespelillo y con más de diez filas, Gnielinski propone la siguiente corrección ^[16]:

$$f_{c,banco} = 1 + \frac{2}{3 \cdot a}$$

$$Nu_{L,banco} = Nu_{L,tubo} \cdot f_{c,banco}$$

Las propiedades se evalúan a temperatura media del fluido externo.

En el caso de los gases, el efecto de la dirección del flujo, es decir, si se produce un calentamiento o un enfriamiento del flujo, debe considerarse añadiendo el factor K en la expresión anterior ^[17]. Para ello se calcula primero, la temperatura media de pared, estimando las temperaturas de salida:

$$T_{pared_{media}} = \frac{\frac{130 + 17}{2} + \frac{350 + 280}{2}}{2}$$

$$T_b = \frac{350 + 130}{2}$$

$$f_k = \left(\frac{T_b}{T_{pared_{media}}} \right)^{0,12}$$

El valor de este factor dependerá del funcionamiento del intercambiador, por ende, de las características geométricas que se quieren analizar. Por conveniencia, se considerará este factor constante con las variaciones geométricas que se introducirán en el estudio.

$$Nu_{L,b,c} = Nu_{L,banco} \cdot f_k$$

Finalmente, es posible obtener el coeficiente de película del flujo externo:

$$h_{gc} = \frac{Nu_{L,b,c} \cdot k_{gc}}{L_{car}}$$

Se procede con las correlaciones que afectan al fluido que circula por los múltiples tubos. La velocidad del aire dentro de cada tubo será:

$$V_{aire} = \frac{Q_{aire,c.r.} / Nr. \text{ tubos}_{total}}{\pi \cdot \frac{d_i^2}{4}}$$

Para calcular el coeficiente de película del aire se utilizarán las correlaciones de Gnielinski ^[18], que son válidas para valores de Reynolds comprendidos entre 3000 y $5 \cdot 10^6$, y valores de Prandtl comprendidos entre 0,5 y $2 \cdot 10^3$. La longitud característica, en este caso, será el diámetro interior de los tubos, d_i . Las propiedades termodinámicas del fluido se calcularán a temperatura media de circulación.

El número Reynolds se calculará de la siguiente forma:

$$Re_{aire} = \frac{\rho_{aire} \cdot V_{aire} \cdot d_i}{\mu_{aire}}$$

El número Prandtl se obtendrá siguiendo la siguiente fórmula:

$$Pr_{aire} = \frac{\mu_{aire} \cdot Cp_{aire}}{k_{aire}}$$

El factor de fricción para tubos lisos descrito en el método de Gnielinski será:

$$f_{fric.} = (0,79 \cdot \ln(Re_{aire}) - 1,64)^{-2}$$

Para calcular el número Nusselt se procederá de la siguiente manera:

$$Nu_{aire} = \frac{\frac{f_{fric.}}{8} \cdot Pr_{aire} \cdot Re_{aire}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_{fric.}}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr_{aire}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

En el caso de los gases se da una importante variación de las propiedades con la temperatura por eso es necesario aplicar un factor de corrección ^[19]:

$$Nu_{aire,c} = Nu_{aire} \cdot \left(\frac{T_m}{T_s}\right)^{0,45}$$

Finalmente, el coeficiente de película del aire será:

$$h_{aire} = \frac{Nu_{aire,c} \cdot k_{aire}}{d_i}$$

Habiendo calculado los dos coeficientes de convección se procede a expresar las ecuaciones que permitirán calcular la transferencia de calor en el intercambiador.

El caudal másico de gases a 255°C (temperatura media) será:

$$M_{gc} = Q_{gc,c.r.} \cdot \rho_{gc}$$

En el caso del aire:

$$M_{aire} = Q_{aire,c.r.} \cdot \rho_{aire}$$

En condiciones de funcionamiento normal de la planta química, la temperatura de entrada al intercambiador de los gases, tiene un valor medio de 350°C. La temperatura de salida de estos gases es desconocida, pero es necesario estimar su valor para poder calcularla mediante iteración. Se estimará su valor en 130°C.

El calor cedido por los gases será:

$$Q_{est.gc} = M_{gc} \cdot Cp_{gc} \cdot (T_{gc,in} - T_{gc,out})$$

Habiendo calculado el calor cedido por los gases, es posible determinar la temperatura de salida del aire, teniendo en cuenta que la temperatura de entrada de los mismos se considerará la temperatura media anual de la zona, 17°C:

$$T_{aire,out} = \frac{Q_{est.gc}}{M_{air} \cdot Cp_{aire}} + T_{aire,in}$$

El coeficiente global de transferencia de calor será:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{gc}} + \frac{d_o}{h_{aire} \cdot d_i}}$$

La diferencia media logarítmica de temperatura entre los dos fluidos cruzados será ^[20]:

$$LMTD = \frac{(T_{gc,in} - T_{aire,out}) - (T_{gc,out} - T_{aire,in})}{\ln \frac{T_{gc,in} - T_{aire,out}}{T_{gc,out} - T_{aire,in}}}$$

La corrección "F" de la diferencia media logarítmica de temperatura "LMTD" será ^[21]:

$$p_F = \frac{T_{gc,in} - T_{gc,out}}{T_{gc,in} - T_{aire,in}}$$

$$q_F = \frac{T_{aire,out} - T_{aire,in}}{T_{gc,in} - T_{aire,in}} \text{ (eficiencia térmica)}$$

$$r = \frac{p_F - q_F}{\ln \frac{1 - q_F}{1 - p_F}}$$

$$r_F = q_F \cdot \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{q_F}{p_F} \cdot \ln \frac{1}{1 - p_F}} \right)^{-1}$$

$$F = \frac{r_F}{r}$$

Para calcular el calor transferido se aplicará el método LMTD con factor de corrección ^[22]:

$$Q_{LMTD} = At_{total} \cdot U \cdot LMTD \cdot F$$

Con el valor obtenido de la ecuación anterior se puede calcular de nuevo la temperatura de salida de los gases:

$$T(LMDT)_{gc,out} = -\frac{Q_{LMTD}}{M_{gc} \cdot Cp_{gc}} + T_{gc,in}$$

La nueva temperatura de salida de los gases se comparará con la estimada, modificando la estimación mediante iteración hasta que la diferencia entre los dos valores sea despreciable. La nueva estimación se corregirá de la siguiente forma:

$$T_{gc,out} = \frac{T(LMDT)_{gc,out} - T_{gc,out}}{5} + T_{gc,out}$$

Todo este proceso será programado y el programa lo computará de manera automática.

La caída de presión en el aire se calculará utilizando las correlaciones de Blasius para el factor de fricción de una tubería de superficie lisa ^[23]:

$$f_{\Delta P,aire} = 0,3164 \cdot (Re_{aire})^{-\frac{1}{4}}$$

$$\Delta P_{aire} = f_{\Delta P,aire} \cdot \rho_{aire} \cdot \frac{V_{aire}^2}{2 \cdot d_i} \cdot L_1$$

La pérdida de carga en los gases de combustión se calculará de la forma ^[24]:

Para la disposición geométrica en tresbolillo:

$$f_{\Delta P,gc} = Re_{gc}^{-0,16} \cdot \left(0,25 + \frac{0,1175}{(a-1)^{1,08}} \right)$$

$$\Delta P_{gc} = \frac{0,204 \cdot f_{\Delta P,gc} \cdot \frac{M_{gc}^2}{Nr. tubos_{fila} \cdot L_1 \cdot (a \cdot d_o - d_o)^2} \cdot Nr. filas}{\rho_{gc}}$$

2.3.2 Eficiencia energética y máximo calor transferible

T. salida gases (°C)	T. salida aire (°C)	Eficiencia térmica (%)	Factor F LMDT
300	76,57	17,93	0,9938
292,7	85,31	20,56	0,9914
285,4	94,05	23,18	0,9885
278,1	102,8	25,81	0,9849
270,8	111,5	28,43	0,9805
263,5	120,3	31,06	0,9753
256,2	129	33,68	0,969
248,9	137,7	36,31	0,9614
241,6	146,5	38,93	0,9524
234,3	155,2	41,56	0,9415
227	164	44,18	0,9284
219,7	172,7	46,8	0,9125
212,4	181,5	49,43	0,8932
205,1	190,2	52,05	0,8693
197,9	198,9	54,68	0,8395
190,6	207,7	57,3	0,8016
183,3	216,4	59,93	0,7518
176	225,2	62,55	0,6829
168,7	233,9	65,18	0,5765
161,4	242,6	67,8	0,1884

2.3.3 Resultados simulación. Geometría de la carcasa cúbica. Espaciado Constante (a=1,5 b=1,5)

2.3.3.1 Tubos de 8 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.-pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	625	4,712	141,9	105,1	34393	26803	822	363,6	178	0,9644	224,9	251,6	134,5	182,1	0,3533	38,63	0,02015	179,6	2137	13086
0,4	1156	11,62	76,74	59,1	19346	14491	563	225,8	112,8	0,9211	193,9	223,5	168,2	234,2	0,4545	20,15	0,001112	164,4	969,2	5948
0,5	1764	22,17	50,29	37,82	12381	9497	423,7	161,5	81,53	0,8659	172,5	204,2	191,3	270	0,5239	12,18	1,18E-05	152,5	539,3	3549
0,6	2500	37,7	35,49	26,27	8598	6701	338	121,2	61,87	0,8026	157,6	190,7	207,5	295	0,5725	7,825	-5,17E-07	144,8	333,5	2313
0,7	3481	61,24	25,49	19,3	6317	4812	280,3	90,66	47,13	0,7356	147,1	181,3	218,8	312,5	0,6063	5,102	-3,87E-09	141,1	218,1	1512
0,8	4489	90,26	19,76	14,78	4836	3732	239,1	71,13	37,49	0,6784	140,8	175,6	225,6	323,1	0,6269	3,58	-5,12E-12	139,2	153,5	1107
0,9	5625	127,2	15,77	11,67	3821	2978	208,3	56,03	29,98	0,632	136,8	172	229,9	329,7	0,6398	2,591	-1,83E-15	139,1	112,5	839,5
1	7056	177,3	12,57	9,456	3095	2374	184,4	42,51	23,22	0,6013	134,6	170	232,2	333,3	0,6468	1,88	-2,22E-16	141,3	84,16	627,3
1,1	8464	234	10,48	7,815	2558	1979	165,3	32,61	18,15	0,5889	133,8	169,3	233,1	334,7	0,6494	1,43	-2,22E-16	144,2	65,47	501,9
1,2	10000	301,6	8,871	6,567	2150	1675	149,8	24,12	13,7	0,6	134,5	170	232,3	333,5	0,6471	1,106	-1,67E-16	148,7	52,04	408,9
1,3	11881	388,2	7,467	5,595	1832	1410	137	15,79	9,208	0,6574	138,9	173,9	227,7	326,3	0,6331	0,8405	-2,02E-13	157,6	41,74	327,7
1,4	13689	481,7	6,481	4,825	1579	1224	126,2	9,19	5,494	0,7644	151,2	184,9	214,4	305,8	0,5933	0,6348	-4,42E-08	173,5	34,33	275,4
1,5	15625	589	5,678	4,203	1376	1072	116,9	3,152	1,937	0,9381	203,6	232,3	157,7	217,9	0,4229	0,37	0,00346	226,6	28,62	234,1
1,6	17956	722,1	4,941	3,694	1209	933	108,9	-3,133	-1,994	0,8918	1075	1030	-793,8	-1255	-2,434	-1,738	67,97	1060	23,95	195,8
1,7	20164	861,5	4,4	3,272	1071	830,8	102	-8,377	-5,519	0,5603	52215	49072	-56689	-87757	-170,3	-101,9	27699	53462	20,41	169,8
1,8	22500	1018	3,943	2,919	955,4	744,5	95,87	-13,38	-9,161	0,4278	7,33E+06	7,14E+06	-8,01E+06	-1,24E+07	-24040	-12171	9,08E+06	8,30E+06	17,56	148,4
1,9	25281	1207	3,509	2,619	857,4	662,6	90,45	-18,79	-13,5	0,3613	4,67E+09	4,79E+09	-5,10E+09	-7,90E+09	-	-	1,06E+10	6,04E+09	15,12	127,7
2	27889	1402	3,181	2,364	773,8	600,7	85,62	-23,47	-17,7	0,3254	4,24E+12	4,60E+12	-4,64E+12	-7,18E+12	-	-	1,46E+13	6,34E+12	13,21	113,2

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.3.2 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	400	3,77	113,2	105,1	42991	29914	764,3	282,7	157,2	0,9814	247,5	272,1	109,9	144,1	0,2796	38,22	0,07068	203,2	1650	5779
0,4	729	9,161	62,09	59,1	24182	16414	520,7	177,7	100,4	0,9579	218,6	245,9	141,4	192,7	0,3739	21,03	0,0129	187,6	753,7	2696
0,5	1156	18,16	39,15	37,82	15477	10351	390,3	123,6	70,84	0,9237	195,2	224,7	166,7	232	0,4501	12,77	0,001324	174,7	411,4	1504
0,6	1600	30,16	28,29	26,27	10748	7479	310,3	94,9	54,72	0,8841	178,4	209,5	185	260,2	0,505	8,629	7,02E-05	164,4	257,4	1022
0,7	2209	48,58	20,49	19,3	7896	5417	256,7	72,02	42,14	0,8373	165	197,4	199,5	282,7	0,5486	5,82	-1,4E-06	157,8	169,1	677,8
0,8	2916	73,29	15,52	14,78	6046	4103	218,4	55,77	33,12	0,791	155,5	188,8	209,8	298,5	0,5793	4,073	-2,70E-07	153,8	117,6	476,5
0,9	3600	101,8	12,57	11,67	4777	3324	189,9	45,11	27,07	0,7513	149,2	183,2	216,5	309	0,5995	3,035	-1,54E-08	151,3	86,85	370,8
1	4489	141	10,08	9,456	3869	2666	167,8	35,16	21,47	0,7191	145,1	179,5	221	315,9	0,6129	2,24	-7,46E-10	151,3	65,16	280
1,1	5476	189,2	8,266	7,815	3198	2185	150,3	27,08	16,83	0,7008	143	177,6	223,2	319,3	0,6196	1,687	-9,59E-11	153,1	50,27	217,5
1,2	6400	241,3	7,072	6,567	2687	1870	136	21,19	13,37	0,6961	142,5	177,2	223,7	320,1	0,6212	1,327	-5,38E-11	155,6	40,17	180,6
1,3	7569	309,1	5,98	5,595	2289	1581	124,2	15,2	9,8	0,7188	145,1	179,4	221	315,9	0,613	1,022	-7,26E-10	161,7	32,29	145,9
1,4	8836	388,6	5,123	4,825	1974	1354	114,3	9,924	6,549	0,7767	153,1	186,6	212,4	302,6	0,5871	0,7786	-1,07E-07	173,1	26,39	119,8
1,5	10000	471,2	4,526	4,203	1720	1197	105,8	5,827	3,928	0,8607	171,1	202,9	192,9	272,5	0,5288	0,5783	6,02E-06	193,2	22,09	103,4
1,6	11449	575,5	3,953	3,694	1511	1045	98,51	1,426	0,9881	0,9828	250	274,4	107,2	139,9	0,2714	0,243	0,07926	270,7	18,52	87,03
1,7	12996	694,1	3,483	3,272	1339	920,7	92,15	-2,663	-1,903	0,9071	952,5	917,1	-659,6	-1047	-2,031	-1,508	50,73	943,8	15,7	74,07
1,8	14400	814,3	3,143	2,919	1194	831	86,57	-5,977	-4,396	0,6399	12975	12109	-13800	-21383	-41,49	-26,26	4501	13006	13,55	65,54
1,9	16129	962,7	2,806	2,619	1072	741,9	81,62	-9,674	-7,384	0,4723	730234	699161	-797771	-1,24E+06	-2396	-1282	656659	793166	11,69	56,73
2	17956	1128	2,521	2,364	967,3	666,4	77,22	-13,23	-10,53	0,3956	8,79E+07	8,73E+07	9,60E+07	1,49E+08	-288369	-131721	1,43E+08	1,05E+08	10,17	49,49

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.3.3 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	196	2,771	78,58	105,1	64487	35612	672,9	188,6	123,3	0,9935	277	298,9	77,85	94,4	0,1832	34,07	0,2223	237,2	981,7	1556
0,4	324	6,107	47,54	59,1	36274	21543	454,3	128	83,57	0,986	256,4	280,2	100,3	129,2	0,2507	21,15	0,1042	222,3	470,9	861,2
0,5	529	12,46	29,11	37,82	23215	13195	338	87,42	57,94	0,973	235	260,7	123,6	165,2	0,3206	13,25	0,03717	210,6	253,3	456,5
0,6	729	20,61	21,13	26,27	16122	9575	267,1	67,75	45,06	0,9572	218	245,3	142,1	193,8	0,376	9,401	0,01229	199,1	158,9	312,5
0,7	961	31,7	16,03	19,3	11844	7263	219,8	54,03	36,12	0,9377	203,3	232,1	157,9	218,3	0,4237	6,888	0,003374	189,6	106,8	224,8
0,8	1296	48,86	11,88	14,78	9068	5386	186,2	41,8	28,35	0,9134	190,1	220,1	172,3	240,5	0,4667	4,923	0,000652	182,8	73,48	152,2
0,9	1600	67,86	9,626	11,67	7165	4363	161,3	34,49	23,56	0,8899	180,5	211,4	182,8	256,7	0,4982	3,784	0,000114	177,1	54,26	118,4
1	2025	95,43	7,606	9,456	5804	3447	142,1	27,33	18,95	0,8657	172,5	204,2	191,4	270,1	0,5241	2,83	1,16E-05	174	40,41	87,14
1,1	2401	124,5	6,415	7,815	4797	2907	126,9	22,71	15,9	0,8455	167	199,2	197,3	279,3	0,542	2,244	-7,17E-07	171,5	31,62	71,15
1,2	2916	164,9	5,282	6,567	4030	2394	114,6	17,91	12,73	0,8309	163,5	196	201,1	285,2	0,5534	1,729	-1,4E-06	171,8	24,79	55,24
1,3	3364	206,1	4,578	5,595	3434	2075	104,4	14,63	10,52	0,8225	161,6	194,3	203,1	288,3	0,5594	1,399	-1,2E-06	172,5	20,18	46,6
1,4	3969	261,8	3,881	4,825	2961	1759	95,86	11,06	8,102	0,8282	162,9	195,5	201,8	286,2	0,5553	1,093	-1,4E-06	177	16,4	37,58
1,5	4489	317,3	3,431	4,203	2579	1555	88,6	8,531	6,337	0,8416	166	198,3	198,4	280,9	0,5451	0,8854	-1,2E-06	182,4	13,73	32,46
1,6	5041	380,1	3,055	3,694	2267	1385	82,35	6,224	4,695	0,8685	173,3	204,9	190,5	268,7	0,5213	0,7069	1,59E-05	191,7	11,63	28,26
1,7	5776	462,7	2,667	3,272	2008	1208	76,92	3,588	2,767	0,9243	195,5	225	166,4	231,4	0,4491	0,5002	0,001379	215,7	9,811	23,66
1,8	6400	542,9	2,407	2,919	1791	1091	72,16	1,637	1,286	0,9747	237,2	262,8	121,2	161,5	0,3133	0,2974	0,04202	257,3	8,467	20,94
1,9	7225	646,9	2,132	2,619	1608	966,1	67,96	-0,6489	-0,5231	0,9936	411,8	421,7	-69,06	-133	-0,258	-0,2055	2,971	425,6	7,277	17,88
2	7921	746,5	1,944	2,364	1451	881,2	64,21	-2,379	-1,961	0,8886	1103	1055	-824,1	-1301	-2,525	-1,743	72,11	1095	6,376	16,02

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.3.4 Tubos de 20 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -K)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T. salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T. pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	100	1,885	76,74	105,1	85982	49271	617	171,1	117,7	0,9972	294	314,4	59,31	65,72	0,1275	34,86	0,3688	249,8	738,3	966,2
0,4	196	4,926	39,15	59,1	48365	25138	414	101,8	71,57	0,9931	275,5	297,6	79,44	96,86	0,188	19,66	0,2119	242,2	325,3	396,8
0,5	289	9,079	26,55	37,82	30954	17049	306,5	75,38	52,99	0,9875	259,7	283,2	96,71	123,6	0,2398	13,61	0,1193	230,6	184,1	251,4
0,6	400	15,08	19,19	26,27	21496	12318	241,1	58,45	41,2	0,9797	244,6	269,5	113,1	149	0,2891	9,879	0,06152	220,2	115,2	170,8
0,7	576	25,33	13,32	19,3	15793	8554	197,7	43,65	31,24	0,9681	228,9	255,2	130,2	175,4	0,3404	6,924	0,02597	212,1	74,1	105,3
0,8	729	36,64	10,53	14,78	12091	6759	167	35,9	25,8	0,9558	216,7	244,2	143,4	195,9	0,3801	5,345	0,01118	204	52,63	79,67
0,9	900	50,89	8,527	11,67	9554	5475	144,2	29,94	21,63	0,9419	206,1	234,6	154,9	213,7	0,4147	4,199	0,00445	197,2	38,87	61,98
1	1156	72,63	6,639	9,456	7738	4262	126,8	23,81	17,45	0,9256	196,2	225,6	165,6	230,3	0,4468	3,17	0,00150	192,6	28,73	44,44
1,1	1369	94,62	5,606	7,815	6395	3599	113	20,17	14,89	0,9109	189	219,1	173,5	242,4	0,4705	2,562	0,00054	188,4	22,49	36,36
1,2	1600	120,6	4,796	6,567	5374	3079	101,8	17,1	12,72	0,8971	183,2	213,8	179,8	252,2	0,4894	2,09	0,0002	185,5	17,98	30,19
1,3	1936	158,1	3,964	5,595	4579	2545	92,6	13,68	10,33	0,886	179	210,1	184,3	259,1	0,5028	1,638	8,26E-05	185,2	14,29	23,43
1,4	2209	194,3	3,474	4,825	3948	2230	84,9	11,48	8,752	0,8783	176,4	207,7	187,1	263,5	0,5113	1,356	4,22E-05	185	11,81	20,03
1,5	2500	235,6	3,07	4,203	3439	1971	78,36	9,527	7,34	0,875	175,3	206,7	188,3	265,3	0,5148	1,126	3,09E-05	186,2	9,886	17,28
1,6	2916	293,1	2,632	3,694	3023	1690	72,75	7,221	5,66	0,883	178	209,2	185,4	260,8	0,5061	0,8898	6,43E-05	191,8	8,213	14,08
1,7	3249	347	2,362	3,272	2678	1516	67,87	5,667	4,498	0,8942	182	212,8	181	254,1	0,493	0,7321	0,00016	197,7	7,027	12,38
1,8	3600	407,2	2,132	2,919	2388	1369	63,61	4,233	3,405	0,9132	190,1	220	172,3	240,6	0,467	0,591	0,00064	207,4	6,065	10,96
1,9	4096	489	1,874	2,619	2144	1203	59,84	2,471	2,029	0,9517	213,4	241,2	147	201,5	0,391	0,412	0,00854	232,3	5,192	9,227
2	4489	564,1	1,71	2,364	1935	1098	56,5	1,24	1,035	0,9819	248,4	273	109	142,5	0,2766	0,2527	0,07373	267,5	4,55	8,274

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.3.5 Tubos de 25 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -K)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T. salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T. pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	64	1,508	71,6	105,1	107478	59489	578	152,9	109,2	0,9984	303	322,5	49,58	50,66	0,0983	33,59	0,4658	258,6	570	620
0,4	121	3,801	37,87	59,1	60456	31465	386,1	93,52	67,84	0,9962	288,7	309,5	65,15	74,75	0,145	19,66	0,3174	252,5	255,6	271,2
0,5	196	7,697	23,38	37,82	38692	19425	284,7	64,45	47,3	0,9927	274	296,2	81,08	99,4	0,1929	12,91	0,2016	244,7	138,1	145,7
0,6	256	12,06	17,9	26,27	26869	14872	223,2	52,37	38,2	0,9885	262	285,3	94,14	119,6	0,2321	9,914	0,1309	234,3	88,94	109,6
0,7	361	19,85	12,69	19,3	19741	10547	182,5	39,93	29,47	0,9818	248,3	272,9	109,1	142,7	0,277	7,191	0,07335	226,9	57,81	70,07
0,8	484	30,41	9,468	14,78	15114	7866	153,8	31,49	23,48	0,9736	235,7	261,4	122,8	163,9	0,3181	5,39	0,03877	219,9	39,89	47,94
0,9	576	40,72	7,955	11,67	11942	6610	132,5	27,22	20,29	0,9654	226	252,6	133,3	180,3	0,3498	4,428	0,02159	212,4	30	39,77
1	729	57,26	6,286	9,456	9673	5223	116,3	22,18	16,72	0,9548	215,9	243,4	144,3	197,3	0,3828	3,446	0,01046	207,1	22,34	29,26
1,1	900	77,75	5,092	7,815	7994	4230	103,4	18,27	13,92	0,9436	207,3	235,7	153,6	211,7	0,4107	2,722	0,004997	202,8	17,13	22,26
1,2	1024	96,51	4,475	6,567	6717	3718	93,08	16,11	12,3	0,9336	200,8	229,8	160,7	222,6	0,4319	2,306	0,002575	198,4	13,88	19,37
1,3	1225	125,1	3,741	5,595	5724	3108	84,55	13,35	10,32	0,9233	195	224,5	167	232,3	0,4508	1,857	0,001288	196,2	11,09	15,34
1,4	1444	158,8	3,173	4,825	4935	2637	77,43	11,04	8,633	0,9149	190,8	220,8	171,5	239,3	0,4644	1,507	0,000725	195,3	9,02	12,39
1,5	1600	188,5	2,864	4,203	4299	2380	71,39	9,691	7,618	0,9079	187,7	217,9	174,9	244,7	0,4748	1,298	0,000444	193,8	7,631	11,09
1,6	1849	232,4	2,478	3,694	3779	2059	66,2	7,888	6,282	0,9054	186,5	216,9	176,2	246,5	0,4784	1,061	0,000368	195,6	6,369	9,185
1,7	2116	282,5	2,166	3,272	3347	1799	61,71	6,296	5,084	0,9079	187,6	217,9	175	244,7	0,4748	0,8661	0,000442	199,2	5,377	7,707
1,8	2304	325,7	1,989	2,919	2985	1652	57,78	5,329	4,338	0,9104	188,8	218,9	173,8	242,8	0,4712	0,7455	0,000529	201,8	4,682	7,031
1,9	2601	388,1	1,762	2,619	2679	1464	54,32	3,994	3,301	0,9242	195,5	225	166,4	231,5	0,4492	0,5964	0,001372	210,7	4,024	6,003
2	2916	458	1,571	2,364	2418	1306	51,25	2,77	2,327	0,9451	208,4	236,6	152,5	209,9	0,4073	0,4583	0,005512	225,4	3,486	5,173

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.4 Resultados simulación. Geometría carcasa: Profundidad=Altura=1/1,5·Anchura. Espaciado Constante (a=1,5 b=1,5)

2.3.4.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T. salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T. pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	400	5,655	113,2	72,96	29855	29914	598,4	282,7	148,7	0,9643	224,8	251,5	134,7	182,3	0,3538	32,24	0,01994	176,2	777,3	8669
0,4	729	13,74	62,09	41,04	16793	16414	411,2	177,7	95,52	0,921	193,8	223,5	168,3	234,3	0,4547	17,05	0,00110	161,1	355,1	4043
0,5	1156	27,24	39,15	26,27	10748	10351	310,3	123,6	67,67	0,8616	171,3	203,1	192,7	272,1	0,5279	9,989	6,85E-06	150	193,8	2256
0,6	1600	45,24	28,29	18,24	7464	7479	248	94,9	52,4	0,7979	156,7	189,9	208,4	296,4	0,5752	6,553	-4,03E-07	142	121,3	1533
0,7	2209	72,87	20,49	13,4	5484	5417	206,1	72,02	40,5	0,728	146,2	180,4	219,8	314,1	0,6094	4,31	-1,85E-09	138,1	79,68	1017
0,8	2916	109,9	15,52	10,26	4198	4103	176	55,77	31,95	0,6641	139,4	174,4	227	325,3	0,6312	2,959	-6,03E-13	136,5	55,41	714,8
0,9	3600	152,7	12,57	8,107	3317	3324	153,5	45,11	26,19	0,6132	135,4	170,8	231,4	332	0,6442	2,174	-1,94E-16	135,8	40,92	556,1
1	4489	211,5	10,08	6,567	2687	2666	136	35,16	20,84	0,5736	132,9	168,5	234,1	336,2	0,6523	1,589	-2,50E-16	137,4	30,7	420
1,1	5476	283,9	8,266	5,427	2221	2185	122,1	27,08	16,41	0,5513	131,7	167,4	235,4	338,2	0,6562	1,191	-1,39E-16	140,1	23,68	326,2
1,2	6400	361,9	7,072	4,56	1866	1870	110,7	21,19	13,08	0,5447	131,4	167,1	235,7	338,7	0,6573	0,9359	2,78E-17	143	18,93	270,9
1,3	7569	463,7	5,98	3,886	1590	1581	101,3	15,2	9,629	0,5685	132,6	168,3	234,4	336,6	0,6532	0,726	-5,55E-17	148,5	15,21	218,8
1,4	8836	582,9	5,123	3,35	1371	1354	93,36	9,924	6,466	0,6367	137,2	172,3	229,5	329,1	0,6386	0,5646	-4,58E-15	157,4	12,43	179,7
1,5	10000	706,9	4,526	2,919	1194	1197	86,57	5,827	3,895	0,7515	149,3	183,2	216,5	308,9	0,5994	0,437	-1,58E-08	172,7	10,41	155,1
1,6	11449	863,2	3,953	2,565	1050	1045	80,7	1,426	0,9859	0,9635	224	250,8	135,5	183,7	0,3564	0,2128	0,01888	246,7	8,728	130,5
1,7	12996	1041	3,483	2,272	929,7	920,7	75,58	-2,663	-1,911	0,8176	1958	1844	-1758	-2747	-5,331	-2,639	236,2	1910	7,398	111,1
1,8	14400	1221	3,143	2,027	829,3	831	71,08	-5,977	-4,446	0,528	113734	107439	-123930	-191817	-372,2	-157	72417	117302	6,385	98,31
1,9	16129	1444	2,806	1,819	744,3	741,9	67,09	-9,674	-7,532	0,4066	3,39E+07	3,34E+07	3,70E+07	5,73E+07	-111175	-39673	4,99E+07	3,90E+07	5,509	85,09
2	17956	1692	2,521	1,642	671,7	666,4	63,53	-13,23	-10,84	0,3502	2,65E+10	2,75E+10	2,89E+10	4,48E+10	8,69E+07	2,65E+07	6,76E+10	3,48E+10	4,79	74,24

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.4.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -K)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T. salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T. pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	196	4,156	78,58	72,96	44782	35612	523,8	188,6	117,1	0,9872	259	282,6	97,44	124,7	0,242	30,01	0,1162	212,2	462,5	2335
0,4	324	9,161	47,54	41,04	25190	21543	356,6	128	79,56	0,9726	234,4	260,2	124,2	166,2	0,3225	18,14	0,03594	195,9	221,9	1292
0,5	529	18,7	29,11	26,27	16122	13195	267,1	87,42	55,42	0,9478	210,3	238,4	150,3	206,6	0,4009	11,05	0,006589	183,8	119,4	684,7
0,6	729	30,92	21,13	18,24	11196	9575	212,2	67,75	43,17	0,9187	192,7	222,4	169,5	236,3	0,4585	7,642	0,000941	172,7	74,85	468,8
0,7	961	47,55	16,03	13,4	8225	7263	175,4	54,03	34,68	0,8842	178,4	209,5	185	260,2	0,5048	5,471	7,11E-05	164,2	50,32	337,2
0,8	1296	73,29	11,88	10,26	6298	5386	149,2	41,8	27,32	0,8427	166,3	198,5	198,1	280,5	0,5443	3,827	-1,1E-06	158,8	34,62	228,3
0,9	1600	101,8	9,626	8,107	4976	4363	129,7	34,49	22,75	0,8046	158	191,1	207,1	294,4	0,5712	2,892	-5,74E-07	154,5	25,57	177,7
1	2025	143,1	7,606	6,567	4030	3447	114,6	27,33	18,36	0,7666	151,5	185,2	214,1	305,2	0,5923	2,132	-5,20E-08	152,8	19,04	130,7
1,1	2401	186,7	6,415	5,427	3331	2907	102,6	22,71	15,44	0,7362	147,2	181,4	218,7	312,3	0,6061	1,673	-4,08E-09	151,5	14,9	106,7
1,2	2916	247,3	5,282	4,56	2799	2394	92,81	17,91	12,41	0,7141	144,5	179	221,6	316,8	0,6148	1,281	-4,40E-10	152,7	11,68	82,86
1,3	3364	309,1	4,578	3,886	2385	2075	84,74	14,63	10,28	0,7015	143,1	177,7	223,1	319,2	0,6193	1,033	-1,04E-10	154	9,506	69,91
1,4	3969	392,8	3,881	3,35	2056	1759	77,95	11,06	7,948	0,7081	143,8	178,3	222,3	318	0,617	0,8095	-2,25E-10	158,3	7,727	56,36
1,5	4489	476	3,431	2,919	1791	1555	72,16	8,531	6,235	0,726	145,9	180,2	220,1	314,5	0,6102	0,6607	-1,53E-09	162,9	6,47	48,68
1,6	5041	570,1	3,055	2,565	1574	1385	67,17	6,224	4,636	0,7648	151,2	185	214,4	305,7	0,5931	0,5361	-4,55E-08	170,7	5,478	42,39
1,7	5776	694,1	2,667	2,272	1395	1208	62,83	3,588	2,745	0,8542	169,3	201,2	194,9	275,5	0,5346	0,3969	1,82E-06	191,3	4,622	35,49
1,8	6400	814,3	2,407	2,027	1244	1091	59,01	1,637	1,281	0,9472	209,9	238	150,8	207,4	0,4024	0,2547	0,006326	232	3,989	31,41
1,9	7225	970,3	2,132	1,819	1116	966,1	55,63	-0,6489	-0,524	0,9854	465,5	470,7	-127,7	-223,6	-0,4339	-0,2305	5,18	476,1	3,429	26,81
2	7921	1120	1,944	1,642	1008	881,2	52,62	-2,379	-1,975	0,7881	2526	2369	-2379	-3708	-7,195	-3,311	374,3	2480	3,004	24,03

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.5 Resultados simulación. Geometría carcasa: Profundidad=Altura=1/2·Anchura. Espaciado Constante (a=1,5 b=1,5)

2.3.5.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -K)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T. salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T. pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)	
0,3	400	7,54	113,2	59,1	24182	29914	520,7	282,7	143,4	0,9437	207,4	235,7	153,6	211,6	0,4106	28,06	0,005022	158,7	452,2	11559	
0,4	729	18,32	62,09	33,24	13603	16414	359,6	177,7	92,44	0,8791	176,7	207,9	186,8	263,1	0,5105	14,36	4,54E-05	144,7	206,6	5391	
0,5	1156	36,32	39,15	21,28	8706	10351	272,4	123,6	65,68	0,7961	156,4	189,6	208,8	297	0,5763	8,178	-3,64E-07	135,7	112,8	3007	
0,6	1600	60,32	28,29	14,78	6046	7479	218,4	94,9	50,94	0,7138	144,5	178,9	221,6	316,9	0,6149	5,254	-4,24E-10	129,8	70,57	2043	
0,7	2209	97,16	20,49	10,86	4442	5417	181,9	72,02	39,48	0,6298	136,6	171,8	230,1	330	0,6403	3,397	-1,08E-15	127,9	46,36	1356	
0,8	2916	146,6	15,52	8,311	3401	4103	155,7	55,77	31,21	0,5586	132,1	167,8	235	337,5	0,655	2,303	-2,22E-16	128	32,24	953	
0,9	3600	203,6	12,57	6,567	2687	3324	136	45,11	25,63	0,5052	129,6	165,6	237,6	341,6	0,6629	1,678	-2,78E-17	128,5	23,81	741,5	
1	4489	282,1	10,08	5,319	2176	2666	120,7	35,16	20,45	0,4653	128,2	164,3	239,1	344	0,6675	1,22	8,33E-17	131	17,86	559,9	
1,1	5476	378,5	8,266	4,396	1799	2185	108,5	27,08	16,13	0,443	127,6	163,7	239,8	345,1	0,6696	0,9117	-1,67E-16	134,4	13,78	435	
1,2	6400	482,5	7,072	3,694	1511	1870	98,51	21,19	12,89	0,436	127,4	163,5	240	345,4	0,6702	0,7157	1,67E-16	137,6	11,01	361,2	
1,3	7569	618,2	5,98	3,147	1288	1581	90,21	15,2	9,517	0,4574	128	164,1	239,4	344,4	0,6683	0,557	-1,94E-16	142,9	8,852	291,8	
1,4	8836	777,3	5,123	2,714	1110	1354	83,21	9,924	6,411	0,5237	130,4	166,3	236,8	340,3	0,6604	0,4379	-2,22E-16	150,3	7,233	239,7	
1,5	10000	942,5	4,526	2,364	967,3	1197	77,22	5,827	3,874	0,6491	138,2	173,2	228,4	327,4	0,6354	0,3474	-4,79E-14	162,2	6,055	206,8	
1,6	11449	1151	3,953	2,078	850,2	1045	72,03	1,426	0,9845	0,9388	204,1	232,7	157,1	217,1	0,4213	0,1886	0,003639	228,5	5,078	174,1	
1,7	12996	1388	3,483	1,841	753,1	920,7	67,51	-2,663	-1,917	0,7322	4297	4011	-4315	-6703	-13,01	-4,829	899,9	4175	4,304	148,1	
1,8	14400	1629	3,143	1,642	671,7	831	63,53	-5,977	-4,479	0,4676	890825	854188	-973298	-	1,51E+06	-2923	-924,9	826662	942905	3,715	131,1
1,9	16129	1925	2,806	1,473	602,9	741,9	59,99	-9,674	-7,633	0,3716	1,16E+09	1,18E+09	1,27E+09	1,96E+09	3,80E+06	1,02E+06	2,36E+09	1,40E+09	3,205	113,5	
2	17956	2256	2,521	1,33	544,1	666,4	56,83	-13,23	-11,07	0,3249	4,79E+12	5,20E+12	5,24E+12	8,10E+12	1,57E+10	3,59E+09	1,66E+13	6,78E+12	2,787	98,98	

2.3.5.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	196	5,542	78,58	59,1	36274	35612	454,3	188,6	113,3	0,9793	244	268,9	113,8	150,1	0,2912	27,08	0,05959	195	269,1	3113
0,4	324	12,21	47,54	33,24	20404	21543	310,8	128	77,03	0,9561	217,1	244,5	143	195,3	0,379	15,99	0,01147	178,1	129,1	1722
0,5	529	24,93	29,11	21,28	13059	13195	233,7	87,42	53,82	0,918	192,3	222,1	169,9	236,9	0,4596	9,502	0,00089	166,2	69,44	912,9
0,6	729	41,22	21,13	14,78	9068	9575	186,2	67,75	41,98	0,8748	175,3	206,7	188,3	265,4	0,515	6,438	3,04E-05	156,1	43,55	625
0,7	961	63,4	16,03	10,86	6663	7263	154,4	54,03	33,77	0,8259	162,4	195	202,3	287,1	0,557	4,528	-1,3E-06	148,8	29,27	449,6
0,8	1296	97,72	11,88	8,311	5101	5386	131,6	41,8	26,66	0,7693	151,9	185,6	213,6	304,5	0,5909	3,116	-6,37E-08	144,9	20,14	304,5
0,9	1600	135,7	9,626	6,567	4030	4363	114,6	34,49	22,24	0,7202	145,2	179,6	220,8	315,6	0,6125	2,326	-8,39E-10	141,9	14,87	236,9
1	2025	190,9	7,606	5,319	3265	3447	101,4	27,33	17,99	0,6729	140,2	175,1	226,2	324	0,6286	1,697	-2,31E-12	141,5	11,08	174,3
1,1	2401	248,9	6,415	4,396	2698	2907	90,89	22,71	15,14	0,6366	137,1	172,3	229,5	329,1	0,6387	1,322	-4,41E-15	141,2	8,667	142,3
1,2	2916	329,8	5,282	3,694	2267	2394	82,35	17,91	12,2	0,6106	135,2	170,6	231,6	332,3	0,6448	1,008	-1,67E-16	143,1	6,795	110,5
1,3	3364	412,2	4,578	3,147	1932	2075	75,27	14,63	10,13	0,5958	134,3	169,7	232,6	333,9	0,648	0,8102	-2,78E-16	144,8	5,53	93,21
1,4	3969	523,7	3,881	2,714	1666	1759	69,3	11,06	7,848	0,6021	134,7	170,1	232,2	333,3	0,6467	0,6363	5,55E-17	149	4,495	75,15
1,5	4489	634,6	3,431	2,364	1451	1555	64,21	8,531	6,169	0,6216	136	171,3	230,7	331	0,6423	0,5216	-2,22E-16	153,2	3,764	64,91
1,6	5041	760,2	3,055	2,078	1275	1385	59,82	6,224	4,597	0,6661	139,6	174,5	226,9	325	0,6306	0,4275	-8,27E-13	159,7	3,187	56,52
1,7	5776	925,4	2,667	1,841	1130	1208	55,99	3,588	2,731	0,7789	153,4	187	212	302	0,586	0,3263	-1,25E-07	176,7	2,689	47,33
1,8	6400	1086	2,407	1,642	1008	1091	52,62	1,637	1,277	0,9132	190	220	172,4	240,7	0,4671	0,2217	0,00064	213,9	2,321	41,88
1,9	7225	1294	2,132	1,473	904,3	966,1	49,64	-0,6489	-0,5246	0,974	531,4	531	-199,7	-335,1	-0,6502	-0,259	8,768	537,8	1,995	35,75
2	7921	1493	1,944	1,33	816,2	881,2	46,98	-2,379	-1,984	0,6986	6162	5745	-6353	-9858	-19,13	-6,602	1560	6051	1,748	32,04

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.6 Resultados simulación. Geometría carcasa: Profundidad=Altura=1/2,5·Anchura. Espaciado Constante (a=1,5 b=1,5)

2.3.6.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	400	9,425	113,2	51,48	21066	29914	475,9	282,7	139,8	0,9205	193,6	223,2	168,5	234,7	0,4555	24,91	0,001066	146,3	295,9	14449
0,4	729	22,9	62,09	28,96	11849	16414	329,8	177,7	90,34	0,8346	164,3	196,8	200,2	283,8	0,5506	12,39	-1,5E-06	133,8	135,2	6739
0,5	1156	45,4	39,15	18,53	7584	10351	250,4	123,6	64,32	0,7317	146,6	180,9	219,3	313,3	0,6079	6,901	-2,66E-09	126,6	73,79	3759
0,6	1600	75,4	28,29	12,87	5266	7479	201,2	94,9	49,94	0,6371	137,2	172,3	229,5	329,1	0,6385	4,364	-4,83E-15	122,5	46,17	2554
0,7	2209	121,4	20,49	9,456	3869	5417	167,8	72,02	38,77	0,5469	131,5	167,2	235,6	338,5	0,6569	2,788	0	122,1	30,33	1695
0,8	2916	183,2	15,52	7,24	2962	4103	143,8	55,77	30,7	0,475	128,5	164,6	238,8	343,5	0,6665	1,875	-2,78E-16	123,3	21,09	1191
0,9	3600	254,5	12,57	5,72	2341	3324	125,8	45,11	25,24	0,4238	127,1	163,3	240,4	345,9	0,6712	1,359	-2,22E-16	124,6	15,58	926,9
1	4489	352,6	10,08	4,633	1896	2666	111,7	35,16	20,17	0,3865	126,3	162,6	241,2	347,2	0,6737	0,9847	8,88E-16	127,7	11,69	699,9
1,1	5476	473,1	8,266	3,829	1567	2185	100,5	27,08	15,95	0,4841	128,8	161,4	238,5	343	0,6655	0,7249	-68,78	130,7	9,015	543,7
1,2																				
1,3																				
1,4																				
1,5																				
1,6																				
1,7																				
1,8																				
1,9																				
2																				

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.6.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	196	6,927	78,58	51,48	31598	35612	414,3	188,6	110,6	0,9699	231,1	257,2	127,8	171,8	0,3333	24,8	0,02963	182	176,1	3891
0,4	324	15,27	47,54	28,96	17774	21543	284,3	128	75,29	0,9373	203,1	231,8	158,2	218,8	0,4246	14,33	0,003279	165,1	84,46	2153
0,5	529	31,16	29,11	18,53	11375	13195	214,3	87,42	52,73	0,8849	178,7	209,7	184,7	259,8	0,504	8,336	7,53E-05	153,9	45,43	1141
0,6	729	51,53	21,13	12,87	7900	9575	171,1	67,75	41,16	0,8283	162,9	195,5	201,8	286,2	0,5553	5,553	-1,4E-06	144,8	28,49	781,3
0,7	961	79,25	16,03	9,456	5804	7263	142,1	54,03	33,14	0,7668	151,5	185,2	214	305,2	0,5922	3,851	-5,28E-08	138,9	19,15	562
0,8	1296	122,1	11,88	7,24	4444	5386	121,3	41,8	26,21	0,6989	142,8	177,4	223,4	319,6	0,6202	2,617	-7,59E-11	136,3	13,18	380,6
0,9	1600	169,6	9,626	5,72	3511	4363	105,7	34,49	21,88	0,6427	137,6	172,7	229	328,3	0,6371	1,935	-1,48E-14	134,4	9,732	296,1
1	2025	238,6	7,606	4,633	2844	3447	93,66	27,33	17,73	0,5905	133,9	169,4	233	334,5	0,6491	1,402	-5,55E-17	135	7,247	217,9
1,1	2401	311,1	6,415	3,829	2350	2907	84,04	22,71	14,94	0,552	131,7	167,5	235,3	338,1	0,6561	1,087	0	135,4	5,671	177,9
1,2	2916	412,2	5,282	3,218	1975	2394	76,2	17,91	12,06	0,5248	130,4	166,3	236,7	340,3	0,6603	0,8254	2,78E-17	137,9	4,446	138,1
1,3	3364	515,2	4,578	2,742	1683	2075	69,7	14,63	10,02	0,5094	129,8	165,7	237,4	341,4	0,6624	0,6626	-1,94E-16	139,9	3,618	116,5
1,4	3969	654,6	3,881	2,364	1451	1759	64,21	11,06	7,778	0,515	130	165,9	237,2	341	0,6616	0,5209	1,39E-16	144	2,941	93,94
1,5	4489	793,3	3,431	2,059	1264	1555	59,53	8,531	6,123	0,5342	130,9	166,7	236,3	339,6	0,6589	0,4281	-1,39E-16	147,9	2,463	81,14
1,6	5041	950,2	3,055	1,81	1111	1385	55,48	6,224	4,569	0,5799	133,3	168,8	233,7	335,6	0,6511	0,3531	-2,78E-16	153,5	2,085	70,65
1,7	5776	1157	2,667	1,603	984	1208	51,96	3,588	2,72	0,7052	143,5	178	222,7	318,5	0,618	0,2753	-1,61E-10	167,6	1,76	59,16
1,8	6400	1357	2,407	1,43	877,7	1091	48,85	1,637	1,275	0,8748	175,3	206,7	188,3	265,4	0,515	0,1955	3,05E-05	200,5	1,519	52,34
1,9	7225	1617	2,132	1,284	787,8	966,1	46,1	-0,6489	-0,5251	0,9595	612,7	605,4	-288,4	-472,4	-0,9168	-0,2921	14,44	613,8	1,305	44,69
2	7921	1866	1,944	1,158	711	881,2	43,65	-2,379	-1,99	0,6289	15238	14229	-16274	-25211	-48,92	-13,51	5601	15048	1,144	40,05

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.7 Resultados simulación. Geometría de la carcasa: Altura=Profundidad=1/2,5-Anchura. Espaciado: a=1,25 b=1,5

2.3.7.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T. salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T. pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	480	11,31	94,3	85,81	35109	24929	707,7	245,6	138,3	0,8938	181,9	212,7	181,2	254,3	0,4935	22,49	0,000155	162,2	1178	10502
0,4	864	27,14	52,39	48,27	19749	13849	484,5	155,7	88,96	0,7925	155,8	189,1	209,5	298,1	0,5784	10,98	-2,96E-07	147,2	551,7	5006
0,5	1360	53,41	33,28	30,89	12639	8798	364,5	108,5	62,83	0,6815	141,1	175,8	225,3	322,6	0,626	6,04	-7,90E-12	139,4	305,6	2829
0,6	1920	90,48	23,57	21,45	8777	6232	290,7	81,37	47,63	0,5829	133,5	169	233,5	335,3	0,6506	3,705	-1,67E-16	135,7	183,8	1856
0,7	2632	144,7	17,2	15,76	6449	4546	241	61,45	36,5	0,5002	129,4	165,4	237,8	342	0,6636	2,363	-1,67E-16	135,2	122,5	1247
0,8	3456	217,1	13,1	12,07	4937	3462	205,5	47,07	28,4	0,4392	127,5	163,6	239,9	345,2	0,6699	1,59	1,94E-16	136,3	86,09	884,9
0,9	4320	305,4	10,48	9,534	3901	2770	179	36,81	22,53	0,3985	126,5	162,8	240,9	346,8	0,6729	1,136	-1,67E-16	137,9	62,01	673,7
1	5360	421	8,444	7,722	3160	2232	158,4	27,91	17,39	0,3762	126,1	162,4	241,4	347,5	0,6742	0,8254	-1,3E-06	140,6	46,99	513,2
1,1	6512	562,6	6,951	6,382	2611	1837	142,1	20,55	13,06	0,3749	126,1	162,4	241,4	347,5	0,6743	0,6176	-3E-05	144	36,54	401,5
1,2	7680	723,8	5,894	5,363	2194	1558	128,7	14,69	9,525	0,3976	126,5	162,8	241	346,8	0,673	0,4792	0	147,8	28,68	328,2
1,3	9048	923,8	5,002	4,57	1870	1322	117,7	9,132	6,063	0,4768	128,6	164,6	238,7	343,4	0,6663	0,3717	-2,78E-17	154	23,23	266,9
1,4	10528	1158	4,299	3,94	1612	1137	108,4	4,146	2,827	0,6909	142	176,7	224,3	321	0,6229	0,2773	-2,78E-11	170,8	19,11	220,5
1,5	12000	1414	3,772	3,432	1404	997,1	100,4	0,09216	0,06455	0,9996	350,6	365,9	-2,32	-29,67	0,05757	0,02099	1,247	366,2	15,77	187,9
1,6	13696	1721	3,305	3,017	1234	873,7	93,57	-4,356	-3,152	0,5282	112984	106726	-123111	-190549	-369,8	-110,7	71837	111937	13,31	159
1,7	15504	2070	2,919	2,672	1093	771,8	87,59	-8,38	-6,287	0,3849	2,54E+08	2,54E+08	2,77E+08	4,29E+08	-832218	-207181	4,54E+08	2,81E+08	11,34	136
1,8	17280	2443	2,619	2,383	975,3	692,5	82,33	-11,95	-9,312	0,3321	8,86E+11	9,49E+11	9,69E+11	1,50E+12	2,91E+09	6,14E+08	2,80E+12	1,11E+12	9,676	119,1
1,9	19304	2881	2,345	2,139	875,3	619,9	77,67	-15,68	-12,78	0,2988	1,81E+16	2,10E+16	1,97E+16	3,06E+16	5,93E+13	1,06E+13	9,08E+16	2,63E+16	8,393	103,6
2	21440	3368	2,111	1,931	790	558,1	73,52	-19,32	-16,58	0,2762	1,44E+21	1,85E+21	1,57E+21	2,44E+21	4,73E+18	7,23E+17	1,07E+22	2,51E+21	7,332	90,72

2.3.7.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	224	7,917	68,76	85,81	52664	31161	621,2	170,2	111,7	0,9608	221,4	248,4	138,4	188,1	0,3649	23,75	0,01576	198,6	772,8	3080
0,4	396	18,66	38,89	48,27	29624	17626	421,3	109,6	72,57	0,9166	191,7	221,5	170,6	237,9	0,4617	12,75	0,000818	179,3	324,1	1515
0,5	621	36,58	24,8	30,89	18959	11240	314,6	77,02	51,52	0,8567	169,9	201,8	194,1	274,4	0,5324	7,501	3,1E-06	165,5	189	861,9
0,6	864	61,07	17,83	21,45	13166	8079	249,3	59,01	39,69	0,7914	155,6	188,9	209,7	298,4	0,5791	4,886	-2,77E-07	156	116,3	580,3
0,7	1178	97,15	13,07	15,76	9673	5925	205,7	45,45	30,9	0,7221	145,5	179,8	220,6	315,3	0,6118	3,245	-1,02E-09	150,3	73,07	393,6
0,8	1548	145,9	9,949	12,07	7406	4509	174,7	35,57	24,47	0,6578	138,9	173,9	227,6	326,2	0,633	2,236	-2,17E-13	147,3	52,95	278,9
0,9	1920	203,6	8,022	9,534	5852	3635	151,6	28,87	20,04	0,6051	134,9	170,3	232	332,9	0,646	1,635	-1,39E-16	145,7	38,74	215,2
1	2430	286,3	6,338	7,722	4740	2872	133,8	22,4	15,81	0,5631	132,3	168	234,7	337,1	0,6542	1,178	-2,50E-16	146,3	28,85	158,3
1,1	2891	374,6	5,328	6,382	3917	2414	119,6	18,11	12,92	0,5355	130,9	166,7	236,2	339,5	0,6587	0,9061	-1,11E-16	147	22,42	128,5
1,2	3456	488,6	4,457	5,363	3292	2020	108,1	14,03	10,17	0,5249	130,5	166,3	236,7	340,3	0,6603	0,6964	-8,33E-17	149,1	18,14	102,6
1,3	4060	621,8	3,794	4,57	2805	1719	98,64	10,59	7,801	0,5347	130,9	166,7	236,2	339,5	0,6588	0,546	-2,78E-16	152,2	14,24	83,84
1,4	4725	779,3	3,26	3,94	2418	1477	90,67	7,504	5,63	0,5756	133	168,6	233,9	336	0,6519	0,4311	8,33E-17	157	11,9	69,24
1,5	5360	947,2	2,873	3,432	2107	1302	83,88	5,028	3,838	0,6508	138,3	173,3	228,3	327,2	0,6349	0,3455	-6,50E-14	164,5	9,904	59,49
1,6	6106	1151	2,522	3,017	1851	1143	78,03	2,528	1,972	0,8103	159,1	192,1	205,9	292,5	0,5676	0,2541	-7,53E-07	186,6	8,148	50,52
1,7	6916	1385	2,227	2,672	1640	1009	72,94	0,1735	0,1385	0,9979	298,6	318,6	54,3	57,95	0,1125	0,04184	0,417	317,9	7,036	43,16
1,8	7680	1629	2,005	2,383	1463	908,9	68,47	-1,797	-1,469	0,7649	3122	2921	-3031	-4716	-9,151	-2,896	537,2	2999	6,045	38,05
1,9	8670	1941	1,776	2,139	1313	805,1	64,52	-4,086	-3,443	0,484	459176	438126	-501502	-776136	-1506	-399,9	382345	467742	5,196	32,48
2	9523	2244	1,617	1,931	1185	733	61	-5,875	-5,092	0,4004	5,74E+07	5,68E+07	6,27E+07	9,71E+07	-188323	-43253	8,92E+07	6,29E+07	4,535	29,01

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.8 Resultados simulación. Geometría de la carcasa: Altura=Profundidad=1/2,5-Anchura. Espaciado: a=1,25 b=2

2.3.8.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	384	9,048	117,9	85,81	35109	31161	707,7	291,7	158,5	0,9082	187,8	218	174,8	244,5	0,4744	27,02	0,000451	159,3	942,4	15519
0,4	672	21,11	67,35	48,27	19749	17806	484,5	189,4	104,1	0,819	160,9	193,7	203,9	289,5	0,5618	13,71	-1,1E-06	144	429,1	7771
0,5	1040	40,84	43,52	30,89	12639	11506	364,5	134,5	74,82	0,7157	144,7	179,1	221,4	316,5	0,6142	7,75	-5,23E-10	135,4	233,7	4523
0,6	1488	70,12	30,42	21,45	8777	8042	290,7	100,8	56,76	0,615	135,5	170,9	231,2	331,8	0,6438	4,732	-2,22E-16	131,2	142,5	2900
0,7	2016	110,8	22,45	15,76	6449	5935	241	78,02	44,53	0,5277	130,6	166,4	236,6	340,1	0,6599	3,068	-2,78E-17	129,8	93,81	1989
0,8	2624	164,9	17,25	12,07	4937	4560	205,5	61,62	35,65	0,4578	128	164,1	239,4	344,4	0,6682	2,089	-3,05E-16	130,1	65,36	1433
0,9	3312	234,1	13,67	9,534	3901	3613	179	49,17	28,87	0,4049	126,7	162,9	240,8	346,6	0,6725	1,48	-1,14E-15	131,4	47,54	1072
1	4080	320,4	11,09	7,722	3160	2933	158,4	39,33	23,46	0,4642	128,2	161,5	239,2	344	0,6676	1,074	-55,66	132,7	35,77	827,3
1,1																				
1,2																				
1,3																				
1,4																				
1,5																				
1,6																				
1,7																				
1,8																				
1,9																				
2																				

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.8.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	176	6,22	87,51	85,81	52664	39659	621,2	204,9	129,7	0,9669	227,6	254,1	131,6	177,6	0,3446	28,55	0,02393	195,2	607,2	4698
0,4	308	14,51	50,01	48,27	29624	22662	421,3	133,1	85,01	0,929	198,1	227,3	163,6	227,1	0,4407	15,65	0,001893	176,8	252,1	2352
0,5	459	27,04	33,56	30,89	18959	15207	314,6	97,69	62,6	0,8792	176,7	208	186,8	263	0,5103	9,727	4,59E-05	162,7	139,7	1463
0,6	672	47,5	22,92	21,45	13166	10387	249,3	72,32	46,96	0,815	160	192,9	204,8	290,9	0,5645	6,125	-9,22E-07	153,3	90,44	900,9
0,7	912	75,21	16,89	15,76	9673	7654	205,7	56,43	37,02	0,7478	148,8	182,8	217	309,8	0,6011	4,119	-1,15E-08	147	56,57	615,9
0,8	1161	109,4	13,27	12,07	7406	6012	174,7	46,02	30,41	0,6846	141,4	176,1	225	322,1	0,625	2,943	-1,22E-11	142,9	39,72	461,4
0,9	1488	157,8	10,35	9,534	5852	4691	151,6	36,9	24,71	0,6233	136,1	171,4	230,6	330,8	0,6419	2,097	-2,50E-16	141,2	30,03	336,2
1	1836	216,3	8,389	7,722	4740	3802	133,8	30,19	20,46	0,5721	132,8	168,4	234,2	336,3	0,6526	1,555	-2,22E-16	140,5	21,8	258,6
1,1	2183	282,9	7,055	6,382	3917	3197	119,6	25,24	17,28	0,5316	130,8	166,6	236,4	339,8	0,6593	1,201	-1,39E-16	140,5	16,93	210,1
1,2	2624	371	5,87	5,363	3292	2660	108,1	20,46	14,22	0,5008	129,5	165,4	237,8	341,9	0,6635	0,9217	2,50E-16	141,8	13,78	166,1
1,3	3080	471,7	5,001	4,57	2805	2266	98,64	16,63	11,72	0,4819	128,8	164,8	238,5	343,1	0,6657	0,7273	-2,78E-16	143,4	10,8	136
1,4	3525	581,4	4,369	3,94	2418	1980	90,67	13,6	9,714	0,4735	128,5	164,5	238,8	343,6	0,6666	0,5909	0	145,3	8,876	115,6
1,5	4080	721	3,775	3,432	2107	1711	83,88	10,49	7,627	0,4841	128,8	164,9	238,5	343	0,6655	0,4757	-2,22E-16	148,4	7,539	95,91
1,6	4644	875,4	3,316	3,017	1851	1503	78,03	7,849	5,812	0,5154	130	165,9	237,2	340,9	0,6616	0,3895	-1,67E-16	152,3	6,197	81,56
1,7	5187	1039	2,969	2,672	1640	1346	72,94	5,666	4,267	0,5714	132,8	168,4	234,2	336,4	0,6527	0,3238	-1,67E-16	157,5	5,277	71,41
1,8	5856	1242	2,63	2,383	1463	1192	68,47	3,325	2,561	0,7014	143,1	177,7	223,1	319,2	0,6194	0,257	-1,03E-10	170,2	4,61	61,15
1,9	6528	1461	2,359	2,139	1313	1069	64,52	1,262	0,9942	0,9061	186,9	217,2	175,8	246	0,4773	0,1683	0,000389	213,3	3,912	53,37
2	7169	1689	2,148	1,931	1185	973,6	61	-0,5026	-0,4047	0,9736	533,5	533	-202	-338,6	-0,6571	-0,2005	8,898	537,2	3,414	47,69

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.9 Resultados simulación. Geometría de la carcasa: Altura=Profundidad=1/2,5-Anchura. Espaciado: a=1,25 b=2,5

2.3.9.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	312	7,351	145,1	85,81	35109	38352	707,7	342,4	179	0,9206	193,6	223,3	168,5	234,6	0,4553	31,92	0,001075	156	765,7	22318
0,4	544	17,09	83,2	48,27	19749	21996	484,5	223	118,1	0,8408	165,8	198,1	198,6	281,3	0,5458	16,46	-1,2E-06	141	347,4	11248
0,5	840	32,99	53,88	30,89	12639	14245	364,5	159,1	85,32	0,7442	148,3	182,3	217,5	310,6	0,6027	9,415	-8,43E-09	132	188,8	6573
0,6	1200	56,55	37,72	21,45	8777	9971	290,7	120	65,16	0,6455	137,9	173	228,8	327,9	0,6364	5,799	-2,51E-14	127,3	114,9	4226
0,7	1624	89,28	27,87	15,76	6449	7368	241	93,74	51,57	0,5559	131,9	167,7	235,1	337,8	0,6554	3,783	5,55E-17	125,4	75,57	2903
0,8	2112	132,7	21,43	12,07	4937	5666	205,5	74,93	41,78	0,4808	128,7	164,8	238,6	343,1	0,6659	2,586	-1,39E-16	125,2	52,61	2095
0,9	2664	188,3	16,99	9,534	3901	4492	179	60,76	34,37	0,421	127	163,2	240,4	346	0,6714	1,837	-4,44E-16	126,1	38,24	1570
1	3280	257,6	13,8	7,722	3160	3648	158,4	49,66	28,51	0,3752	126,1	162,4	241,4	347,5	0,6743	1,349	-1,6E-05	127,7	28,75	1212
1,1																				
1,2																				
1,3																				
1,4																				
1,5																				
1,6																				
1,7																				
1,8																				
1,9																				
2																				

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.9.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	144	5,089	107	85,81	52664	48472	621,2	239,3	146,3	0,9714	232,9	258,9	125,8	168,6	0,3272	33,13	0,03311	191,6	496,8	6674
0,4	242	11,4	63,64	48,27	29624	28843	421,3	160,3	98,33	0,94	204,8	233,4	156,3	215,9	0,4189	18,93	0,003917	173,7	198,1	3588
0,5	378	22,27	40,75	30,89	18959	18466	314,6	113,6	70,52	0,8931	181,7	212,4	181,5	254,7	0,4943	11,44	0,000147	160,5	115	2055
0,6	544	38,45	28,31	21,45	13166	12831	249,3	85,52	53,68	0,8352	164,5	196,9	200,1	283,5	0,5502	7,373	-1,5E-06	150,9	73,21	1304
0,7	722	59,54	21,33	15,76	9673	9668	205,7	68,28	43,16	0,7737	152,6	186,2	212,9	303,4	0,5887	5,095	-8,69E-08	144	44,79	927
0,8	946	89,16	16,28	12,07	7406	7378	174,7	54,74	35,02	0,7081	143,8	178,3	222,3	318	0,617	3,566	-2,24E-10	139,8	32,36	660,2
0,9	1200	127,2	12,83	9,534	5852	5817	151,6	44,72	28,95	0,6458	137,9	173	228,7	327,9	0,6363	2,577	-2,61E-14	137,4	24,21	489,9
1	1458	171,8	10,56	7,722	4740	4787	133,8	37,6	24,55	0,5916	134	169,5	232,9	334,4	0,6488	1,947	0	136	17,31	387,1
1,1	1770	229,4	8,702	6,382	3917	3944	119,6	31,3	20,71	0,5433	131,3	167,1	235,8	338,8	0,6575	1,477	-2,22E-16	135,9	13,73	303,3
1,2	2112	298,6	7,293	5,363	3292	3305	108,1	26,15	17,53	0,5039	129,6	165,5	237,7	341,7	0,6631	1,145	2,50E-16	136,6	11,09	242,9
1,3	2450	375,2	6,286	4,57	2805	2849	98,64	22,19	15,05	0,4736	128,5	164,5	238,8	343,5	0,6666	0,9156	-8,33E-17	137,4	8,594	202,9
1,4	2850	470,1	5,404	3,94	2418	2449	90,67	18,45	12,69	0,4519	127,8	163,9	239,6	344,7	0,6688	0,7332	5,55E-17	139,1	7,176	167,7
1,5	3280	579,6	4,696	3,432	2107	2128	83,88	15,2	10,62	0,44	127,5	163,6	239,9	345,2	0,6699	0,5956	5,83E-16	141,1	6,06	140,5
1,6	3698	697,1	4,165	3,017	1851	1888	78,03	12,56	8,903	0,4368	127,4	163,6	240	345,3	0,6701	0,4954	-2,22E-16	143,2	4,935	121,5
1,7	4186	838,4	3,679	2,672	1640	1667	72,94	9,956	7,181	0,4485	127,7	163,8	239,7	344,8	0,6691	0,4113	2,22E-16	146,2	4,258	103,9
1,8	4704	997,5	3,274	2,383	1463	1484	68,47	7,593	5,579	0,4793	128,7	164,7	238,6	343,2	0,666	0,3441	-2,22E-16	149,9	3,703	89,72
1,9	5202	1164	2,961	2,139	1313	1342	64,52	5,609	4,196	0,5318	130,8	166,6	236,4	339,7	0,6593	0,2918	0	154,6	3,117	79,41
2	5778	1361	2,666	1,931	1185	1208	61	3,582	2,737	0,6412	137,5	172,6	229,1	328,5	0,6375	0,2413	-1,11E-14	164	2,752	69,56

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.10 Resultados simulación. Geometría de la carcasa: Altura=Profundidad=1/2,5·Anchura. Espaciado: a=1,25 b=3

2.3.10.1 Tubos de 10 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	264	6,22	171,4	85,81	35109	45325	707,7	389,5	196,8	0,93	198,7	227,8	163	226,2	0,4389	36,36	0,002017	152,9	647,9	29897
0,4	448	14,07	101	48,27	19749	26709	484,5	259	131,9	0,86	170,8	202,7	193,2	272,8	0,5294	19,39	5,4E-06	137,9	286,1	15799
0,5	680	26,7	66,56	30,89	12639	17597	364,5	187,6	96,55	0,7727	152,4	186,1	213,1	303,6	0,5892	11,37	-8,09E-08	128,6	152,8	9515
0,6	1008	47,5	44,9	21,45	8777	11871	290,7	137,9	72,45	0,6719	140,2	175	226,3	324,1	0,6289	6,823	-2,00E-12	124,1	96,5	5733
0,7	1344	73,89	33,68	15,76	6449	8903	241	109,5	58,16	0,5841	133,5	169,1	233,4	335,1	0,6503	4,536	2,78E-17	121,5	62,54	4043
0,8	1728	108,6	26,19	12,07	4937	6925	205,5	88,99	47,8	0,5073	129,7	165,6	237,5	341,5	0,6627	3,145	1,94E-16	120,7	43,04	2976
0,9	2232	157,8	20,28	9,534	3901	5361	179	71,36	39,05	0,4396	127,5	163,6	239,9	345,2	0,6699	2,188	-2,78E-16	121,8	32,04	2140
1	2720	213,6	16,64	7,722	3160	4399	158,4	59,59	33,02	0,3894	126,4	162,6	241,1	347,1	0,6735	1,625	2,78E-17	122,8	23,84	1682
1,1																				
1,2																				
1,3																				
1,4																				
1,5																				
1,6																				
1,7																				
1,8																				
1,9																				
2																				

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.3.10.2 Tubos de 15 milímetros de diámetro exterior

Altura Carcasa (m)	Número tubos total	Sup. de transf. total (m ²)	Velocidad aire (m/s)	Vel. máxima gases (m/s)	Reynolds gases	Reynolds aire	h gases (W/m ² -K)	h aire (W/m ² -k)	U (W/m ² -K)	Factor corrección F LMTD	LMTD (K)	T. salida gas (°C)	T.salida aire (°C)	Calor transferido (kW)	Eficiencia energética	Eficiencia real (kW/m ²)	Dif. Temp. Convergencia (K)	T.pared (°C)	Pérdida carga aire (Pa)	Pérdida de carga gases (Pa)
0,3	112	3,958	137,5	85,81	52664	62322	621,2	290,7	169,2	0,9766	239,8	265,2	118,3	157	0,3046	39,66	0,04842	186	386,4	10361
0,4	220	10,37	70,01	48,27	29624	31727	421,3	172,6	104	0,944	207,6	235,9	153,3	211,2	0,4099	20,38	0,005122	172,3	180,1	4239
0,5	324	19,09	47,54	30,89	18959	21543	314,6	128	77,26	0,9037	185,9	216,2	176,9	247,7	0,4806	12,98	0,0003275	158,6	98,61	2691
0,6	448	31,67	34,38	21,45	13166	15580	249,3	99,56	60,36	0,8535	169,1	201,1	195,1	275,8	0,5352	8,71	0,000001488	148,5	60,29	1832
0,7	608	50,14	25,33	15,76	9673	11480	205,7	78,32	48,03	0,7933	155,9	189,2	209,3	297,8	0,578	5,94	-3,102E-07	141,7	37,72	1252
0,8	774	72,95	19,9	12,07	7406	9018	174,7	64,55	39,86	0,7332	146,8	181	219,1	313	0,6073	4,291	-3,062E-09	136,7	26,48	938
0,9	1008	106,9	15,28	9,534	5852	6925	151,6	51,91	32,6	0,6672	139,7	174,6	226,7	324,8	0,6303	3,039	-9,850E-13	134,4	20,34	664,7
1	1242	146,3	12,4	7,722	4740	5620	133,8	43,4	27,56	0,6097	135,2	170,5	231,6	332,4	0,645	2,272	-1,943E-16	132,9	14,75	512,5
1,1	1475	191,1	10,44	6,382	3917	4732	119,6	37,2	23,83	0,5604	132,2	167,9	234,9	337,4	0,6547	1,765	-5,551E-17	132	11,44	417,3
1,2	1728	244,3	8,913	5,363	3292	4039	108,1	32,04	20,72	0,5174	130,1	166	237,1	340,8	0,6613	1,395	-2,220E-16	131,9	9,072	345,1
1,3	2100	321,6	7,334	4,57	2805	3324	98,64	26,31	17,35	0,4783	128,6	164,7	238,7	343,3	0,6661	1,067	5,551E-17	133,5	7,366	265,7
1,4	2400	395,8	6,417	3,94	2418	2908	90,67	22,73	15,14	0,4502	127,8	163,9	239,6	344,7	0,669	0,8709	-1,943E-16	134,4	6,043	226,6
1,5	2720	480,7	5,662	3,432	2107	2566	83,88	19,58	13,2	0,4285	127,2	163,4	240,2	345,7	0,6708	0,7192	-8,049E-16	135,6	5,026	195
1,6	3096	583,6	4,975	3,017	1851	2255	78,03	16,51	11,3	0,4141	126,8	163,1	240,6	346,3	0,6719	0,5933	-1,110E-16	137,5	4,132	165,8
1,7	3458	692,6	4,454	2,672	1640	2019	72,94	14,02	9,722	0,4063	126,7	162,9	240,8	346,5	0,6724	0,5004	2,776E-16	139,4	3,518	145,2
1,8	3936	834,7	3,913	2,383	1463	1773	68,47	11,24	7,947	0,4118	126,8	163	240,6	346,3	0,6721	0,4149	-8,327E-17	142,4	3,098	122,6
1,9	4386	981,8	3,512	2,139	1313	1591	64,52	9,002	6,478	0,4275	127,2	163,4	240,3	345,7	0,6709	0,3522	6,106E-16	145,4	2,628	107
2	4815	1135	3,199	1,931	1185	1450	61	7,129	5,216	0,4552	127,9	164	239,5	344,5	0,6685	0,3037	-1,665E-16	148,6	2,293	95,7

*Resultados de la zona coloreada no son fiables; Re_Aire<3000

2.4 Anexo cálculo del incremento de la potencia en los ventiladores para contrarrestar la pérdida de presión en el aire.

Considerando la densidad del aire al salir del intercambiador a 233°C en 0,69 kg/m³ y la constante gravitacional g en 9,81 m/s², la pérdida de presión en el aire expresada en altura será:

$$H_{aire} = \frac{\Delta P_{aire}}{g \cdot \rho_{aire,233^{\circ}C}} = \frac{1876}{9,81 \cdot 0,69} = 277,15 m_{aire}$$

Considerando el caudal de aire en la salida del intercambiador a 233°C en 2,2 m³/s, el incremento de potencia hidráulica teórico del ventilador será:

$$\Delta P_{vent} = Q_{aire,233^{\circ}C} \cdot \rho_{aire,233^{\circ}C} \cdot g \cdot H_{aire} = 2,2 \cdot 0,69 \cdot 9,81 \cdot 277,15 = 4127,2 W$$

Considerando una eficiencia del ventilador del 60%, el incremento de potencia eléctrica necesario será:

$$\Delta P_{elec.} = \frac{\Delta P_{vent}}{0,6} \cong 7000 W$$

2.5 Anexo Código EES

\$UnitSystem SI Mass J K Pa

"Propiedades del combustible

Gas Natural-> Composición: Metano 91,08% vol, Etano 6,65% vol, Propano 0,65% vol, Butano 0,08% vol, Nitrógeno 1,54% vol"

"Cálculo del oxígeno mínimo necesario para la combustión estequiométrica Nm³ de O₂/Nm³ combustible"

O_min=2*0,9108+3,5*0,0665+5*0,0065+6,5*0,0008

"Aire mínimo seco para una combustión completa Nm³ Aire Seco/Nm³ Combustible"

A_mins=O_min/0,21

"Cálculo de la humedad específica w "

H_r=0,5 "Humedad relativa"

T_a_c=17[C]

T_a=ConvertTemp(C;K;T_a_c) "Temperatura ambiente"

P=Po# "Presión atmosférica"

w=HumRat(AirH2O;R=H_r;T=T_a;P=P)

"Calculo del aire húmedo mínimo Nm³ aire húmedo/Nm³ de combustible"

A_min_h= A_mins+w/0,622*A_mins

"Cálculo del índice de exceso considerando un volumen real medio de entrada de 11,2 Nm³ aire real húmedo/Nm³ de combustible"

$A_{real_h}=11,3$ "Volumen aire real húmedo"
 $A_{real_s}=A_{real_h}/(1+w/0,622)$ "Volumen de aire real seco"

$\lambda=A_{real_s}/A_{min}$

"Cálculo de la concentración de CO₂ en los gases de combustión Nm³ CO₂/Nm³ Combustible"

$V_{CO_2}=1*0,9108+2*0,0665+3*0,0065+4*0,0008$

"Cálculo de la concentración de H₂O en los gases de combustión Nm³ H₂O/Nm³ Combustible"

$V_{H_2O}=2*0,9108+3*0,0665+4*0,0065+5*0,0008$

"Volumen de H₂O presente en los gases de combustión debido a la humedad del aire de entrada Nm³ H₂O/Nm³ Combustible"

$V_{humedad}=w/0,622*A_{real_s}$

"Volumen de H₂O total Nm³ H₂O/Nm³ Combustible"

$V_{H_2Ototal}=V_{H_2O}+V_{humedad}$

"Volumen de N₂ presente en los gases de combustión Nm³ N₂/Nm³ Combustible"

$V_{N_2}=3,76*\lambda*O_{min}+0,0154$

"Volumen de O₂ presente en los gases de combustión Nm³ O₂/Nm³ Combustible"

$V_{O_2}=(\lambda-1)*O_{min}$

"Volumen de gases secos de combustión"

$V_{gcs}=V_{O_2}+V_{N_2}+V_{CO_2}$

"Volumen total de gases de combustión"

$V_{gc}=V_{gcs}+V_{H_2Ototal}$

"Cálculo de la masa específica para cada componente g/Nm³ de combustible"

$m_{CO_2}=V_{CO_2}/(22,4/1000)*44$
 $m_{H_2Ototal}=V_{H_2Ototal}/(22,4/1000)*18$
 $m_{N_2}=V_{N_2}/(22,4/1000)*28$
 $m_{O_2}=V_{O_2}/(22,4/1000)*32$

"Masa específica total de los gases secos de combustión g/Nm³ de combustible"

$m_{gcs_total}=m_{CO_2}+m_{N_2}+m_{O_2}$

"Masa específica total de los gases de combustión g/Nm³ de combustible"

$m_{gc_total}=m_{gcs_total}+m_{H_2Ototal}$

"Masa molar específica del aire 21% O₂ 79% N₂ g/Nm³ de aire "

$m_{aire_molar}=1/(22,4/1000)*0,79*28+1/(22,4/1000)*32*0,21$

"Humedad específica de los gases de combustión kg_v/kg_{as}"

$$w_{gc} = m_{H_2O_{total}} / m_{gcs_{total}}$$

"Fracción molar de los gases de combustión mol_{H2O}/mol_{gc}"

$$x_{H_2O_{gc}} = V_{H_2O_{total}} / V_{gc}$$

$$x_{N_2_{gc}} = V_{N_2} / V_{gc}$$

$$x_{O_2_{gc}} = V_{O_2} / V_{gc}$$

$$x_{CO_2_{gc}} = V_{CO_2} / V_{gc}$$

"Cálculo presión parcial de vapor"

$$P_v = P * x_{H_2O_{gc}}$$

"Temperatura de saturación del vapor presente el los gases de combustión"

$$T_{sat_vs} = T_{sat}(Water; P = P_v)$$
$$T_{sat_vs_c} = ConvertTemp(K; C; T_{sat_vs})$$

"Cálculo de las fracciones másicas de cada componente de los gases de combustión"

$$m_{H_2O_{gc}} = m_{H_2O_{total}} / m_{gc_{total}}$$

$$m_{CO_2_{gc}} = m_{CO_2} / m_{gc_{total}}$$

$$m_{N_2_{gc}} = m_{N_2} / m_{gc_{total}}$$

$$m_{O_2_{gc}} = m_{O_2} / m_{gc_{total}}$$

"Cálculo del Cp de los gases de combustión"

$T_{gc} = (255 + 273)$ " En kelvin. Se considerará una temperatura media al tener en cuenta que la temperatura de entrada de los gases será de 350°C"

$T_{aire} = (130 + 273)$ " Se considerará una temperatura media del aire de 130 [C] "

$$cp_{CO_2} = Cp(CarbonDioxide; T = T_{gc}; P = P)$$

$$cp_{H_2O} = Cp(Water; T = T_{gc}; P = P)$$

$$cp_{N_2} = Cp(Nitrogen; T = T_{gc}; P = P)$$

$$cp_{O_2} = Cp(Oxygen; T = T_{gc}; P = P)$$

$$Cp_{gc} = cp_{CO_2} * m_{CO_2_{gc}} + cp_{H_2O} * m_{H_2O_{gc}} + cp_{N_2} * m_{N_2_{gc}} + cp_{O_2} * m_{O_2_{gc}}$$

"Cálculo de la contuctividad de los gases de combustión"

$$k_{CO_2} = Conductivity(CarbonDioxide; T = T_{gc}; P = P)$$

$k_{H2O} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_{gc}; P=P)$

$k_{N2} = \text{Conductivity}(\text{Nitrogen}; T=T_{gc}; P=P)$

$k_{O2} = \text{Conductivity}(\text{Oxygen}; T=T_{gc}; P=P)$

$k_{gc} = k_{CO2} * m_{CO2_{gc}} + k_{H2O} * m_{H2O_{gc}} + k_{N2} * m_{N2_{gc}} + k_{O2} * m_{O2_{gc}}$

"Cálculo de la viscosidad de los gases de combustión"

$vis_{CO2} = \text{Viscosity}(\text{CarbonDioxide}; T=T_{gc}; P=P)$

$vis_{H2O} = \text{Viscosity}(\text{Water}; T=T_{gc}; P=P)$

$vis_{N2} = \text{Viscosity}(\text{Nitrogen}; T=T_{gc}; P=P)$

$vis_{O2} = \text{Viscosity}(\text{Oxygen}; T=T_{gc}; P=P)$

$viscosidad_{gc} = vis_{CO2} * m_{CO2_{gc}} + vis_{H2O} * m_{H2O_{gc}} + vis_{N2} * m_{N2_{gc}} + vis_{O2} * m_{O2_{gc}}$

"Cálculo de la densidad de los gases de combustión"

$den_{CO2} = \text{Density}(\text{CarbonDioxide}; T=T_{gc}; P=P)$

$den_{H2O} = \text{Density}(\text{Water}; T=T_{gc}; P=P)$

$den_{N2} = \text{Density}(\text{Nitrogen}; T=T_{gc}; P=P)$

$den_{O2} = \text{Density}(\text{Oxygen}; T=T_{gc}; P=P)$

$Densidad_{gc} = den_{CO2} * m_{CO2_{gc}} + den_{H2O} * m_{H2O_{gc}} + den_{N2} * m_{N2_{gc}} + den_{O2} * m_{O2_{gc}}$

"Cálculo del Cp del aire"

$cp_{air} = \text{Cp}(\text{Air}_{ha}; T=t_{aire}; P=P)$

"Propiedades termodinámicas del aire a una temperatura media de 150"

"Cp aire calculado en el apartado anterior"

$k_{aire} = \text{Conductivity}(\text{Air}_{ha}; T=T_{aire}; P=P)$

$viscosidad_{aire} = \text{Viscosity}(\text{Air}_{ha}; T=T_{aire}; P=P)$

$Densidad_{aire} = \text{Density}(\text{Air}_{ha}; T=T_{aire}; P=P)$

"DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR"

"Caudal volumétrico de los gases de combustión en condiciones normales"

$Q_{gc_n} = 1,28 [m^3/s]$

"Caudal volumétrico de los gases a una temperatura media de 255°C (528K)"

$$Q_{gc}=Q_{gc_n}/(273/528)$$

"PARÁMETROS DE ENTRADA"

"Dimensión de la carcasa"

$$\text{Altura_carc}=0,8[\text{m}]$$

$$\text{Ancho_carc}=1,6[\text{m}]$$

$$\text{Long_carc}=0,8[\text{m}]$$

"Diámetro exterior de los tubos"

$$D_{\text{tubos}}=0,01[\text{m}]$$

"Diámetro interior de los tubos. Habiendo estudiado diferentes catálogos, la espesor de los tubos suele ser de 1,5mm"

$$\text{Espesor}=(1,5/1000)[\text{m}]$$

$$D_{\text{tubos_int}}=D_{\text{tubos}}-2*\text{Espesor}$$

"Cálculo superficie de transferencia de calor por tubo"

$$A_{\text{transf}}=2*\pi\#*(D_{\text{tubos}}/2)*\text{Ancho_carc}$$

"Parámetro transversal"

$$a=1,35$$

"Parámetro longitudinal"

$$b=2,5$$

"Número de tubos por fila"

$$\text{Nr_tub_fila}=\text{round}((\text{Altura_carc}-D_{\text{tubos}})/(D_{\text{tubos}}*a))+1$$

"Número total de filas"

$$\text{Nr_filas}=\text{round}((\text{Long_carc}-D_{\text{tubos}})/(D_{\text{tubos}}*b))+1$$

"Número total de tubos"

$$\text{Nr_tubos_total}=\text{Nr_filas}*\text{Nr_tub_fila}$$

"Area de transferencia de calor total"

$$A_{\text{Trans_tot}}=A_{\text{transf}}*\text{Nr_tubos_total}$$

"Area de paso de los gases de combustión por la carcasa"

$$A_{\text{paso_carc}}=\text{Altura_carc}*\text{Ancho_carc}$$

"Diámetro hidráulico carcasa"

$$D_{h_carc}=2*Ancho_carc*Altura_carc/(Altura_carc+Ancho_carc)$$

"Velocidad libre gases de combustión"

$$vel_gc=Q_gc/(pi\#*(D_{h_carc}/2)^2)$$

"Caudal volumétrico del aire al horno en condiciones normales"

$$Q_aire_n=1,18[m^3/s]$$

"Caudal volumétrico del aire al horno a una temperatura media de 130°C (403K)"

$$Q_aire=Q_aire_n/(273/403)$$

"Caudal volumétrico de aire por tubo"

$$Q_aire_tubo=Q_aire/(Nr_tubos_total)$$

"Velocidad del aire en los tubos"

$$V_aire=(Q_aire_tubo)/(pi\#*(D_{tubos_int}/2)^2)$$

"Velocidad máxima en la carcasa debido al paso del gas entre el banco de tubos"

$$V_max=(a/(a-1))*vel_gc$$

"Reynolds del fluido que circula entre los tubos (gases combustión)"

$$Reynolds_gc=Densidad_gc*V_max*(pi\#/2)*D_{tubos}/viscosidad_gc$$

"Prandtl del fluido que circula entre los tubos (gases combustión)"

$$Pr_gc=viscosidad_gc*Cp_gc/k_gc$$

"Cálculo del número Nusselt siguiendo una distribución alternada. Se usará la correlación de Gnielinski para una disposición en tresbolillo"

"Cálculo del número Nusselt para un solo tubo"

"Cálculo del número Nusselt laminar para un solo tubo"

$$Nuss_lam=0,664*(Reynolds_gc)^{1/2}*(Pr_gc)^{1/3}$$

"Cálculo del número Nusselt turbulento para un solo tubo"

$$Nuss_Turb=(0,037*Reynolds_gc^{0,8}*Pr_gc)/(1+2,443*Reynolds_gc^{-0,1}*(Pr_gc^{2/3}-1))$$

"Cálculo del número Nusselt total para 1 solo tubo"

$$Nuss_1tubo=0,3+(Nuss_Turb^2+Nuss_lam^2)^{1/2}$$

"Cálculo del número Nusselt total para un banco de tubos en disposición a tresbolillo y de más de 10 filas"

$$Nuss_final_gc=Nuss_1tubo*(1+2/(3*a))$$

"Coeficiente de convección del fluido que circula entre los tubos (gases de combustión)"

"Cálculo de factor K para este caso en el que el fluido exterior es un gas"

"Cálculo de la temperatura media de la pared estimando las temperaturas de entrada y salida."

$$T_{m_pared} = ((160+17)/2 + (350+240)/2)/2$$

$$T_b = (350+160)/2$$

$$\text{factor}_K = (T_b/T_{m_pared})^{(0,12)}$$

$$h_{gc_final} = \text{Nuss_final_gc} * \text{factor}_K * k_{gc} / ((\pi/2) * D_{tubos})$$

"Reynolds del fluido que circulo dentro de los tubos (aire)"

$$\text{Reynolds_aire} = \text{Densidad_aire} * V_{aire} * D_{tubos_int} / \text{viscosidad_aire}$$

"Prandtl del fluido que circula dentro de los tubos (aire)"

$$\text{Pr_aire} = \text{viscosidad_aire} * c_{p_air} / k_{aire}$$

"Cálculo del número Nusselt. Se usara la correlación de Gnielinski"

"Cálculo factor de fricción"

$$\text{factor}_f = (0,79 * \ln(\text{Reynolds_aire}) - 1,64)^{-2}$$

"Cálculo del número Nusselt"

$$\text{Nuss_aire} = ((\text{factor}_f/8) * \text{Pr_aire} * (\text{Reynolds_aire} - 1000)) / (1 + 12,7 * (\text{factor}_f/8)^{(1/2)} * (\text{Pr_aire}^{(2/3)} - 1))$$

"Cálculo factor de corrección"

$$f_{corrección_aire} = (130/T_{m_pared})^{0,45}$$

"Cálculo coeficiente de convección del fluido que circula dentro de los tubos (aire)"

$$h_{aire_final} = \text{Nuss_aire} * f_{corrección_aire} * k_{aire} / D_{tubos_int}$$

"Diseño térmico del intercambiador"

"Caudal másico de gas. Temperatura media 220°C"

$$M_{dot_gc} = Q_{gc} * \text{Densidad_gc}$$

"Caudal másico de aire por tubo. Temperatura media de 150°C"

$$M_{dot_aire} = Q_{aire} * \text{Densidad_aire}$$

"Temperatura de entrada del gas"

$$T_{gc_in} = 623[K] \text{ "350°C"}$$

"Temperatura de salida del gas. Se estima y se calculará la real mediante iteración"

$$\text{Temp_salida_gases} = 200[C]$$

$T_{gc_out}[1]=ConvertTemp(C;K;Temp_salida_gases)$

"Transferencia de calor"

$Q_Transf[1]=Cp_gc*M_dot_gc*(T_{gc_in}-T_{gc_out}[1])$

"Temperatura entrada del aire. Se considerará la media anual"

$T_{aire_in}=290[K]$ "Temperatura media anual de 17°C"

"Cálculo de la temperatura de salida del aire "

$T_{aire_out}[1]=(Q_Transf[1])/(cp_air*M_dot_aire)+T_{aire_in}$

$Temp_salida_aire=ConvertTemp(K;C;T_{aire_out}[1])$

"Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor"

$U_transf=1/(D_tubos/(D_tubos_int*h_aire_final)+1/h_gc_final)$

"Método LMTD"

$LMTD[1]=((T_{gc_in}-T_{aire_out}[1])-(T_{gc_out}[1]-T_{aire_in}))/\ln((T_{gc_in}-T_{aire_out}[1])/(T_{gc_out}[1]-T_{aire_in}))$

"Cálculo del factor de corrección F"

$p_f[1]=(T_{gc_in}-T_{gc_out}[1])/(T_{gc_in}-T_{aire_in})$

$q_f[1]=(T_{aire_out}[1]-T_{aire_in})/(T_{gc_in}-T_{aire_in})$

$Eficiencia_térmica=q_f[1]*100$

$r_zero[1]=(p_f[1]-q_f[1])/\ln((1-q_f[1])/(1-p_f[1]))$

$r_f[1]=q_f[1]*(\ln(1/(1-q_f[1]/p_f[1]*\ln(1/(1-p_f[1])))^(-1)$

$F_LMTD[1]=r_f[1]/r_zero[1]$

"Cálculo de la nueva transferencia de calor "

$Q_new_total[1]=A_trans_tot*U_transf*LMTD[1]*F_LMTD[1]$

"Cálculo de la temperatura de salida de los gases con el nuevo valor de calor transferido obtenido"

"Iteración para calcular el valor real de la temperatura de salida de los gases a partir de la temperatura estimada. En resumidas cuentas, lo que se hace a continuación es repetir el proceso anterior utilizando las ecuaciones anteriores mediante la función *Duplicate* y actualizando los nuevos valores de temperatura de salida de gas obtenidos."

$T_{gc_out_conv}[1]=-Q_new_total[1]/(Cp_gc*M_dot_gc)+T_{gc_in}$

$Diff_Temp[1]=T_{gc_out_conv}[1]-T_{gc_out}[1]$

$T_{gc_out_new}[1]=T_{gc_out}[1]+Diff_Temp[1]/20$

Duplicate j=1;100

$Q_Transf[j+1]=Cp_gc*M_dot_gc*(T_gc_in-T_gc_out_new[j])$
 $T_aire_out[j+1]=(Q_Transf[j+1])/(cp_air*M_dot_aire)+T_aire_in$
 $LMTD[j+1]=((T_gc_in-T_aire_out[j+1])-(T_gc_out_new[j]-T_aire_in))/\ln((T_gc_in-T_aire_out[j+1])/(T_gc_out_new[j]-T_aire_in))$
 $p_f[j+1]=(T_gc_in-T_gc_out_new[j])/(T_gc_in-T_aire_in)$
 $q_f[j+1]=(T_aire_out[j+1]-T_aire_in)/(T_gc_in-T_aire_in)$
 $r_zero[j+1]=(p_f[j+1]-q_f[j+1])/\ln((1-q_f[j+1])/(1-p_f[j+1]))$
 $r_f[j+1]=q_f[j+1]*(\ln(1/(1-q_f[j+1])/p_f[j+1]*\ln(1/(1-p_f[j+1])))^{(-1)}$
 $F_LMTD[j+1]=r_f[j+1]/r_zero[j+1]$
 $Q_new_total[j+1]=A_trans_tot*U_transf*LMTD[j+1]*F_LMTD[j+1]$
 $T_gc_out_conv[j+1]=-Q_new_total[j+1]/(Cp_gc*M_dot_gc)+T_gc_in$
 $Diff_Temp[j+1]=T_gc_out_conv[j+1]-T_gc_out_new[j]$
 $T_gc_out_new[j+1]=T_gc_out_new[j]+Diff_Temp[j+1]/20$
 End

"Temperatura final de los gases de combustión en la salida del intercambiador"

Temp_gc_s=ConvertTemp(K;C;T_gc_out_new[101])

Q_trans_final=Convert(W;kW)*Q_Transf[101]

T_aire_out_final=ConvertTemp(K;C;T_aire_out[101])

"Cálculo de temperatura de pared en la parte dónde entra el aire frío en la carcasa"

$T_wall_crit=(h_gc_final*T_gc_out_new[101]+h_aire_final*T_aire_in)/(h_gc_final+h_aire_final)$

T_pared_final=ConvertTemp(K;C;T_wall_crit)

"Eficiencia real (kW/m²)"

Eficiencia_real=Q_trans_final/A_trans_tot

"Cálculo de la caída de presión de los gases de combustión en el intercambiador"

"Cálculo del factor de fricción f"

$fric_f=Reynolds_gc^{(-0,16)}*(0,25+0,1175/(a-1)^{(1,08)})$

"Cálculo caída de presión "

$Pressure_drop_gc=0,204*fric_f*(M_dot_gc/(Nr_tub_fila*Ancho_carc*(D_tubos*a-D_tubos)))^2*Nr_filas/densidad_gc$

"Cálculo de la caída de presión del aire en el intercambiador"

"Cálculo del factor de fricción utilizando la correlación de Blasius"

$$\text{fric_f_tub}=0,3164*\text{Reynolds_aire}^{(-1/4)}$$

"Cálculo de la caída de presión en el aire"

$$\text{Pressure_drop_aire}=\text{fric_f_tub}*\text{Densidad_aire}*(V_aire^2)/(2*D_tubos_int)*\text{Ancho_carc}$$

2.6 Referencias

- [1] IDAE ESTUDIOS INFORMES Y ESTADÍSTICAS. Balances de energía final (1990-2013)
- [2] Waste Heat Recovery. Technology and Opportunities in U.S. Industry. U.S. Department of Energy
- [3] Hyland and Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K, ASHRAE Transactions, Part 2A, Paper 2793 (RP-216), (1983).
- [4] Harr, Gallagher, and Kell, NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984.
- [5] R. Span and W. Wagner, A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa, J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 25, No. 6, 1996.
- [6] Span, R., Lemmon, E.W., Jacobsen, R.T., Wagner, W., and Yokozeki, A., A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 29, No. 6, 2000
- [7] R.B. Stewart, R.T. Jacobsen, and W. Wagner, "Thermodynamic Properties of Oxygen from the Triple Point to 300 K with Pressures to 80 MPa", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 20, No. 5, 1991.
- [8] E.W. Lemmon, R.T. Jacobsen, S.G. Penoncello, and Daniel Friend "Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen from 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 29, No. 3, 2000.
- [9] Vesovic et al., The Transport Properties of Carbon Dioxide, J. Phys. Chem Ref, Data, Vol. 19, No. 3, 1990.
- [10] E.W. Lemmon and R.T. Jacobsen "Viscosity and Thermal Conductivity Equations for Nitrogen, Oxygen, Argon, and Air", International Journal of Thermophysics, Vol. 25, No. 1, January 2004, pp. 21-69
- [11] Fenghour, A., Wakeham, W.A., and Vesovic, V., "The Viscosity of Carbon Dioxide", J. Phys. Chem Ref, Data, Vol. 27, No. 1, 1998.
- [12] Electrical Research Association, 1967 Steam Tables, Thermodynamic Properties of Water and Steam; Viscosity of Water and Steam, Thermal Conductivity of Water and Steam, Edward Arnold Publishers, London, 1967.
- [13] The Engineering Sciences Data Unit, ESDU (1979)
- [14] Bergelin et al (1950, 1958), Žukauskas et al. (1988), ESDU (1974)

- [15] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [16] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [17] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [18] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [19] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [20] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [21] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [22] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [23] Steam Generators and Waste Heat Boilers For Process and Plant Engineers V. Ganapathy CRC PRESS 2015
- [24] Steam Generators and Waste Heat Boilers For Process and Plant Engineers V. Ganapathy CRC PRESS 2015

2.7 Bibliografía

- [1] Head Exchanger Design Handbook Kuppan Thulukkanam CRC PRESS 2013
- [2] Steam Generators and Waste Heat Boilers For Process and Plant Engineers V. Ganapathy CRC PRESS 2015
- [3] Shah, R. K. and Mueller, A. C., Heat exchanger basic thermal design methods, in Handbook of Heat Transfer Applications, 2nd edn. (W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, eds.), McGraw-Hill, New York, 1985, pp. 4-1–4-77.

3 Planos

Ver documentación adjunta.

4 Presupuesto

Universitat Jaume I

Avenida de Vicent Sos Baynat, s/n
Castellón de la Plana, 12071

Teléfono: 964 728 000

Web: www.uji.es

Datos del proyecto

Nombre del proyecto: *Mejoras Energéticas en un Horno Industrial de una Empresa Petroquímica*

Fecha: *27 de Abril de 2016*

Facturar a

Gabriel Ionut Moldovan

Estudiante del Grado en Ingeniería en
Tecnologías Industriales

C/ Escalante 7, 2, 4

Castellón de la Plana 12006

Concepto	Coste Unitario	Unidades	Coste sin IVA	IVA (21%)	Total
Ingeniero	30€	120	3600	-	3600€
Preparación e impresión de documentos	150€	1	150€	31,50€	181,50€
Licencia EES	500€	1	500€	105€	605€
Licencia Office	150€	1	150€	31,50€	181,50€
				TOTAL:	4568€

**ANEXO A LA
MEMORIA:
AUDITORÍA
ENERGÉTICA UBE
CHEMICAL EUROPE
S.A**

*Gabriel
Moldovan*

Ionut

Contenido

1. Resumen Ejecutivo.....	3
1.1 Clasificación de las Oportunidades de Mejora	3
1.1.1 Oportunidades de Mejora de Aplicación a Corto Plazo.....	3
1.1.2 Oportunidades de Mejora de Aplicación a Medio Plazo	4
1.1.3 Oportunidades de Mejora de Aplicación a Largo Plazo	5
2. Antecedentes	5
2.1 UBE CORPORATION EUROPE S.A.	5
2.1.1 UBE CHEMICAL EUROPE S.A.....	5
2.1.2 UBE Engineering Plastics S.A.....	7
2.2 Auditor Energético	8
2.3 Contexto.....	9
2.4 Descripción de la Planta.....	9
2.4.1 Descripción Global	9
2.4.2 Descripción Planta UBE CHEMICAL EUROPE S.A.....	10
2.4.3 Descripción Planta UBE Engineering Plastics S.A.....	22
2.4.4 Producción	23
2.5 Normas y Reglamentaciones Relevantes.....	23
3. Auditoría Energética	23
3.1 Descripción, Alcance, Objetivo y Rigurosidad de la Auditoría Energética, Plazo y Límites	23
3.2 Información Acerca de la Recopilación de Datos.....	25
3.2.1 Situación Actual de los Contadores	25
3.2.2 Indicaciones Acerca de los Datos Utilizados	25
3.3 Análisis Energético	26
3.3.1 Análisis del Suministro Energético.....	26
3.3.2 Análisis Energético del Centro en las Condiciones Actuales.....	38
3.3.3 Balance Energético de la Planta.....	57
3.4 Criterios de Clasificación de las Medidas de Mejora de la Eficiencia Energética	59
4. Oportunidades de Mejora de la Eficiencia Energética.....	60
4.1 Acciones Propuestas, Recomendaciones, Plan y Programa de Implementación	60
4.1.1 Calentar Alimentación a T-404-3 con el Fondo.....	60
4.1.2 Ampliar el E-409-1.....	62
4.1.3 Calentar Alimentación a T-406-1 con su Destilado	64
4.1.4 Utilizar los Vapores del D-402-27 en la T-406-3	66

4.1.5	Precalear Salida Unidad 409 con la Corriente previa al E-409-5	69
4.1.6	Condensar Vapores del D-404-4 con la Corriente de CX de T-402-1X a D-402-12	71
4.1.7	Condensación Vapores de la T-404-2 con una Corriente en la Unidad de Sulfatos	73
4.1.8	Precalear Alimentación a T-406-6 con el Producto de Fondo de T-406-6.....	75
4.1.9	Aprovechamiento Condensado U-435 para Precalear Aire a Secador U-433	77
4.1.10	Recirculación D-432-1	79
4.1.11	Recompresión mecánica de vapor, MVR, en U-433	81
4.1.12	Calorifugado Línea WL_I y Tanque TK-408-1.	82
4.1.13	Aprovechamiento Energía Humos Horno Hexanodiol F-2440-1.....	84
4.1.14	Aprovechamiento Humos de Horno de la U-2408.....	85
4.1.15	Integración Energética en Unidad de Tratamiento Iónico U-429.....	86
4.1.16	Integración Energética en Triple Efecto. Calentar la Alimentación a Flash con Condensado de D-429-8 (Condensado de T-429-4).....	89
4.1.17	Precalear la Alimentación de T-429-2 con los Gases de Cabeza de la misma	91
4.1.18	Instalación de Variadores de Frecuencia en una Serie de Motores de la Planta.....	94
4.1.19	Integración Energética en la Unidad 644.....	95
4.1.20	Transporte de Pellets de la Unidad de Lavado a la Unidad de Secado mediante Atmósfera de Nitrógeno.	97
4.1.21	Integración Energética en las Unidades de Polimerización del Nylon.....	99
4.2	Suposiciones Utilizadas para el Cálculo del Ahorro y Precisión de las Recomendaciones	101
4.3	Ayudas y Subvenciones aplicables	101
4.3.1	Convocatoria IDAE “Programa de Ayudas para Actuaciones de Referencia Energética en PYME y en Gran Empresa del Sector Industrial”	101
4.5	Sinergias	102
4.6	Métodos de Medición y Verificación Empleados tras la Implementación de las Medidas	103
5.	Conclusiones	103

1. Resumen Ejecutivo

Finalizado el estudio del potencial de mejora de la eficiencia energética, se han propuesto varias medidas de ahorro energético y se ha hecho un análisis económico de la actuación, estimando el coste y el ahorro que supondrían los proyectos. Se han propuesto modificaciones ambiciosas que conllevarían una gran inversión al igual que modificaciones que supondrían una inversión muy baja, pero con una rentabilidad elevada. Se han clasificado dichas propuestas atendiendo al riesgo económico que suponen y a la complejidad técnica que conllevan.

La mayoría de las acciones estimadas son integraciones energéticas que se concentran sobretudo en el bloque de producción de Ciclohexanona, debido al estudio pinch realizado en esta zona. También hay varias integraciones propuestas para el bloque de sulfato amónico, así como para la zona de producción de Caprolactama.

Asimismo, se han propuesto modificaciones tecnológicas que contribuyen a la mejora de la eficiencia energética como la recompresión de vapores en la unidad 433 y la propuesta de instalación de variadores de frecuencia en las bombas de planta.

1.1 Clasificación de las Oportunidades de Mejora

1.1.1 Oportunidades de Mejora de Aplicación a Corto Plazo

Por el bajo coste relativo de inversión que suponen, la alta rentabilidad y los reducidos periodos de payback, así como la baja complejidad técnica que conllevaría su aplicación, se considera prioritarias las siguientes mejoras.

Propuesta	Ahorro Económico €/año	Inversión €
4.1.10 Recirculación D-432-1	140.000	30.000
4.1.9 Aprovechamiento Condensado U-435 para Precalear Aire a Secador U-433	140.000	90.000
4.1.12 Calorifugado Línea WL_I y Tanque TK-408-1	50.000	18.600
4.1.8 Precalear Alimentación a T-406-6 con el Producto de Fondo de T-406-6	52.000	35.500
4.1.1 Calentar Alimentación a T-404-3 con el Fondo	147.000	127.000
4.1.2 Ampliar el E-409-1	158.000	158.000
4.1.13 Aprovechamiento Energía Humos Horno Hexanodiol F-2440-1	78.000	100.000
4.1.5 Precalear Salida Unidad 409 con la Corriente previa al E-409-5	63.000	106.000
4.1.15 Integración Energética en Unidad de Tratamiento Iónico U-429	285.000	75.000
4.1.16 Integración Energética en Triple Efecto. Calentar la Alimentación a Flash con Condensado de D-429-8 (Condensado de T-429-4)	72.000	56.000

Tabla 1.1.1.1 Clasificación Oportunidades de Mejora de Aplicación a Corto Plazo

La mayoría de las acciones propuestas anteriormente se pueden aplicar sin necesidad de esperar a la parada general de la zona de producción que afecte la modificación. Como se ha comentado antes, se trata de modificaciones poco complejas técnicamente hablando y de una inversión relativamente baja.

En cuanto a las últimas dos propuestas (4.1.15 y 4.1.16), la modificación no es practicable estando la unidad en marcha, por eso convendría esperar a la parada global de la planta (cada 3 años) para ser implementadas. Aun así, se han clasificado en este bloque de propuestas porque ofrecen una alta rentabilidad y la inversión necesaria es baja.

1.1.2 Oportunidades de Mejora de Aplicación a Medio Plazo

En el caso de las siguientes propuestas, las inversiones necesarias son mayores y al ser más complejas técnicamente hablando, se han de analizar con más profundidad. También es más compleja su instalación y para todas es necesario esperar a la parada anual de cada zona o a la global, cada 3 años.

Aun así, siguen siendo proyectos muy rentables con un gran ahorro económico y periodos de payback relativamente bajos. Se han clasificado de la siguiente forma:

Propuesta	Ahorro Económico €/año	Inversión €
4.1.11 Recompresión Mecánica de Vapor MVR en U-433	2.200.000	3.000.000
4.1.7 Condensación Vapores de la T-404-2 con una Corriente en la Unidad de Sulfatos	2.116.000	1.500.000
4.1.3 Calentar Alimentación a T-406-1 con su Destilado	63.000	70.000
4.1.17 Precalentar la Alimentación de T-429-2 con los Gases de Cabeza de la misma	75.000	70.000
4.1.18 Instalación de Variadores de Frecuencia en una Serie de Motores de la Planta	64.500	34.190
4.1.19 Integración Energética en la Unidad 644	33.000	60.000

Tabla 1.1.2.1 Clasificación Oportunidades de Mejora de Aplicación a Medio Plazo

Las primeras dos propuestas (4.1.11, 4.1.8) son incompatibles. En la segunda, la inversión es inferior pero al ser una integración entre dos plantas distintas (CX y SA), aumenta la complejidad de la instalación. Además aumenta la interdependencia entre los dos bloques de producción y hace más compleja la operatividad. Aun así, la decisión final entre las dos queda a cargo de la directiva de la empresa.

En cuanto a la instalación de variadores de frecuencia, se aconseja proceder gradualmente. Empezar instalando un solo variador y proceder acorde a los resultados obtenidos.

1.1.3 Oportunidades de Mejora de Aplicación a Largo Plazo

En el siguiente bloque se han clasificado las propuestas más complejas. Se trata de acciones que dado su alto grado de complejidad técnica, necesitan ser precisadas con detenimiento y los costes de inversión así como los ahorros pueden variar. También es compleja la implantación de dichos proyectos, ya que la ingeniería que hay detrás de cada propuesta aún no está claramente definida.

Propuesta	Ahorro Económico €/año	Inversión €
4.1.4 Utilizar los Vapores del D-402-27 en la T-406-3	210.00	196.000
4.1.6 Condensar Vapores del D-404-4 con la Corriente de CX de T-402-1X a D-402-12Fondo de T-406-6	360.000	160.000
4.1.14 Aprovechamiento Humos de Horno de la U-2408	212.000	400.000
4.1.20 Transporte de Pellets de la Unidad de Secado a la Unidad de Lavado mediante Atmósfera de Nitrógeno	30.000	100.000
4.1.21 Integración Energética en Unidades de Polimerización Nylon	47.000	50.000

Tabla 1.1.2.1 Clasificación Oportunidades de Mejora de Aplicación a Medio Plazo

2. Antecedentes

2.1 UBE CORPORATION EUROPE S.A.

UBE está presente en Europa desde hace cerca de 50 años y su facturación total alcanzó en 2014 los 380 millones de euros, lo que convierte a UBE en uno de los grupos industriales líderes del sector químico de la Unión Europea.

2.1.1 UBE CHEMICAL EUROPE S.A.

UBE Chemical Europe, S.A. cuenta con varias líneas de producto como la Caprolactama (la materia prima para el nylon o poliamida 6), Sulfato amónico y UBESOL 45, un fertilizante granulado de amplio uso. La empresa también produce 1,6-Hexanodiol, 1,5-Pentanodiol, Policarbonatodíoles y comercializa otros productos de química fina.

2.1.1.1 Identificación de la Empresa Auditada

Razón Social: UBE CHEMICAL EUROPE, S.A.

C.I.F.: A28185072 *IAE:* 251.1

Domicilio Social: Polígono Industrial El Serrallo, s/n

Provincia: (Castellón) *Localidad:* Castellón de la Plana *C.Postal:* 12100

Teléfono: 964 738 000

Fax: 964 738 180

2.1.1.2 Régimen de Establecimiento

- Número de empleados: 192 personas
- Régimen de funcionamiento

El régimen de funcionamiento sigue el siguiente esquema semanal:

Tabla 2.1.1.2.1 Horarios de trabajo

SECCIÓN	LABORAL	FIN DE SEMANA y FESTIVOS
Oficinas	De 8:00 h a 17:20 h	No se trabaja
Producción	Funcionamiento continuo, 3 turnos de 8 horas (6, 14, 22h)	Funcionamiento continuo, 3 turnos de 8 horas (6, 14, 22h)
Mantenimiento	24 horas /día (de lunes a las 6:00 hasta sábado a las 6:00)	Retén de guardia 24h/día
Cogeneración	Funcionamiento continuo	Funcionamiento continuo

2.1.1.3 Estructura de Costes

Se presentan a continuación los costes relativos al año fiscal abril 2014-marzo 2015:

Tabla 2.1.1.3.1 Estructura de Costes

CONCEPTO	VALOR (€)	%
Materias primas	181.478.517	69%
Otros materiales	18.031.114	7%
Energía	20.127.369	7,7%
Personal	12.261.808	5%
I+D+I	876.738	0,3%
Mantenimiento	8.883.844	3%
Otros	21.906.610	8%
TOTAL	263.566.000	100%

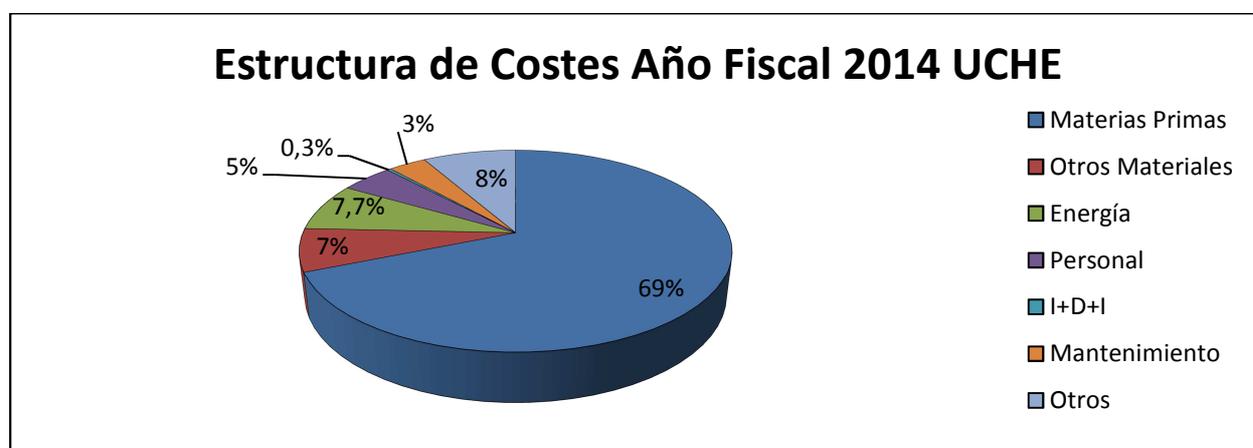


Tabla 2.1.1.3.1 Estructura de Costes Año Fiscal 2014

2.1.2 UBE Engineering Plastics S.A

UBE Engineering Plastics, S.A. se ha especializado en la fabricación de Poliamida 6,12 y Copoliamidas, utilizadas en la producción de film para envases de alimentación, monofilamentos, componentes de automoción y productos de ingeniería para el consumo. La compañía ofrece una gama de viscosidades que permite satisfacer las diversas necesidades de los clientes y gracias al proceso de polimerización en continuo empleado, se pueden obtener mínimas variaciones sobre el valor deseado en este parámetro, garantizando una calidad estable de sus polímeros. Asimismo, los productos de UBE ofrecen además las más altas prestaciones mecánicas y químicas.

2.1.2.1 Identificación de la Empresa Auditada

Razón Social: UBE ENGINEERING PLASTICS, S.A.

C.I.F: A12569208 *IAE:* 2514.1

Domicilio Social: Polígono Industrial El Serrallo, s/n

Provincia: (Castellón) *Localidad:* Castellón de la Plana *C.Postal:* 12100

Teléfono: 964 738 000

Fax: 964 738 180

2.1.2.2 Régimen de Establecimiento

- Número de empleados: 48 personas
- Régimen de funcionamiento

El régimen de funcionamiento sigue el siguiente esquema semanal:

Tabla 2.1.2.2.1 Horarios de trabajo

SECCIÓN	LABORAL	FIN DE SEMANA y FESTIVOS
Oficinas	De 8:00 h a 17:20 h	No se trabaja
Producción	Funcionamiento continuo, 3 turnos de 8 horas (6, 14, 22h)	Funcionamiento continuo, 3 turnos de 8 horas (6, 14, 22h)
Mantenimiento	24 horas /día (de lunes a las 6:00 hasta sábado a las 6:00)	Retén de guardia 24h/día
Cogeneración	Funcionamiento continuo	Funcionamiento continuo

2.1.2.3 Estructura de Costes

Se presentan a continuación los costes relativos al año fiscal abril 2014-marzo 2015:

Tabla 2.1.2.3.1 Estructura de Costes

CONCEPTO	VALOR (€)	%
Materias primas	38.818.000	70%
Otros materiales	3.100.000	6%
Energía	2.789.000	5%
Personal	2.353.000	4%
I+D+I	1.050.000	2%
Mantenimiento	511.000	1%
Otros	6.505.000	12%
TOTAL	55.126.000	100%

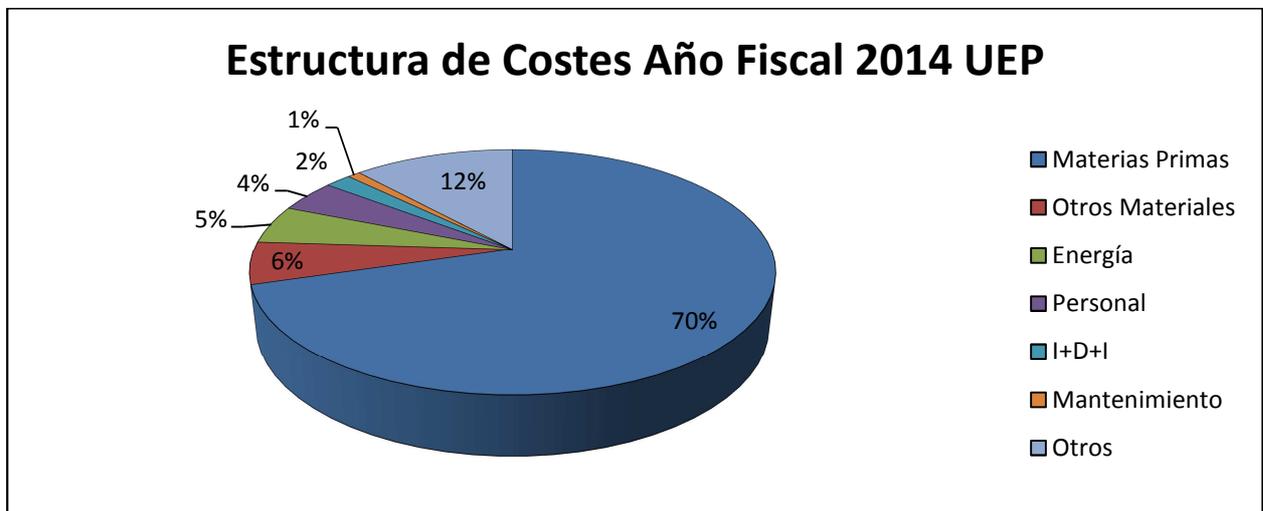


Tabla 2.1.2.3.1 Estructura de Costes Año Fiscal 2014 UEP

2.2 Auditor Energético

Gabriel Ionut Moldovan, estudiante del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.

2.3 Contexto

Esta auditoría energética se ha llevado a cabo para cumplir con lo requerido por el *Real Decreto por el que se transpone la Directiva 2012/27/UE del Parlamento Europeo y del Consejo de 25 de octubre de 2012, relativa a la eficiencia energética*, que exige a las grandes empresas del sector industrial realizar una auditoría energética antes del 5 de diciembre de 2015 y, posteriormente, como mínimo, cada cuatro años a partir de la fecha de la auditoría energética anterior.

Asimismo, UBE, como gran empresa del sector industrial, está muy interesada en el ahorro energético en sus instalaciones. El volumen anual de compras de energía asciende los 750.000 MWh con un coste total de más de 30 millones de euros entre gas natural y energía eléctrica.

2.4 Descripción de la Planta

En el presente apartado se describirá brevemente el funcionamiento de la planta para comprender qué procesos se llevan a cabo y cómo afectan al consumo energético.

2.4.1 Descripción Global

En la planta de UBE de Castellón los productos finales que se fabrican son caprolactama, nylon, sulfato amónico, hexanodiol, pentanodiol y policarbonatodiol. En la siguiente figura se pueden observar las materias primas, productos intermedios y productos finales que se llevan a cabo.

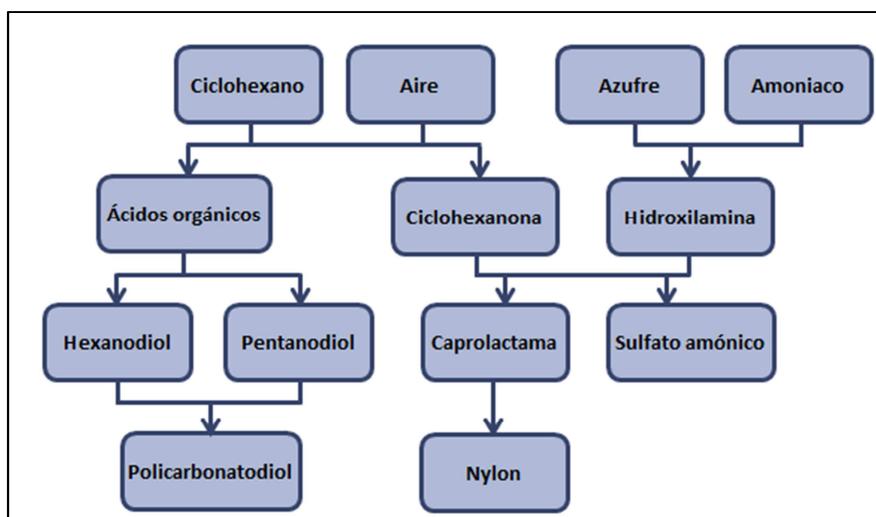


Figura 2.4.1.1 Estructura Global Producción

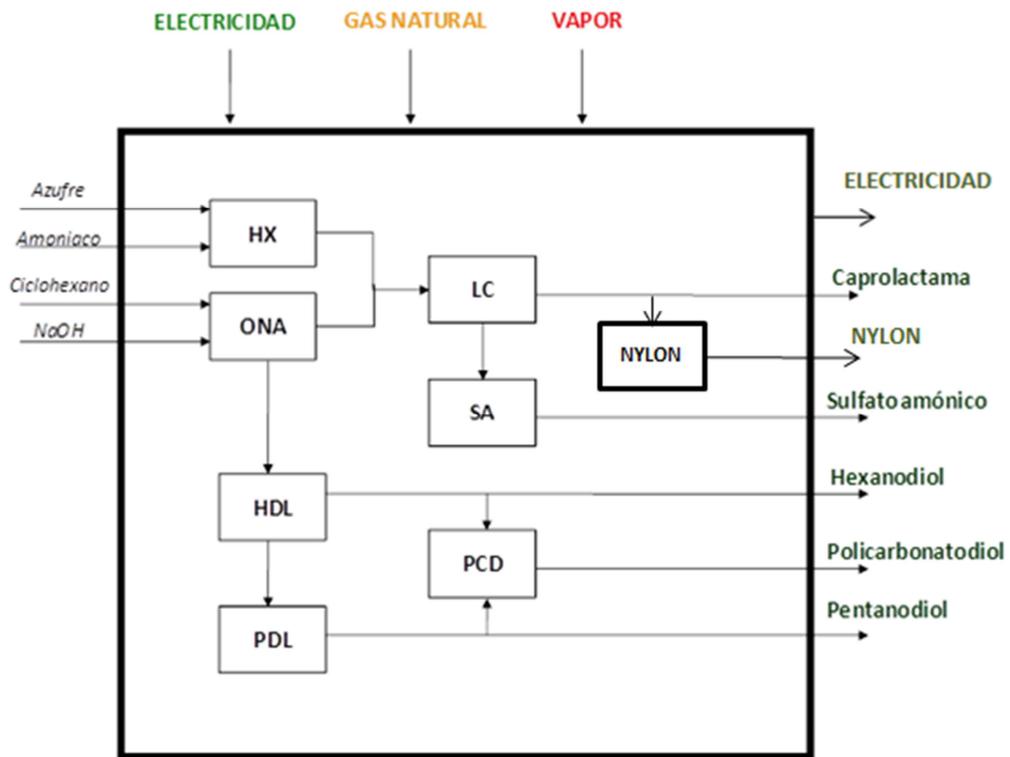


Figura 2.4.1.2 Balance Energético Global

2.4.2 Descripción Planta UBE CHEMICAL EUROPE S.A.

El proceso productivo global de UBE CHEMICAL EUROPE S.A. se resume en la fig. 2.4.2.1 donde se presenta las relaciones entre los diferentes procesos para obtener los productos finales.

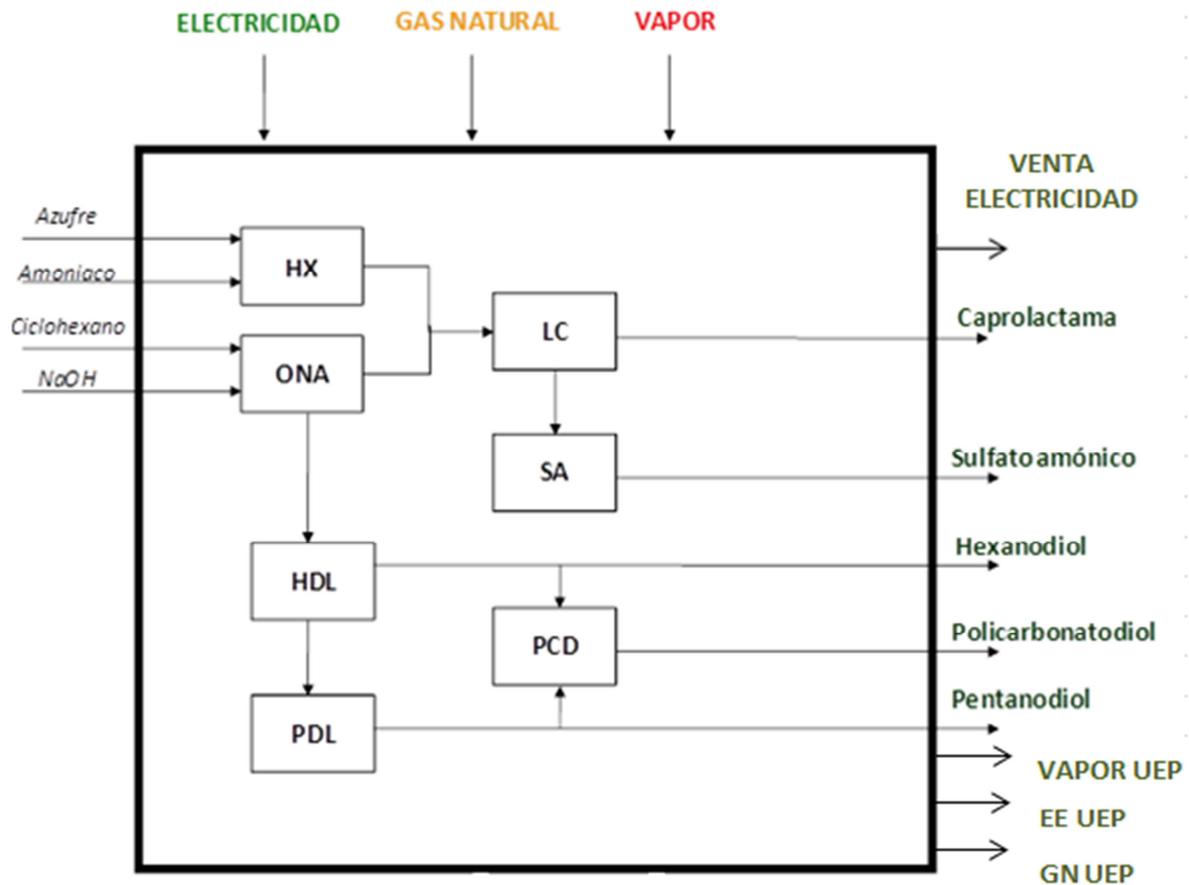


Figura 2.4.2.1 Diagrama Proceso Productivo Global.

En la parte izquierda se representan las principales materias primas utilizadas para la elaboración de los productos situados en la parte derecha de la imagen. En la parte superior se muestran las energías primarias utilizadas y en la parte inferior se hace referencia a las otras tecnologías horizontales que son comunes a todos los procesos.

2.4.2.1 Ciclohexanona

El objetivo final de este proceso es la producción de ciclohexanona, producto básico para la obtención de la caprolactama.

El ciclohexano fresco se alimenta a la unidad de destilación donde se mezcla con el producto de la saponificación y se procede a separarlo en una sucesión de tres torres por destilación de los productos oxidados que formarán la ciclohexanona (ONA cruda).

El ciclohexano recuperado es devuelto al reactor de oxidación donde el ciclohexano es oxidado en presencia de catalizador produciendo productos altamente oxidados: ciclohexanona (ONA), ciclohexanol (OL) y subproductos. El ciclohexano de los vapores del reactor es recuperado en las torres de la unidad que son refrigeradas con amoniaco del sistema de refrigeración. Por último, se trata de recuperar la mayor parte del ciclohexano en la unidad de absorción con carbón activo (U2402).

El producto del reactor, es enviado a la unidad 441 (HDL) donde se alimentan la corriente exenta de ácido a la unidad de saponificación (U403). En esta unidad se trata con sosa cáustica el producto de la oxidación para conseguir un triple objetivo:

1. Neutralización de los ácidos remanentes en la reacción de oxidación.
2. Descomposición de los peróxidos (hidroperóxidos) formados en la oxidación, obteniendo ciclohexanol y ciclohexanona.
3. Saponificación de los ésteres producidos en la oxidación con liberación de ciclohexanol.

El producto saponificado es enviado a la unidad de destilación, cerrándose de este modo el ciclo del ciclohexano.

La ONA cruda de la U404 se separa por destilación en Ciclohexanona pura, Ciclohexanol y productos de bajo y alto punto de ebullición en la U406. El Ciclohexanol obtenido es deshidrogenado para convertirlo en Ciclohexanona en el reactor de la U409. Éste reactor se calienta por un circuito de sales fundidas que proviene del horno de gas natural 2409.

A continuación se representa el funcionamiento de la zona de producción de la ciclohexanona mediante un diagrama de flujo:

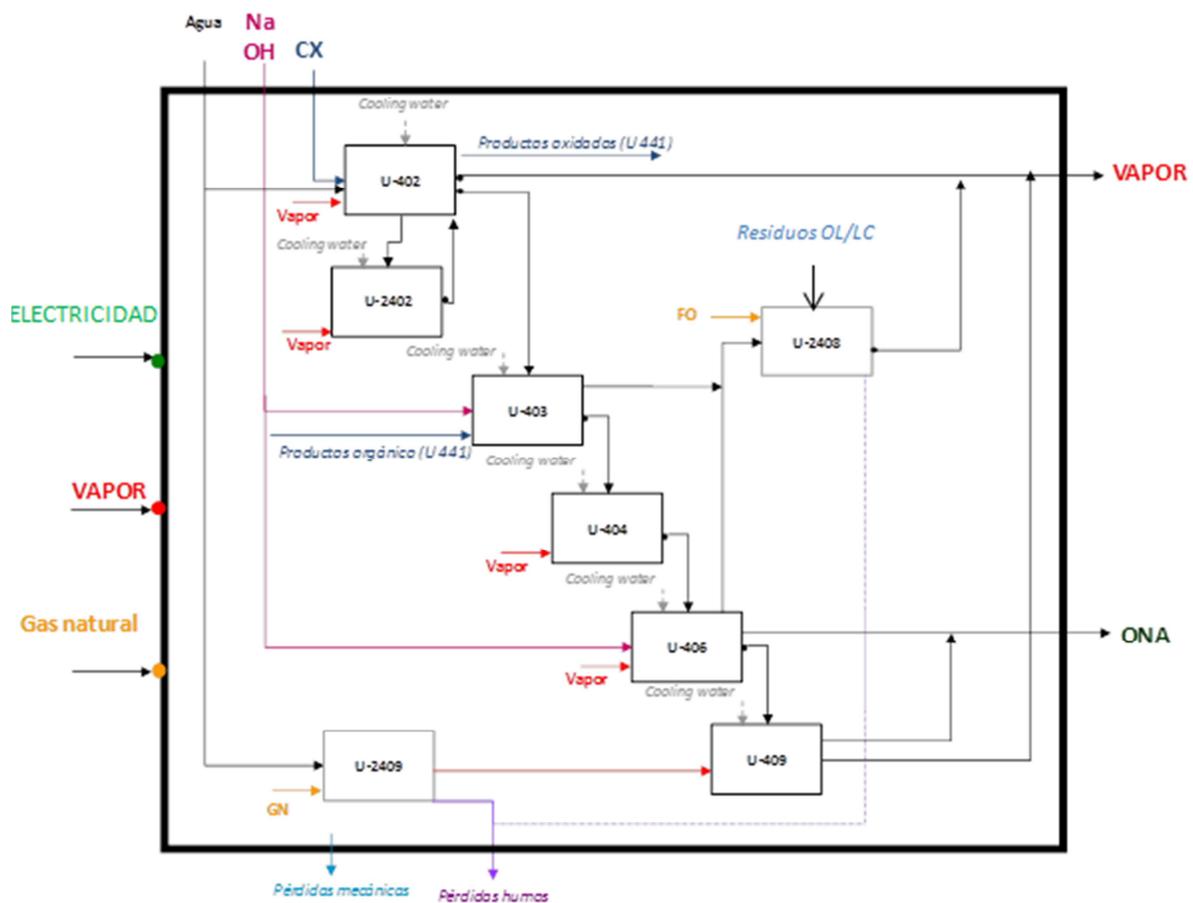


Figura 2.4.2.1.1 Diagrama de Flujo Ciclohexanona

2.4.2.1.1 Incinerador de Licores Residuales

La unidad 2408 tiene por objeto la eliminación, mediante incineración, de diferentes licores residuales generados en los procesos de fabricación:

- WL-I proveniente de la planta de saponificación en Ciclohexano (poder calorífico bajo)
- WL-II generado en la destilación de Ciclohexanona (poder calorífico alto) y en la destilación del Hexanodiol.
- Residuos orgánicos generados en la producción de lactama.
- Dimetilcarbonato metanol procedente de la planta de fabricación de policarbonatos.

2.4.2.2 Química Fina

El área de química fina comprende la fabricación de hexanodiol (a partir de ahora se utilizará “HDL” como abreviatura), pentanodiol (a partir de ahora se utilizará “PDL” como abreviatura) y policarbonatodiol (a partir de ahora se utilizará “PCD” como abreviatura).

2.4.2.2.1 Hexanodiol (HDL)

Este proceso tiene como objetivo producir 1,6 Hexanodiol. Los productos oxidados de la U402 son separados (U441) de una corriente orgánica que continua a saponificación y otra disolución acuosa ácida que será el producto de partida para la elaboración del HDL.

La disolución ácida se concentra en ácidos adípico e hidroxiproico en tres etapas de evaporación. Posteriormente los ácidos valiosos contenidos en la corriente de ácidos concentrados son esterificados en el reactor de la U443 por medio de la adición de parte de la corriente de 1_6 Hexanodiol (que contiene a su vez 1-5 Pentanodiol) obtenida en la Unidad de Hidrogenación U-444. El producto del reactor es una solución de ésteres que se hidrogenan a alta temperatura y presión en el reactor de la U44 en presencia del catalizador de Cu-Zn.

Ambos reactores U443 y U444 utilizan aceite térmico para ceder la energía necesaria a las reacciones que se producen es su interior. El aceite térmico es calentado en un horno que realiza una combustión de gas natural.

Finalmente el producto obtenido en la U444, HDL bruto, es purificado en las cuatro columnas de destilación de la U445, cuyo resultado es el producto final (1,6-hexanodiol). Durante la destilación del HDL bruto se separa el 1,5 pentanodiol que será tratado en un proceso posterior.

A continuación se presenta el diagrama de flujo del proceso de obtención del producto final, Hexanodiol:

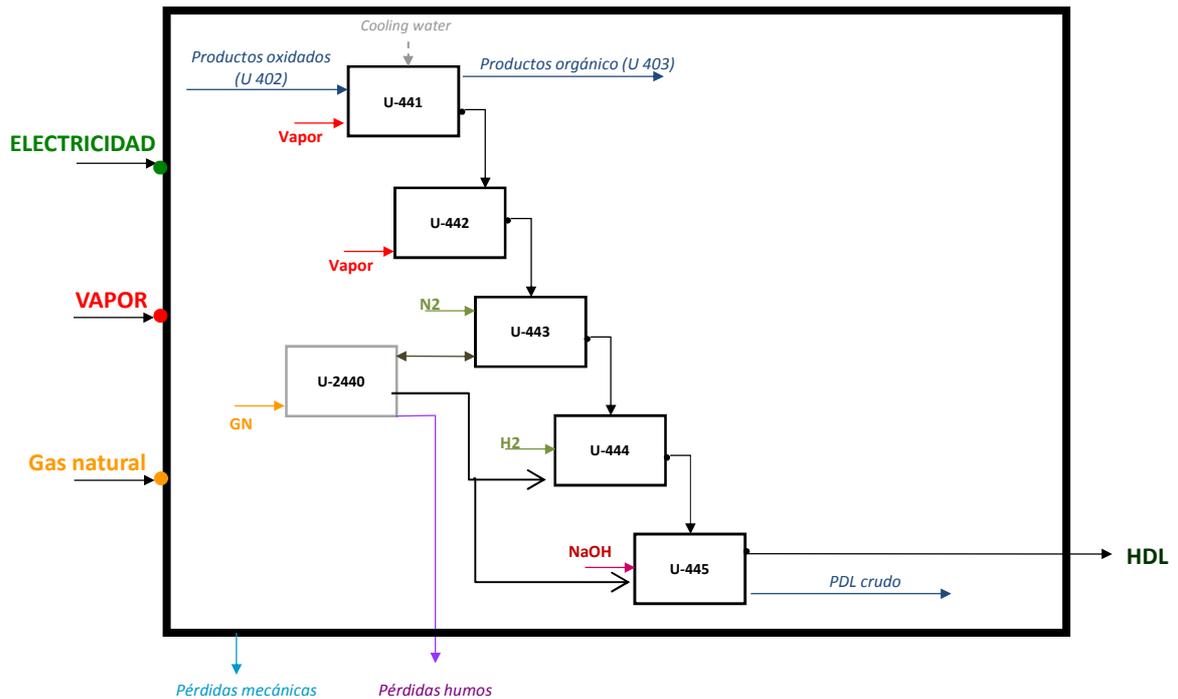


Figura 2.4.2.2.1.1 Diagrama de Flujo Hexanodiol.

2.4.2.2.2 Pentanodiol (PDL)

El objeto de esta unidad es producir 1,5-Pentanodiol (PDL) puro a partir de PDL crudo, producto procedente del bloque de Hexanodiol (HDL). En esta unidad se separa el PDL del resto de componentes que componen el PDL crudo. Estos componentes una vez agrupados se envían a diferentes lugares en función de sus características: ligeros, incondensables y HDL que es recirculado al ciclo del hexanodiol. El PDL puro es producto final, se embodona y se destina a ventas.

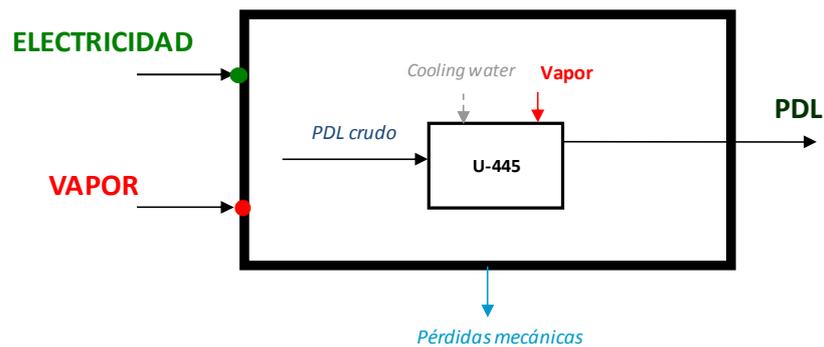


Figura 2.4.2.2.2.1 Diagrama de Flujo Pentanodiol.

2.4.2.2.3 Polycarbonatodiol (PCD)

El objeto de esta unidad es producir Polycarbonatodiol. El PCD se obtiene a partir del 1,6-Hexanodiol (HDL) y 1,5-Pentanodiol (PDL) y otras materias primas. El proceso de fabricación del PCD es un proceso *batch* que consta de diferentes etapas en función de la variedad y el grado que se vaya a producir. La unidad cuenta con un horno de aceite térmico alimentado con gas natural.

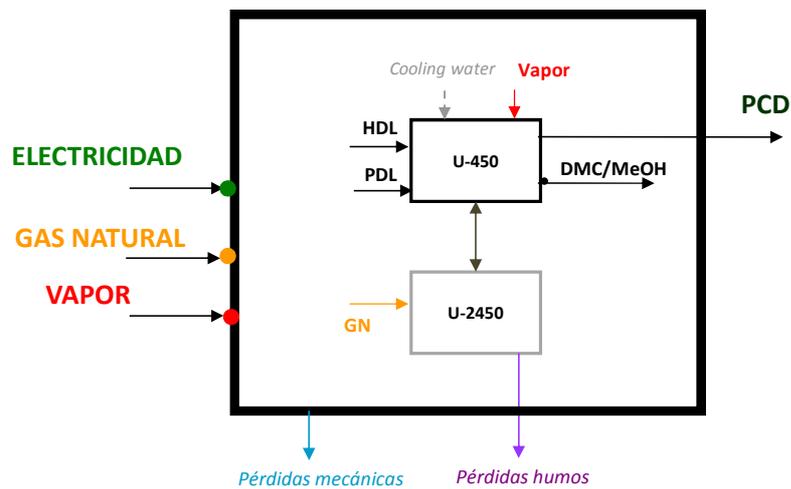


Figura 2.4.2.2.3.1 Diagrama de Flujo Polycarbonatodiol.

2.4.2.3 Hidroxilamina

El objetivo final de este proceso es la producción de hidroxilamina para utilizarlo como materia prima en la U 421 (oximación-proceso caprolactama).

El proceso comienza en la U 2412, en cuyos reactores tiene lugar la combustión catalítica de la mezcla de aire-amoniaco. El producto de la reacción es una mezcla de gases nitrosos (NO y NO₂) que se envían a las torres de la unidad de absorción (U 414). En estas torres los gases nitrosos se absorben en una disolución de sulfito amónico y producen ND, que es una mezcla equimolecular de nitrito amónico (ANI) y disulfonato de hidroxilamina (Ds). El ND es enviado a la unidad siguiente (U 415) donde se hace reaccionar el nitrito amónico que contiene el ND, con el dióxido de azufre procedente de la Unidad de Generación de SO₂ para producir sulfato de hidroxilamina.

El calor de las reacciones producidas en las torres de la U414 y U415 es eliminado por un sistema de refrigeración propio que utiliza amoniaco como fluido refrigerante.

Los gases que son expulsados por la cabeza de las torres de la U414 son lavados y posteriormente introducidos en un reactor para provocar la reducción de los óxidos de nitrógeno. Los gases de salida del reactor son calentados en un horno que utiliza gas natural como combustible y que ceden calor posteriormente a los gases de entrada al reactor.

Por otra parte, en la unidad U411 se obtiene una solución acuosa de amoníaco al 24,3% que es utilizada en unidades de los procesos de hidroxilamina, lactama y sulfato amónico. Para elaborarla, se disuelve el amoníaco (NH_3) en agua (H_2O) hasta obtener la concentración citada.

El SO_2 es generado en los hornos de las unidades 2165 y 2166. En un primer lugar se funde el azufre en una balsa donde el calor es aportado con vapor de media presión. Seguidamente se produce la combustión del azufre y de sulfhídrico en los hornos y el calor de los humos es recuperado en calderas que producen vapor de muy alta presión (24 Bar). Finalmente los humos son lavados y refrigerados para enviarlos a las unidades U415 y U2196.

La Unidad de Producción de Sulfito Amónico tiene como objeto producir una disolución de sulfito amónico (Si) necesaria para la absorción de gases nitrosos en la U-414, de Absorción de Gases Nitrosos.

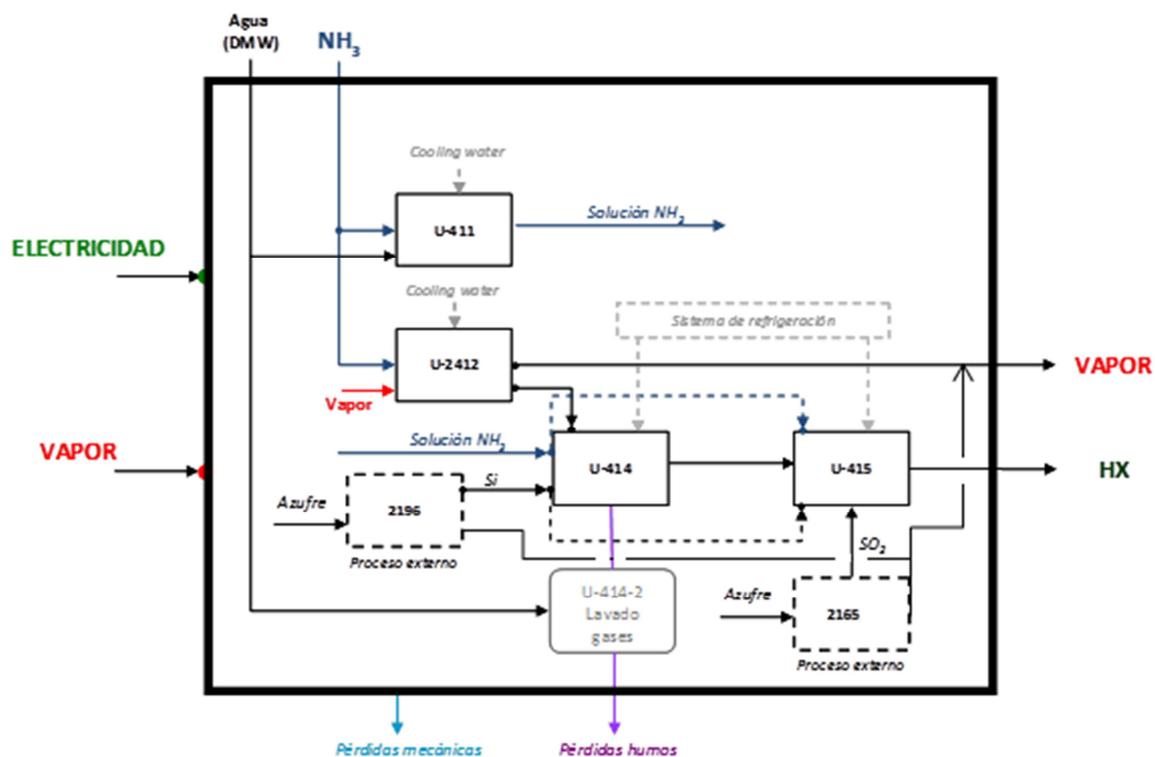


Figura 2.4.2.3.1 Diagrama de Flujo Hidroxilamina.

2.4.2.4 Caprolactama

La función final de este proceso es la obtención de caprolactama que se utiliza para su venta o como materia prima para la planta de nylon.

La hidroxilamina y la ciclohexanona entran en contacto en la U-421 donde se efectúa la reacción de oximación en 4 reactores dotados de agitadores mecánicos para favorecer la miscibilidad.

La Ciclohexanona-oxima obtenida y en presencia de Oleum, se transforma en una mezcla que llamaremos Sulfato de Lactama (LCS) en el reactor de la unidad de transposición de Beckman U422.

El calor generado en los reactores de Oximación y transposición de Beckman se elimina mediante un circuito cerrado de agua de refrigeración.

Posteriormente, en la unidad U431 se la neutraliza con Amoníaco gas (o solución amoniacal) el Ácido Sulfúrico total contenido en el Sulfato de Lactama proveniente de U422, separándose por una parte Aceite de Lactama y por otra, Sulfato Amónico, que se cristaliza y se comercializa directamente como producto final.

El aceite de lactama se purifica en las U423 y U429 por medio de las siguientes etapas:

- Extracción con tolueno
- Reextracción acuosa
- Intercambio iónico
- Evaporación del agua (“triple efecto” + “flash”)

Finalmente la lactama en la unidad de destilación continua alcanza las especificaciones necesarias de calidad para su comercialización.

La Unidad 2185 tiene por objeto la producción de Óleum, con 25% de SO₃ libre, mediante la absorción en ácido sulfúrico del SO₃ contenido en una mezcla gaseosa procedente, en su origen, de la combustión de azufre en medio anhidro.

Este Óleum, será utilizado en la Unidad 422 como catalizador de la reacción de transposición de la Oxima de la ciclohexanona para la obtención de Caprolactama.

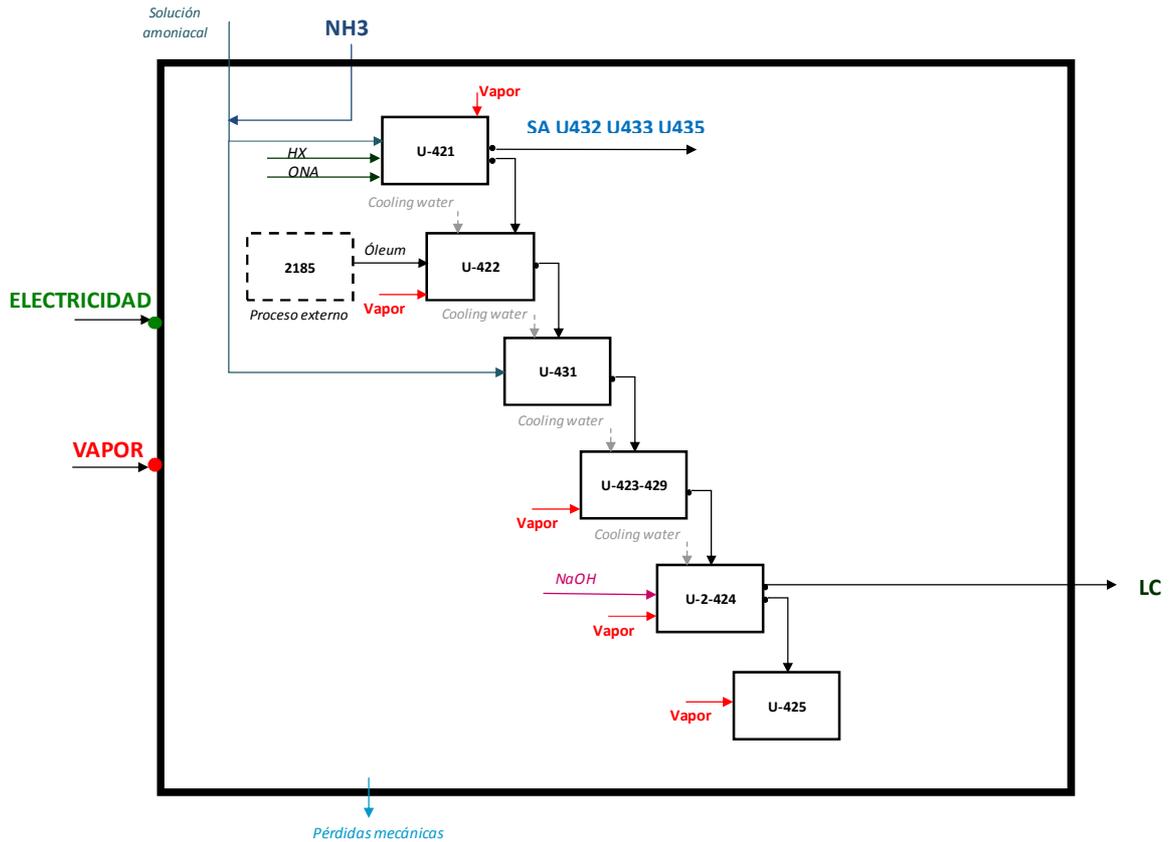


Figura 2.4.2.4.1 Diagrama de Flujo Caprolactama.

2.4.2.5 Sulfato Amónico (SA)

El sulfato amónico procedente de la unidad de oximación U421 en estado líquido alimenta a las dos unidades de cristalización del sulfato amónico.

Ambas unidades de producción disponen de una parte de proceso similar, la materia prima entra en los cristalizadores y posteriormente es espesada y enviada a la centrífuga de la unidad.

Los licores madre de las unidades U-432, U433 y U435 se separan para producir abono líquido en la U-432-2.

La diferencia radica en el tamaño de los cristales de sulfato amónico, ya que en la U433 se procede a la separación de los cristales de dos fracciones de tamaño.

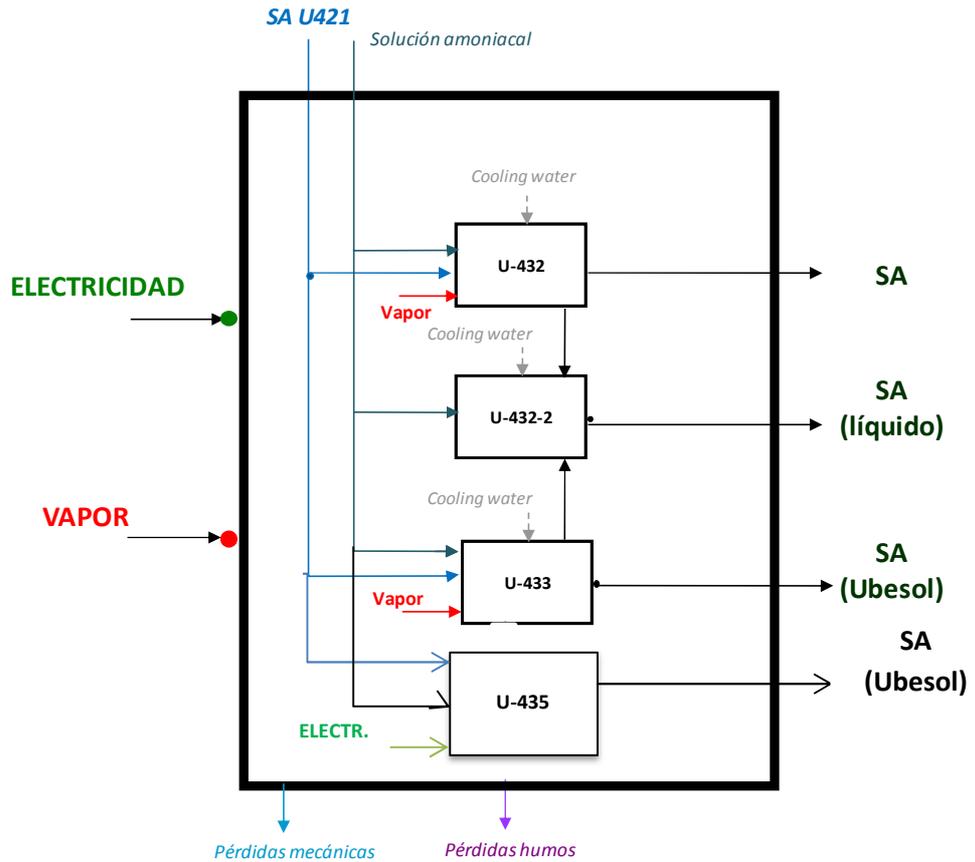


Figura 2.4.2.5.1 Diagrama de Flujo Sulfato Amónico.

2.4.2.6 Auxiliares

La zona de auxiliares gestiona los denominados “auxiliares de planta”, es decir, todas las corrientes auxiliares que el resto de plantas necesitan para funcionar, como por ejemplo el vapor, el agua de refrigeración, etc. Las unidades existentes se simplifican en la siguiente figura:



Figura 2.4.2.6.1 Unidades Auxiliares

En la unidad U020 se recuperan los vapores generados en las distintas plantas, y se gestionan los condensados de dichos vapores. Las unidades U1019 y U3019 gestionan el sistema de agua contra incendios.

En la unidad U1012 y en la U1112 se forma agua de refrigeración. En la U1020 existe una planta de cogeneración, que produce vapor y energía eléctrica.

Las unidades U1034 y U2134 almacenan y gestionan las cargas y descargas de los productos químicos utilizados en planta.

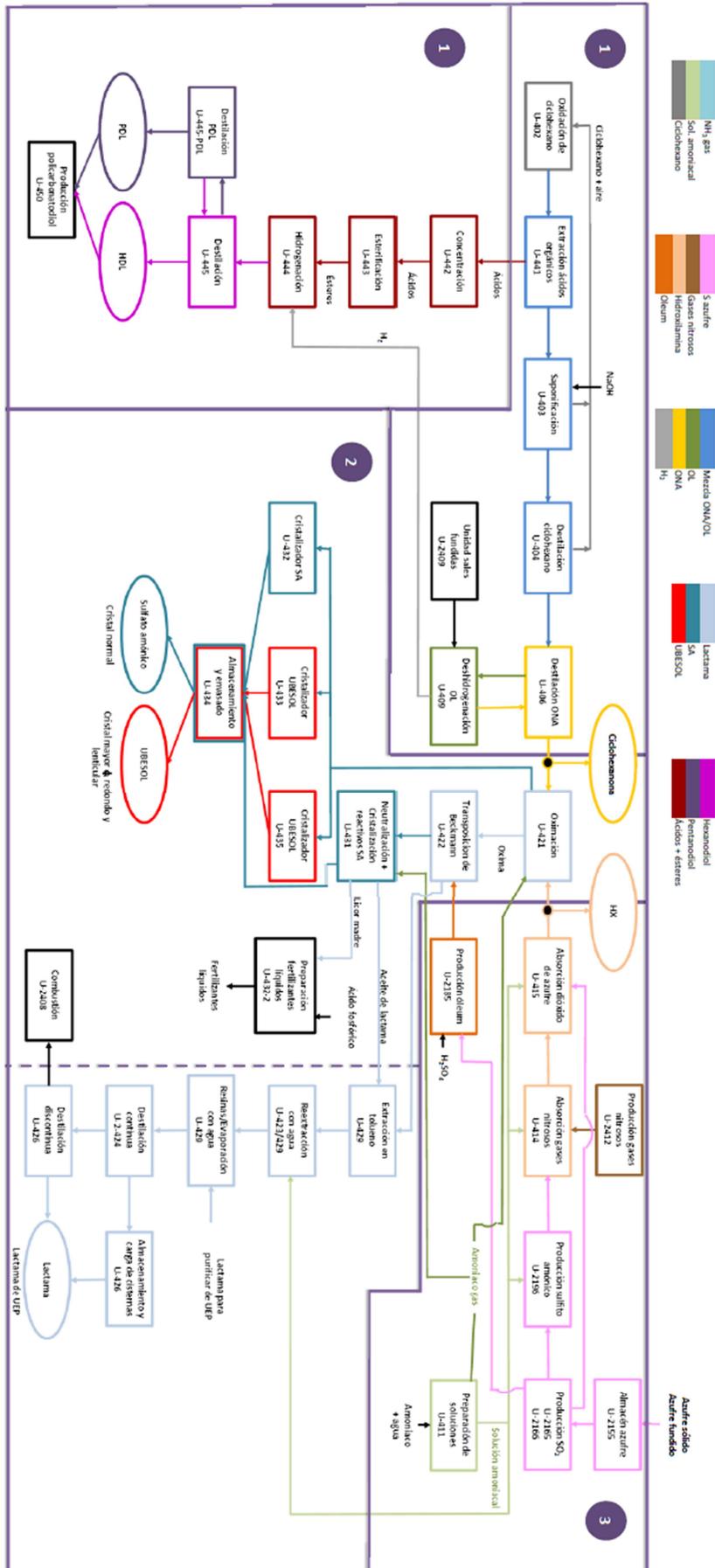
La U1171 corresponde a la planta de tratamiento de aguas residuales (PTAR), donde se trata el efluente líquido generado para poder ser emitido.

La unidad 2117 existe una planta de ósmosis inversa para obtener agua desmineralizada.

La unidad U2135 corresponde a una caldera que produce vapor.

La planta de auxiliares es una gran generadora de energía, consume gas natural para formar dicha energía. Consume gas natural, electricidad y vapor, y produce electricidad y vapor.

2.4.2.7 Esquema Proceso Global UBE CHEMICAL EUROPE S.A.



2.4.3 Descripción Planta UBE Engineering Plastics S.A.

A continuación se procederá a explicar el funcionamiento de la planta UBE Engineering Plastics S.A.

2.4.3.1 Nylon

La planta cuenta con dos líneas de producción; Olive 1 y Olive S respectivamente. La unidad de preparación de materias primas y la unidad de recuperación de monómero son comunes a las dos líneas. Cada línea cuenta con una unidad propia de polimerización, lavado y secado.

El nylon se produce a partir de caprolactama y aditivos a partir del esquema que se indica en la siguiente figura:

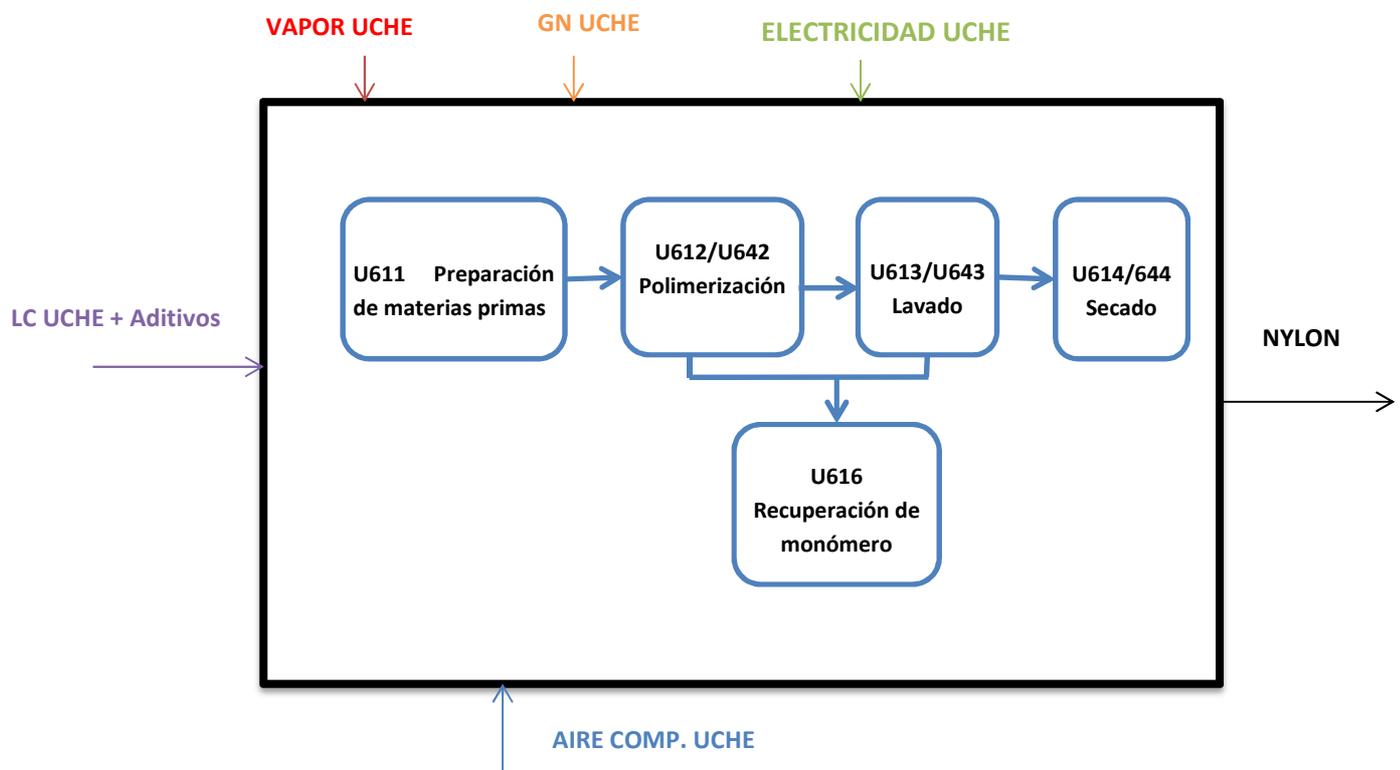


Figura 2.4.3.1.1 Esquema Producción Nylon

En la unidad U611 se preparan las materias primas y los catalizadores para ser usados dependiendo del grado de nylon fabricado. En las unidades U612 y U642 se llevan a cabo la polimerización y el pelletizado del nylon. En las unidades U613 y U643 se lleva a cabo el lavado del polímero. En la unidad U614 y U644 se lleva a cabo el secado del polímero. Además, en la unidad U616 existe una recuperación del monómero no reaccionado.

Los consumos energéticos que lleva asociados son gas natural, vapor y electricidad de UCHE.

2.4.4 Producción

Tabla 2.4.4.1 Productos Principales Producción Anual

PRODUCCIÓN AGO14 - JUL15						
CICLOHEXANONA (Tm)	HIDROXILAMINA (Tm)	OLEUM (Tm)	CAPROLACTAMA (Tm)	SA (UBESOL+SA) (Tm)	PCD (Tm)	NYLO N (Tm)
50.653	3.948	116.679	101.110	456.413	4.934	26.942

2.5 Normas y Reglamentaciones Relevantes

La auditoría energética se ha realizado siguiendo las directrices establecidas por la norma:

- *UNE-EN 16247-1* recomendada para la realización de la auditoría por el Real Decreto.
- *Real Decreto por el que se transpone la Directiva 2012/27/UE del Parlamento Europeo y del Consejo de 25 de octubre de 2012, relativa a la eficiencia energética, en lo referente a auditorías energéticas, acreditación de proveedores de servicios y auditores energéticos, promoción de la eficiencia del suministro de energía y contabilización de consumos energéticos.*

3. Auditoría Energética

3.1 Descripción, Alcance, Objetivo y Rigurosidad de la Auditoría Energética, Plazo y Límites

DESCRIPCIÓN

-Se han analizado los consumos energéticos anuales del, 1 de agosto 2014 hasta el 31 de julio 2015. Se han estudiado los suministros de todas las energías incluyendo gas natural, electricidad, fuel oil y vapor de BP y se han evaluado los contratos de suministro, para determinar si las tarifas contratadas se adecuan al consumo energético.

-Se ha hecho un balance energético del uso de las energías por proceso haciendo hincapié en los consumos de cada zona y en la recirculación de la energía. Se ha hecho un desglose, por proceso de las entradas y salidas de todos los tipos de energía y se han determinado las principales zonas de consumición y generación de energía.

-Se ha analizado el funcionamiento de los principales consumidores de energía de todas las zonas de proceso y se han evaluado las entradas y salidas de energía, lo que ha conllevado a encontrar varias oportunidades de mejora. En la planta de Ciclohexanona se ha llevado a cabo un estudio pinch para detectar acciones de integración energética que ayuden a ahorrar energía.

-Se ha llevado a cabo un desarrollo de ingeniería preliminar de las posibilidades de mejora y se ha realizado un análisis económico para estimar la inversión a realizar y el tiempo de retorno. Posteriormente, dichas mejoras se han clasificado en función de su aplicabilidad.

ALCANCE

Se ha auditado la planta UCHE en su totalidad y los distintos bloques de proceso que forman parte de ella:

- Zona 1. Ciclohexanona
- Zona 1. Fine Chemical
- Zona 2. Bloque Lactama
- Zona 2. Unidades SA
- Zona 3. Unidades Hidroxilamina
- Zona 3. Auxiliares
- Zona 3. Combustión Licores Residuales

Asimismo, se ha auditado la planta UEP:

- Zona 5. Nylon UEP

Se ha procedido con un grado de detalle global. Se han estudiado los flujos de energía globales y por zona de proceso.

Se desestima considerar en la auditoría, talleres y oficinas dado la baja significancia en el consumo energético en estos puntos frente al proceso productivo.

OBJETIVOS

-Determinar la situación energética inicial analizando los datos de consumo, los contratos de suministro y el funcionamiento de las zonas de proceso.

-Evaluar el potencial de ahorro energético de la planta y proponer acciones que conlleven a un mejor uso de la energía y en consecuencia, al ahorro energético.

PLAZO

La auditoría energética se ha realizado durante los meses de Julio, Agosto y Septiembre y los datos analizados han sido los del último año: **1 Agosto 2014 – 31 Julio 2015**

3.2 Información Acerca de la Recopilación de Datos

3.2.1 Situación Actual de los Contadores

-En lo referente a los datos de suministro energético, la información se ha obtenido de las facturas energéticas. El consumo corresponde a la lectura que han hecho las compañías suministradoras de gas natural y electricidad, así como vapor de BP.

-Los datos de venta de electricidad se han obtenido de las lecturas de los contadores propios de la planta.

-En cuanto a los datos de consumos particulares, éstos se han obtenido a partir de medidores en línea de las distintas plantas de proceso. El resumen anual se ha hecho a partir de medias horarias. A partir de los datos de consumo y generación horarios medios, se han establecido los balances de cada zona de proceso.

3.2.2 Indicaciones Acerca de los Datos Utilizados

-La disparidad que existe entre los datos energéticos de suministro y los balances energéticos, en lo que se refiere a gas natural, se debe a que para calcular la energía suministrada se ha utilizado el poder calorífico superior (PCS) del gas natural mientras que para calcular la energía consumida se ha utilizado el poder calorífico inferior (PCI), más apropiado para el cálculo de los balances energéticos al dar una idea más aproximada de la potencia energética disponible.

-Para poder comparar los distintos consumos se ha procedido a evaluar el Gas Natural, el vapor y el Fuel Oil en términos de energía (MWh). La conversión se ha llevado a cabo utilizando valores fijos, es decir, los balances no son exactos, pero se aproximan mucho a la realidad.

-No todo el consumo de vapor está medido (alrededor de 6% no medido). Este no medido se distribuye proporcionalmente entre las unidades consumidoras.

-Para el cálculo del ahorro energético se han considerado los siguientes costes fijos de la energía:

-Electricidad: 65 €/MWh

-Gas Natural: 33 €/MWh

-Vapor: 25 €/Tm

-Se ha considerado que 1 Tm/h de Vapor equivale a 650KWh de energía.

3.3 Análisis Energético

3.3.1 Análisis del Suministro Energético

Los contratos de suministro energético están a cargo de UBE CHEMICAL EUROPE S.A. (UCHE).

Toda la energía necesaria para la fabricación del nylon en la planta de UBE ENGINEERING PLASTICS S.A. es suministrada por UCHE, contabilizada y posteriormente facturada.

3.3.1.1 Compra y Venta Energía Eléctrica

UBE opta por comprar toda la energía eléctrica que consume y vender toda la electricidad producida. El precio de venta es mayor al precio de compra debido a los incentivos que recibe la empresa por parte del estado al utilizar tecnologías de cogeneración.

3.3.1.1.1 Condiciones del Contrato de Compra

La factura eléctrica tiene dos componentes:

-Por una parte está el importe de la comercializadora, CEPSA/DETISA en este caso. Este importe consta a su vez de 3 términos que delimitan la factura total. El primero de ellos es el pool, que es el precio de mercado. Es un término que fluctúa en función del mercado energético. El segundo, es un término variable que engloba varios aspectos que tienen que ver con los costes de producción y distribución de la electricidad. Al contratar el suministro el cliente puede elegir entre someter la factura a las fluctuaciones de este término o fijar un factor de coste fijo negociado con la empresa comercializadora. UBE ha optado por el segundo caso. El tercer término corresponde a un precio fijo por unidad impuesto por la comercializadora.

En los dos últimos términos es en dónde hay margen de negociación. Suponen alrededor del 15% de la factura total, siendo el margen de mejora pequeño pero negociando bien se pueden conseguir ahorros económicos importantes.

-Por otra parte está el importe de la distribuidora, IBERDROLA. En el vienen incluidos los costes de transporte de la energía, términos de potencia y energía, penalizaciones por excesos de potencia... Los costes de distribución no se pueden negociar, al ser IBERDROLA la empresa propietaria de la red de distribución de la zona.

La planta tiene contratada la tarifa 6.2, con 66 kV de voltaje y 20 MW de potencia. Al tratarse de una tarifa con discriminación horaria con seis tramos horarios diferentes, el coste tanto del término de potencia como del término de energía varía según el horario de uso:

Tabla 3.3.1.1.1.1 Tarifa 6.2

Período horario	P1	P2	P3	P4	P5	P6
Término Energía (€/KWh)	0,015587	0,011641	0,006204	0,003087	0,001993	0,001247
Término Potencia (€/KW y año)	22,158348	11,088763	8,115134	8,115134	8,115134	3,702649

Tabla 3.3.1.1.1.1 Condiciones de contrato del suministro Eléctrico.

Compañía:	CEPSA DETISA		
Tarifa	Potencia	Precio fijo sin IEE sin peajes ni cargos	Precio marginal mercado
De acuerdo al contrato 2015 entre UBE y Cepsa.	P1: 20.000 kW	2,510 cent.€/KW	Mercado
	P2: 20.000 kW	1,638 cent.€/KW	Mercado
	P3: 20.000 kW	1,396 cent.€/KW	Mercado
	P4: 20.000 kW	1,193 cent.€/KW	Mercado
	P5: 20.000 kW	1,255 cent.€/KW	Mercado
	P6: 20.000 kW	0,886 cent.€/KW	Mercado

3.3.1.1.2 Condiciones del Contrato de Venta

UBE es representada por CEPSA/DETISA en el mercado energético y por medio de éste, comercializa la energía eléctrica producida.

El importe de la venta corresponde a la producción horaria de electricidad por el precio de mercado (pool). A esto hay que añadirle los incentivos recibidos por parte de la administración, que se regulan por el Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. La planta está encuadrada dentro del código de instalación IT-01110. A este importe se le restan los costes de representación y los costes de distribución de Iberdrola, que es la distribuidora. En los costes de distribución están incluidos los peajes de energía y la penalización por energía reactiva. Además hay que restar una serie de impuestos administrativos.

3.3.1.1.3 Consumos y Producciones
UCHE+UEP

Tabla 3.3.1.1.3.1 Consumo Eléctrico UCHE+UEP

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Consumo (MWh)	Importe Compra sin IVA (€)
Agosto	13.813,02	929.534,85 €
Septiembre	12.894,07	1.030.285,81 €
Octubre	12.527,25	949.721,54 €
Noviembre	12.916,64	866.510,13 €
Diciembre	13.025,79	962.683,27 €
Enero	13.030,26	1.071.222,32 €
Febrero	11.838,63	874.613,33 €
Marzo	12.575,39	871.034,61 €
Abril	13.030,56	931.617,12 €
Mayo	13.730,96	965.357,05 €
Junio	13.054,04	1.127.729,88 €
Julio	13.923,24	1.336.416,04 €
	156.359,85	11.916.725,95 €
	Ratio:	76,21 €/MWh

UEP

Tabla 3.3.1.1.3.2 Consumo Eléctrico UEP

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Consumo (MWh)
Agosto	1.070,81
Septiembre	485,26
Octubre	458,96
Noviembre	1.244,50
Diciembre	1.351,04
Enero	1.368,03
Febrero	1.114,26
Marzo	1.169,04
Abril	1.334,58
Mayo	1.392,21
Junio	1.118,73
Julio	1.348,64
	13.456,05

Tabla 3.3.1.1.3.3 Consumo Eléctrico UCHE

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Consumo (MWh)
Agosto	12.742,21
Septiembre	12.408,81
Octubre	12.068,29
Noviembre	11.672,14
Diciembre	11.674,75
Enero	11.662,23
Febrero	10.724,37
Marzo	11.406,35
Abril	11.695,98
Mayo	12.338,75
Junio	11.935,31
Julio	12.574,60
	142.903,80

Tabla 3.3.1.1.3.4 Balance Energético de la Cogeneración

	Consumos Mensuales SG-1 MWh	Consumos Mensuales GT (Turbina) MWh	Consumos Mensuales SG-2 MWh	Consumo Total Cogeneración MWh	Gen. Vapor SG-1 Tm	Gen. Vapor SG-2 Tm	Generación Vapor DS-1 (Saturador) Tm	Total Vapor Generado TM	EE- Producida (GT+ST) MWh
Ago.	11.601,94	28.229,01	1.112,28	40.943,23	26.040,00	1.116,00	1.339,20	28.495,20	9.812,00
Sep.	11.419,20	25.372,00	4.622,40	41.413,60	24.507,36	4.806,24	1.428,48	30.742,08	8.823,00
Oct.	12.495,30	29.494,63	0,00	41.989,93	27.113,28	0,82	1.383,40	28.497,50	10.135,04
Nov.	9.785,42	23.936,07	2.447,14	36.168,62	21.776,88	2.604,00	1.450,80	25.831,68	8.247,52
Dic.	11.339,77	29.214,00	5.100,14	45.653,91	24.180,00	5.118,72	1.577,28	30.876,00	10.550,09
Enero	12.102,65	33.071,00	4.559,20	49.732,85	26.605,59	4.444,77	1.394,18	32.444,55	11.980,00
Feb.	11.671,20	29.364,00	3.406,19	44.441,39	27.463,93	3.817,17	1.388,35	32.669,46	10.733,09
Marzo	12.705,13	31.539,00	6.173,14	50.417,27	26.932,80	5.952,00	1.339,20	34.224,00	11.747,00
Abril	11.664,00	31.439,23	0,00	43.103,23	25.560,00	0,00	1.440,00	27.000,00	10.761,00
Mayo	10.244,88	29.395,44	126,48	39.766,80	22.989,60	148,80	1.860,00	24.998,40	9.792,00
Junio	9.510,48	27.576,00	842,40	37.928,88	21.816,00	792,00	1.584,00	24.192,00	9.264,00
Julio	7.809,77	26.834,08	2.667,98	37.311,83	19.492,80	2.752,80	1.711,20	23.956,80	8.769,39
		REE: 65%		508.871,55				343.927,67	120.614,12

3.3.1.2 Gas Natural

3.3.1.2.1 Condiciones del Contrato

Tabla 3.3.1.2.1.1 Condiciones Contrato Gas Natural

Compañía:	ENDESA ENERGÍA, S.A. Unipersonal.		
Potencia contratada:	2.140.000 kWh/día		
Termino fijo	Término de Energía	Descuentos	Alquiler Equipos
6,1335ceuro/mes/Kwh/d	0,3881+(0,75+0,026xDated Brent603)xTc303 Ceuro/kWh *	-	-

*El valor del precio del Término de Energía Se actualizará cada trimestre natural, y se calculará como el resultado de una fórmula de precio indexada al precio del petróleo en los mercados internacionales y al tipo de cambio del euro/dólar, siendo:

Dated Brent 603: Media semestral anterior al trimestre de aplicación de los valores mensuales del Brent Dated publicados en el 'Platt's Oilgram Price Report', expresados en \$/barril.

TC303: Inverso de la media de la cotización diaria del tipo de cambio USD/EURO publicado por el Banco de España en el trimestre anterior al trimestre de la aplicación del término de energía.

3.3.1.2.2 Consumos

Tabla 3.3.1.2.2.1 Consumos Gas Natural UCHE+UEP

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Consumo (MWh)	Importe Compra sin IVA (€)
Agosto	50.189,57	1.695.602,25 €
Septiembre	48.896,92	1.665.908,69 €
Octubre	50.194,53	1.707.482,59 €
Noviembre	46.046,07	1.653.204,72 €
Diciembre	54.448,38	1.867.796,82 €
Enero	57.707,65	1.855.732,13 €
Febrero	51.785,23	1.689.392,51 €
Marzo	59.014,56	1.905.190,50 €
Abril	50.066,27	1.465.829,14 €
Mayo	49.013,93	1.441.443,46 €
Junio	46.766,39	1.378.333,38 €
Julio	45.669,10	1.290.060,50 €
	609.798,60	19.615.976,70 €
	Ratio:	32,17 €/MWh

UEP

En noviembre se estrenó una nueva línea de producción de Nylon (Olive S) que usa gas natural en sus unidades. La otra línea de producción (Olive 1) no consume gas natural.

Tabla 3.3.1.2.2.2 Consumo Gas Natural UEP

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Consumo (MWh)
Agosto	0,00
Septiembre	0,00
Octubre	0,00
Noviembre	222,82
Diciembre	482,19
Enero	508,91
Febrero	333,33
Marzo	459,35
Abril	397,81
Mayo	442,54
Junio	447,14
Julio	456,06
	3.750,14

UCHE

Tabla 3.3.1.2.2.3 Consumo Gas Natural UCHE

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Consumo (MWh)
Agosto	50.189,57
Septiembre	48.896,92
Octubre	50.194,53
Noviembre	45.823,25
Diciembre	53.966,19
Enero	57.198,74
Febrero	51.451,90
Marzo	58.555,21
Abril	49.668,46
Mayo	48.571,39
Junio	46.319,25
Julio	45.213,04
	606.048,46

3.3.1.3 Fuel Oil

3.3.1.3.1 Condiciones del Contrato

No existe contrato de suministro. La compra de FO se realiza en función de las necesidades de la planta vía cisternas.

3.3.1.3.2 Consumos

UCHE

Tabla 3.3.1.3.2.1 Consumos FO

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Consumo FO (MWh)	Importe Compra sin IVA (€)
Agosto	855,60	43.191,74 €
Septiembre	555,60	31.812,36 €
Octubre	900,00	46.295,48 €
Noviembre	555,60	26.093,20 €
Diciembre	1.444,40	66.250,84 €
Enero	288,90	11.123,84 €
Febrero	888,90	39.980,68 €
Marzo	1.444,40	73.083,96 €
Abril	2.055,60	87.631,40 €
Mayo	500,00	28.311,06 €
Junio	277,80	15.825,64 €
Julio	844,40	45.854,95 €
	10.611,20	515.455,15 €
	Ratio:	48,58 €/MWh

No hay suministro de Fuel Oil en UEP.

3.3.1.4 Vapor BP OIL

3.3.1.4.1 Condiciones del Contrato

Tabla 3.3.1.4.1.1 Condiciones de contrato del suministro de Vapor.

Compañía	BP Oil Refinería de Castellón, S.A.
Tarifa	Precio Vapor Coste Standard: * Precio Vapor Low Cost: 8,00€ <i>Según las necesidades y la producción de vapor de la fábrica adyacente. Cuando hay sobreproducción de vapor en BP Oil, este se suministra a precio low cost.</i>

*** Precio Vapor Coste Standard:**

$$\frac{FO + COSTE MANTENIMIENTO}{TONELADAS DE VAPOR A FACTURAR}$$

FO:

$$(TONELADAS DE VAPOR A FACTURAR * 0,07806 * 1,1801) * (\text{Precio Fuel Oil mes})$$

COSTE MANTENIMIENTO:

$$4,65 * TONELADAS DE VAPOR A FACTURAR$$

3.3.1.4.2 Consumos

Tabla 3.3.1.4.2.1 Consumos Vapor BP OIL

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Vapor Coste Standard BP (MWh)	Vapor Low Cost BP (MWh)	Vapor Total (MWh)	Coste Vapor Coste Standard (€)	Coste Vapor Low Cost (€)	Coste Total (€)
Agosto	270,84	721,55	992,39	20.173,01 €	8.812,80 €	28.985,81 €
Septiembre	522,43	138,60	661,03	39.321,68 €	1.692,80 €	41.014,48 €
Octubre	254,80	10,15	264,95	17.287,16 €	124,00 €	17.411,16 €
Noviembre	879,67	139,25	1.018,92	54.418,36 €	1.700,80 €	56.119,16 €
Diciembre	611,02	0,00	611,02	31.110,88 €	0,00 €	31.110,88 €
Enero	701,16	16,70	717,87	32.970,78 €	204,00 €	33.174,78 €
Febrero	563,79	0,00	563,79	29.850,81 €	0,00 €	29.850,81 €
Marzo	942,26	56,33	998,59	50.450,30 €	688,00 €	51.138,30 €
Abril	250,92	730,91	981,83	14.078,19 €	8.927,20 €	23.005,39 €
Mayo	610,42	2.046,42	2.656,84	34.929,11 €	24.994,40 €	59.923,51 €
Junio	424,18	1.537,17	1.961,35	23.488,45 €	18.774,56 €	42.263,01 €
Julio	722,02	2.013,54	2.735,56	36.916,70 €	24.592,80 €	61.509,50 €
			14.164,12			475.506,79 €
					Ratio:	33,57 €/MWh

3.3.1.5 Resumen de Suministros Energéticos

UCHE +UEP

Tabla 3.3.1.5.1 Resumen Consumos Energéticos

FUENTE	CONSUMO (MWh)	COSTE (€)	COSTE POR UNIDAD (€/MWh)
Gas Natural	609.798,60	19.615.976,70 €	32,17
Electricidad	156.359,85	11.916.725,95 €	76,21
Vapor BP	14.164,12	475.506,79 €	33,57
Fuel Oil	10.611,20	515.455,15 €	48,58
Total:	790.933,77	32.523.664,59 €	41,12 MWh/€

UEP

Tabla 3.3.1.5.2 Resumen Suministro UEP

FUENTE	Consumo (MWh)
Gas Natural	3.750,14
Electricidad	13.456,05
Vapor UCHE	26.129,37
Total	43.335,56

UCHE

Tabla 3.3.1.5.3 Resumen Suministro UCHE

FUENTE	Consumo (MWh)
Gas Natural	606.048,46
Electricidad	142.903,80
Vapor BP	14.164,12
Fuel Oil	10.611,20
Total	773.727,58

UCHE+UEP

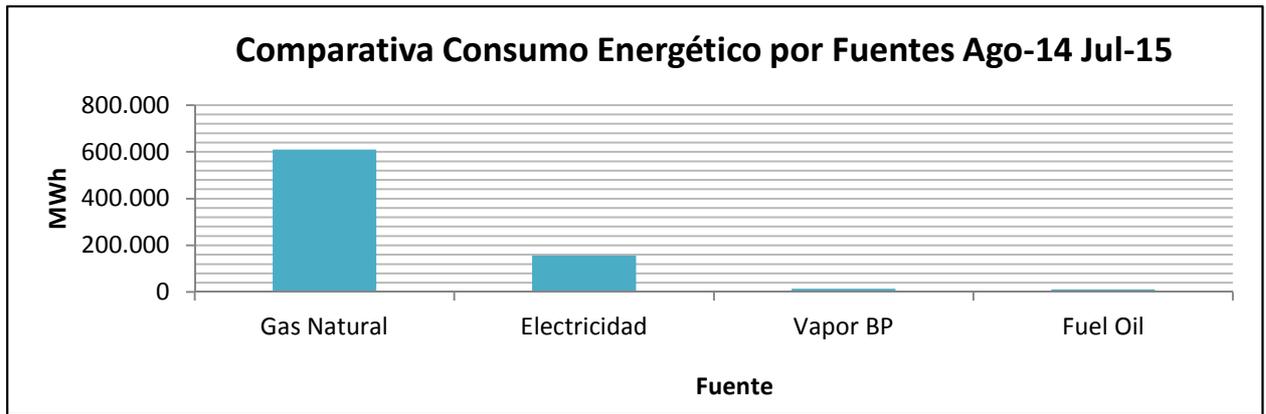


Gráfico 3.3.1.5.1 Comparativa Consumos Energéticos

UEP

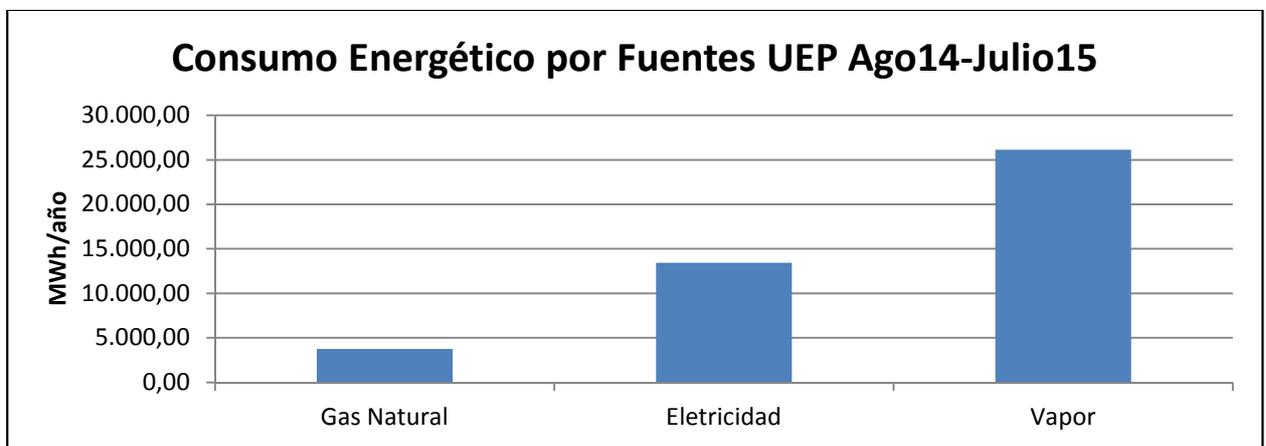


Gráfico 3.3.1.5.2 Comparativa Consumos Energéticos UEP

UCHE

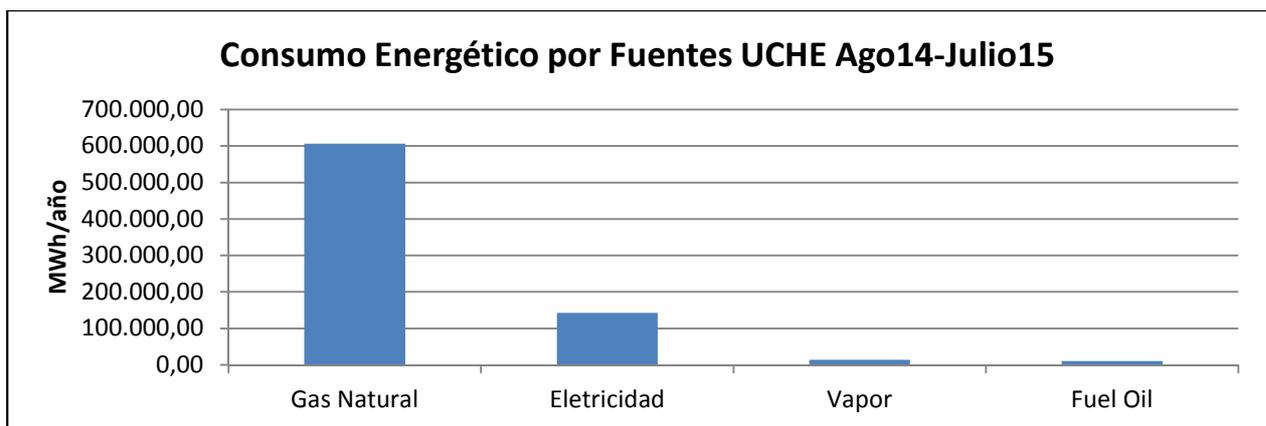


Gráfico 3.3.1.5.3 Comparativa Consumos Energéticos UCHE

UCHE+UEP

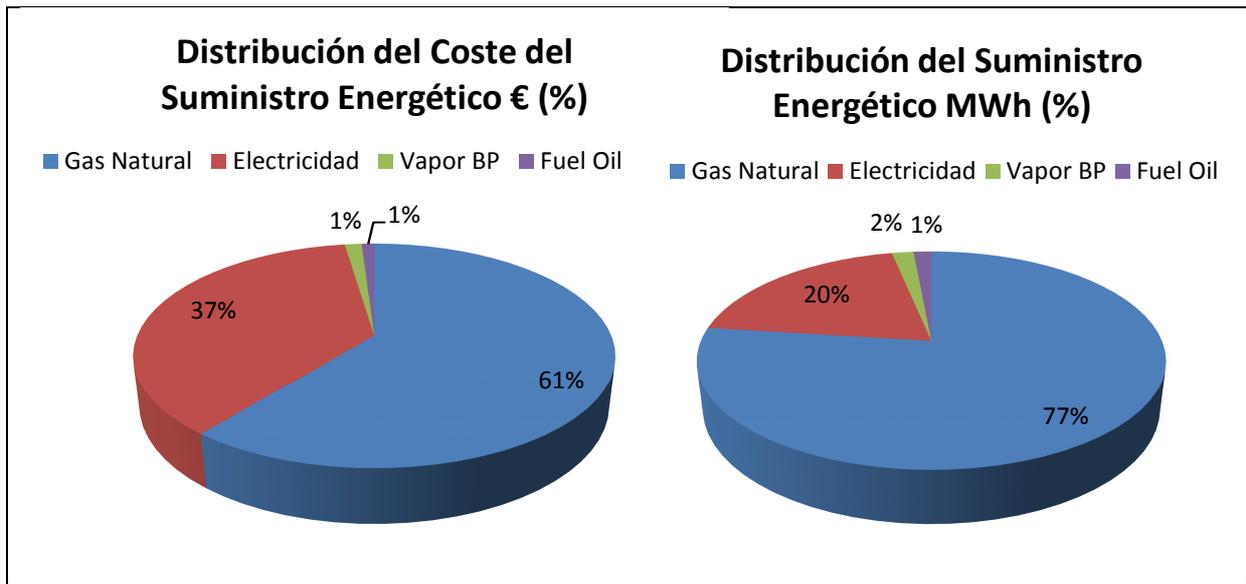


Gráfico 3.3.1.5.4 Disparidad entre Distribución Coste Energético y Suministro.

UEP

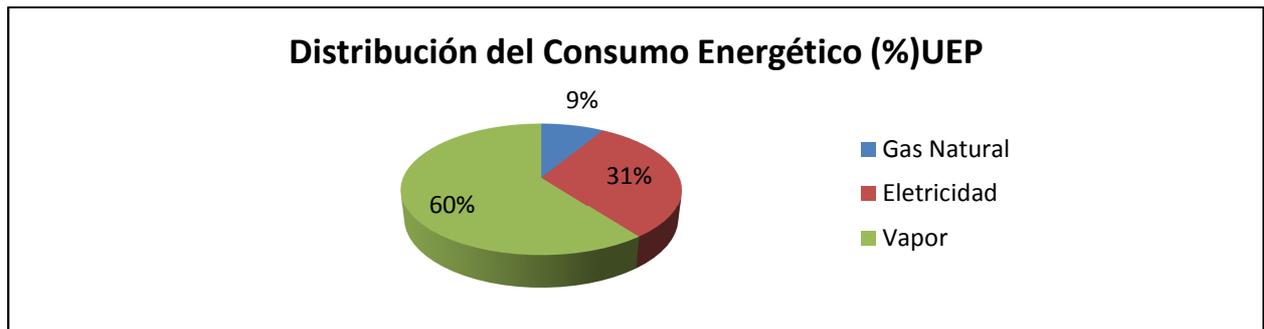


Gráfico 3.3.1.5.5 Distribución Consumo Energético UEP

UCHE

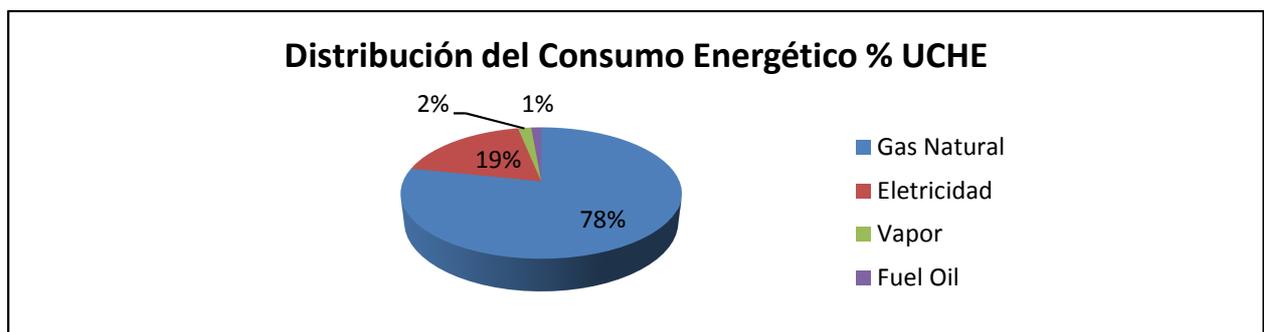


Gráfico 3.3.1.5.6 Distribución Consumo Energético UCHE

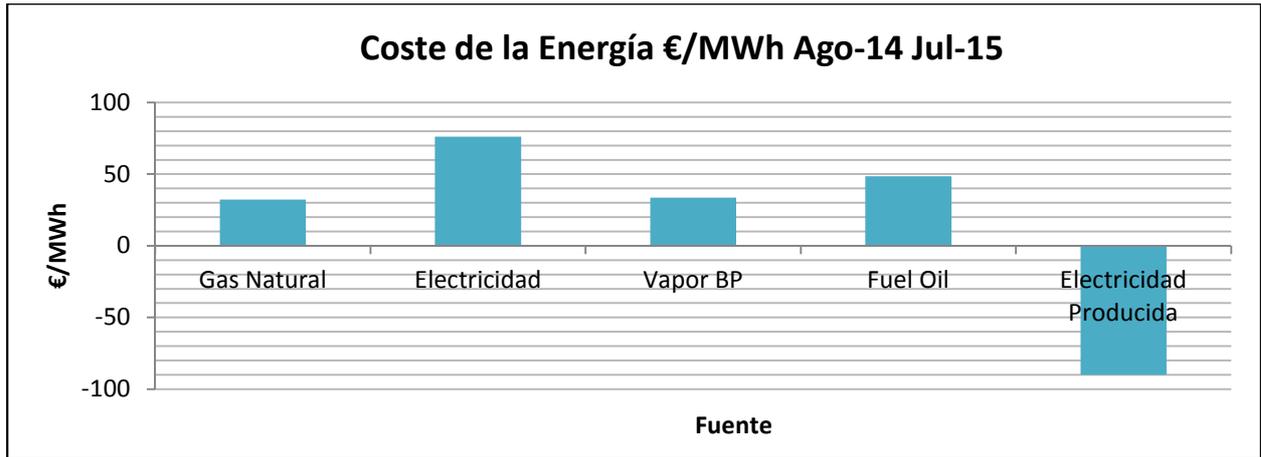


Gráfico 3.3.1.5.7 Coste de la Energía por Fuente

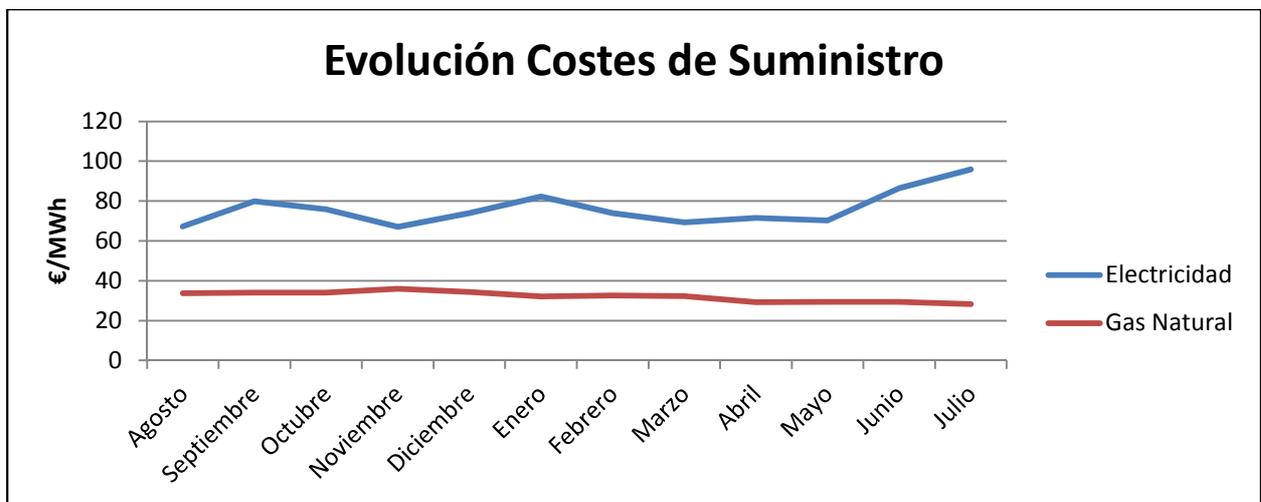


Gráfico 3.3.1.5.8 Evolución Coste de Suministro

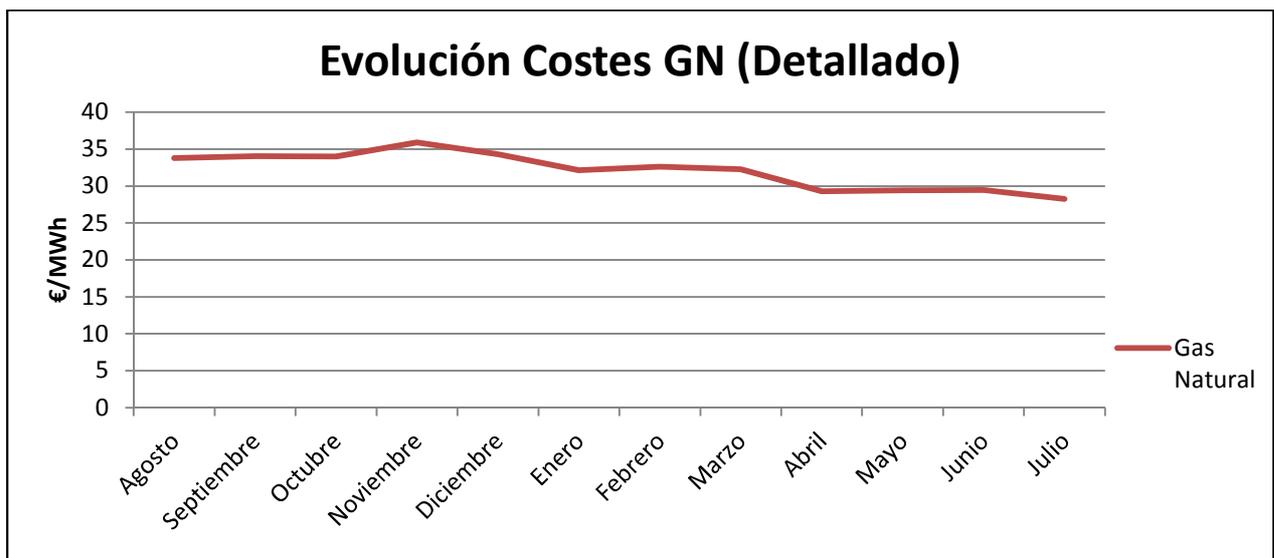


Gráfico 3.3.1.5.9 Coste de Suministro Gas Natural

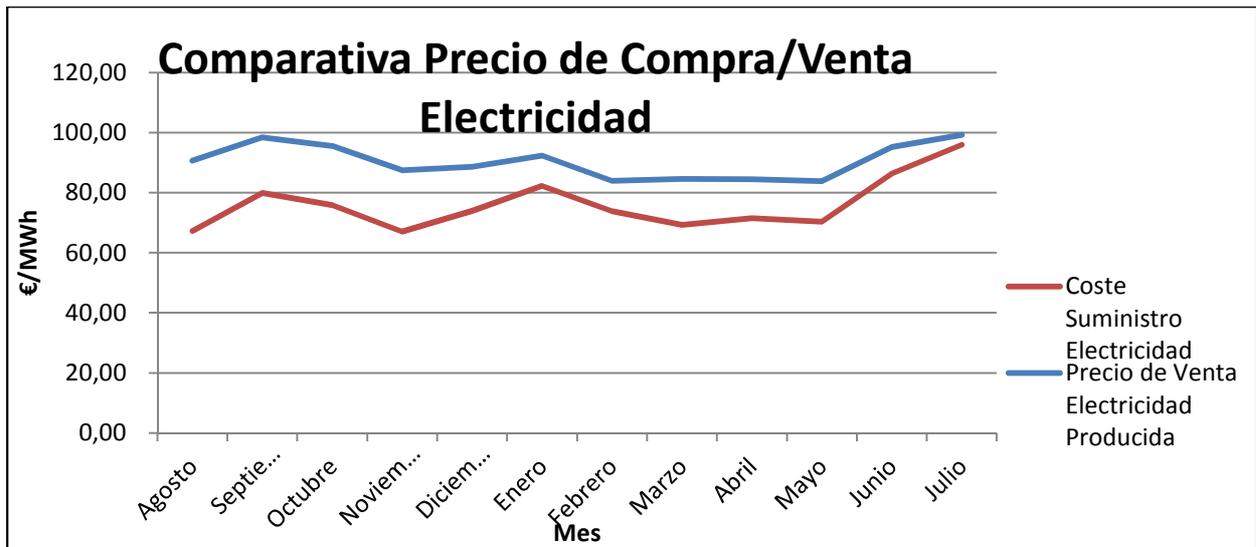


Gráfico 3.3.1.5.10 Comparativa Precio de Compra/Venta de Electricidad

3.3.2 Análisis Energético del Centro en las Condiciones Actuales

3.3.2.1 Curvas de Consumo y Producción Eléctrica y Térmica del Sistema

3.3.2.1.1 Curva de Consumo Eléctrico y Térmico del Sistema

UCHE+UEP

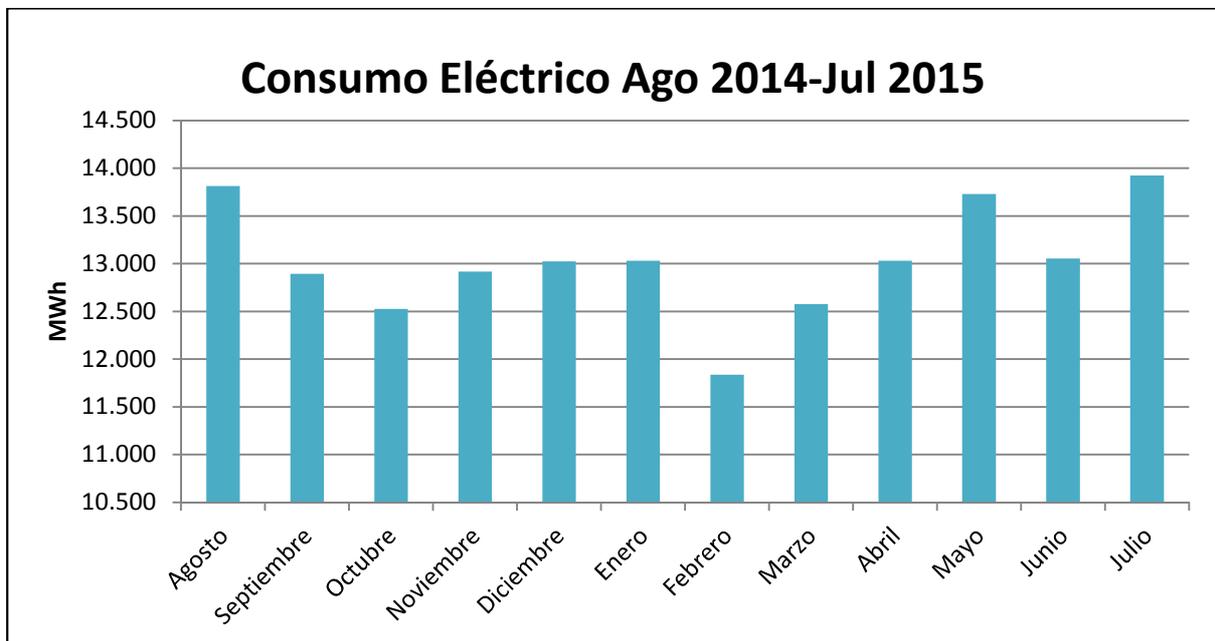


Gráfico 3.3.2.1.1.1 Curva de Consumo Eléctrico

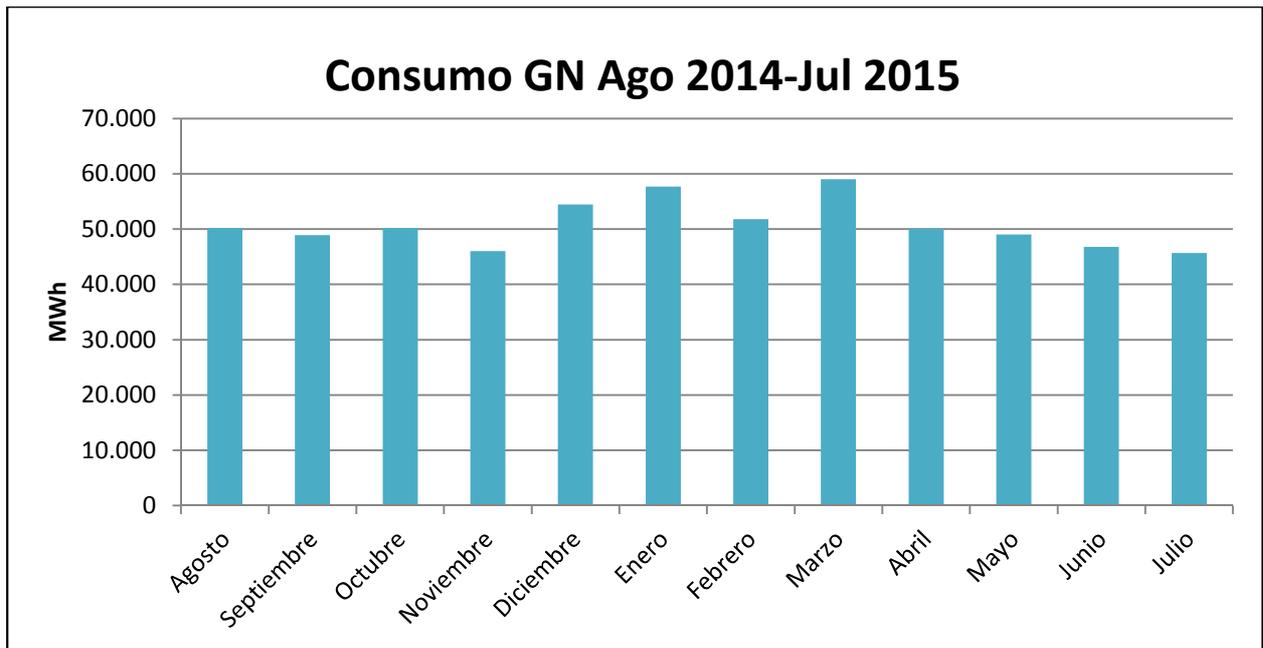


Gráfico 3.3.2.1.1.2 Curva de Consumo de Gas Natural

UEP

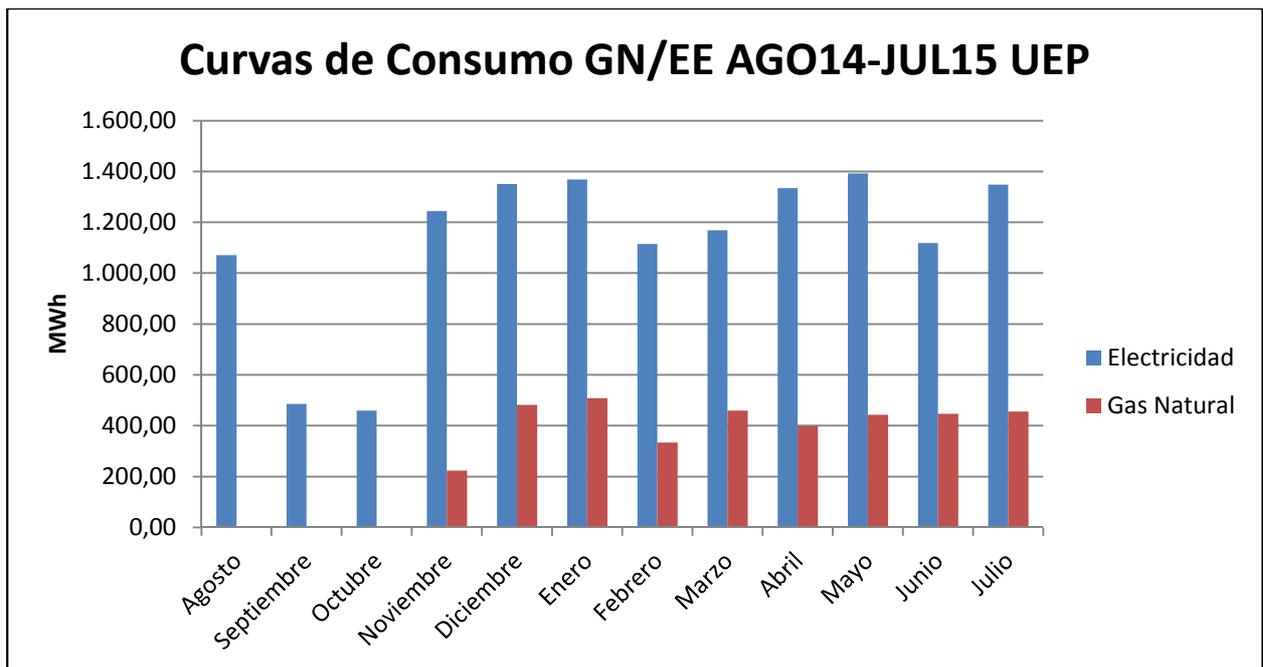


Gráfico 3.3.2.1.1.3 Curvas de Consumo Anual GN/EE UEP

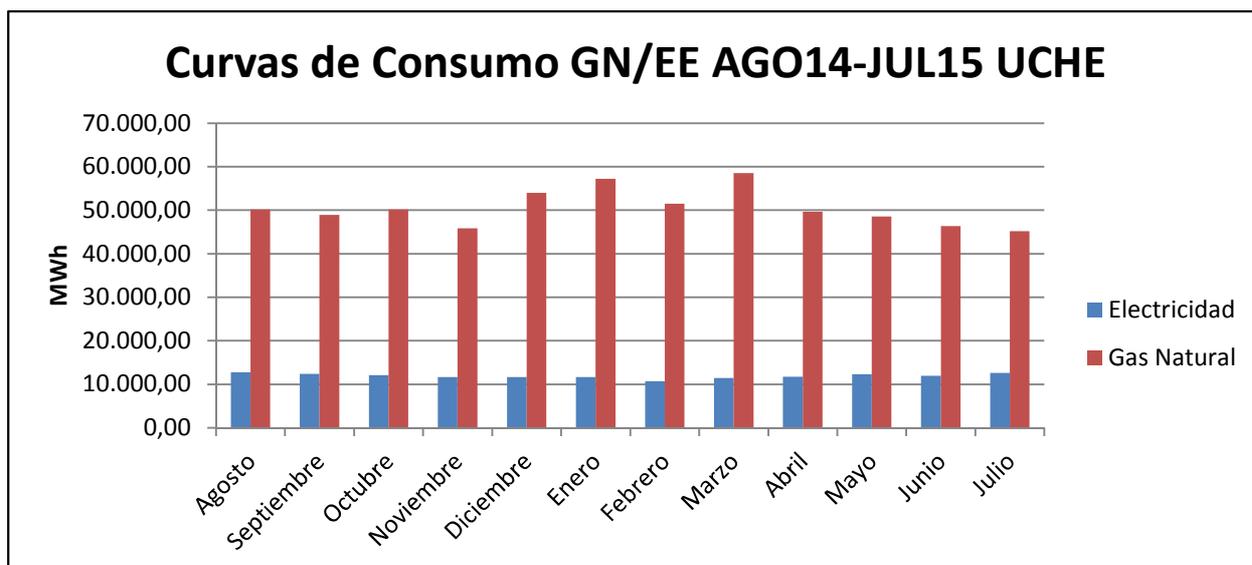


Gráfico 3.3.2.1.1.4 Curvas de Consumo Anual GN/EE UCHE

3.3.2.1.2 Curva de Producción Eléctrica del Sistema (Cogeneración)

(Apartado 3.3.2.3.1 Generación de Energía Eléctrica)

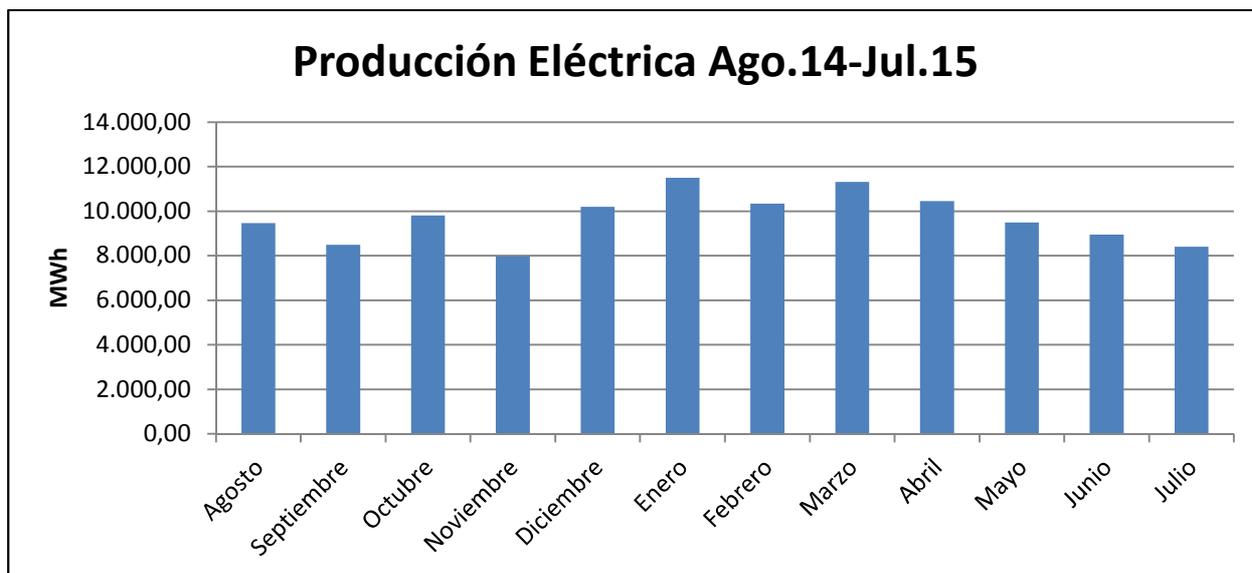


Gráfico 3.3.2.1.2.1 Curva de Autoproducción Eléctrica

En cuanto a los otros combustibles utilizados en la planta (fuel-oil y vapor BP Oil). El consumo de fuel-oil varía en función de las necesidades de consumo en la caldera SG-2408. No se tiene un consumo constante ya que se utiliza en función de la composición de los licores residuales de la planta. El vapor se importa en función de las necesidades de proceso. Cuando hay insuficiencia de vapor se compra de la planta anexa.

3.3.2.2 Distribución del Consumo Anual Térmico y Eléctrico por Zona de Proceso

Los datos de energía usados en los siguientes subapartados han sido estimados usando el Poder Calorífico Inferior (PCI) del gas natural. Cualquier diferencia entre los datos de suministro y los balances que a continuación se presentan se deben a que en los datos de suministro se ha utilizado el Poder Calorífico Superior (PCS) del gas natural para cuantificar la energía.

Tabla 3.3.2.2.1 Usos de la Energía en UCHE y UEP

		Usos de la energía								Zona 5 UEP
		Zona 1		Zona 2		Zona 3				
		CX-ONA	Química fina	Lactam a	SA	HX	Aux.	Comb. WL		
Fuentes de energía	GN	Consumo GN	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	SI
	FO	Consumo FO	NO	NO	NO	NO	NO	NO	SI	NO
	Materias Primas proceso	Consumo de SH2	NO	NO	NO	NO	SI	NO	NO	NO
		Consumo de S	NO	NO	NO	NO	SI	NO	NO	NO
		Consumo de NH3	NO	NO	NO	NO	SI	NO	NO	NO
	Licores residuales	Consumo WL-I	NO	NO	NO	NO	NO	NO	SI	NO
		Generación WL-I	SI	SI	NO	NO	NO	NO	NO	NO
		Consumo WL-II	NO	NO	NO	NO	NO	NO	SI	NO
		Generación WL-II	SI	NO	NO	NO	NO	NO	SI	NO
		Consumo DMC-MeOH	NO	NO	NO	NO	NO	NO	SI	NO
		Generación DMC-MeOH	NO	SI	NO	NO	NO	NO	NO	NO
		Consumo Efluente orgánico	NO	SI	NO	NO	NO	NO	SI	NO
		Generación Efluente orgánico	NO	SI	NO	NO	NO	NO	NO	NO
		Consumo residuo orgánico	NO	NO	NO	NO	NO	NO	SI	NO
		Generación residuo orgánico	NO	NO	SI	NO	NO	NO	NO	NO
	Electricidad	Generación	NO	NO	NO	NO	NO	SI	NO	NO
		Consumo	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI
	Vapor	Generación	SI	NO	NO	NO	SI	SI	SI	NO
		Consumo	SI	SI	SI	SI	SI	SI	NO	SI
	Rojo:	Muy significativo								
Verde:	Poco significativo									

3.3.2.2.1 Consumo Anual Eléctrico por Zona de Proceso

Tabla 3.3.2.2.1.1 Consumo Anual Eléctrico por Zona

Zona	Consumo Eléctrico	
	MWh	%
Zona 1 (Cx-ONA)	40.499	25,23
Zona 1 (Fchemical)	4.358	2,71
Zona 2.Bloque de LC	15.790	9,84
Zona 2. Unidades de SA	34.224	21,32
Zona 3.Unidades HX	36.547	22,77
Zona 3.Auxiliares	7.831	4,88
Zona 3.Combustión WL	7.831	4,88
Zona 5.UEP	13.455	8,38
	160.536	100,00

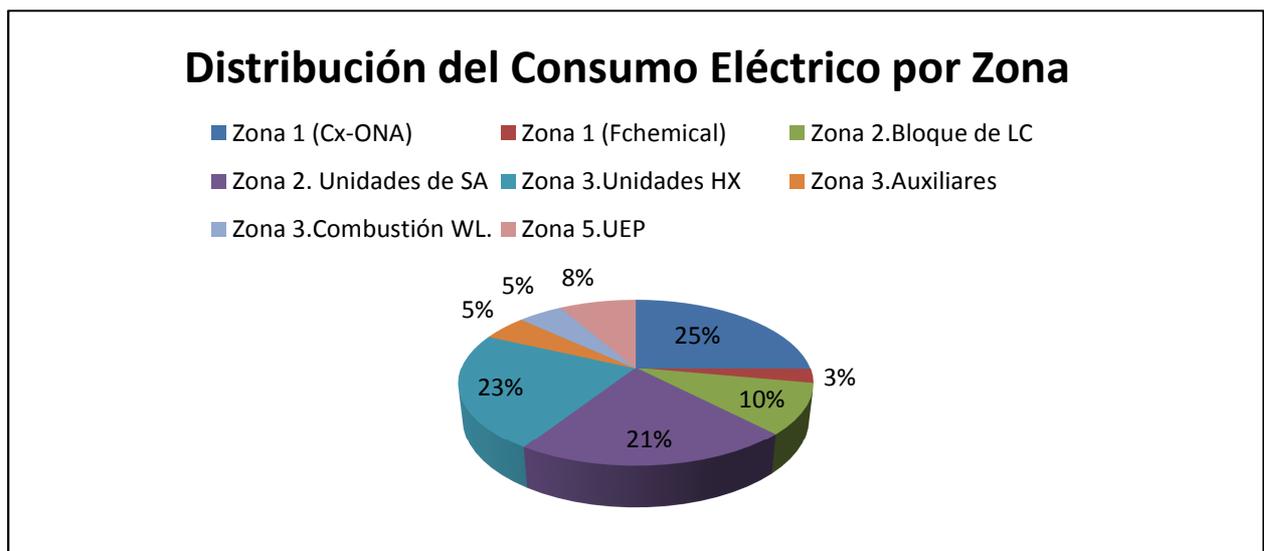


Gráfico 3.3.2.2.1.1 Distribución del Consumo Anual Eléctrico por Zona

3.3.2.2.2 Consumo de Gas Natural Anual por Zona de Procesos

Tabla 3.3.2.2.1 Consumo Anual de Gas Natural por Zona

Zona	Consumo Gas Natural	
	MWh	%
Zona 1 (Cx-ONA)	40.930	7,63
Zona 1 (Fchemical)	23.755	4,43
Zona 2.Bloque de LC	0,00	0,00
Zona 2. Unidades de SA	0,00	0,00
Zona 3.Unidades HX	5.245	0,98
Zona 3.Auxiliares	463.178	86,31
Zona 3.Combustión WL	0,00	0,00
Zona 5.UEP	3.525	0,66
	536.633	100,00

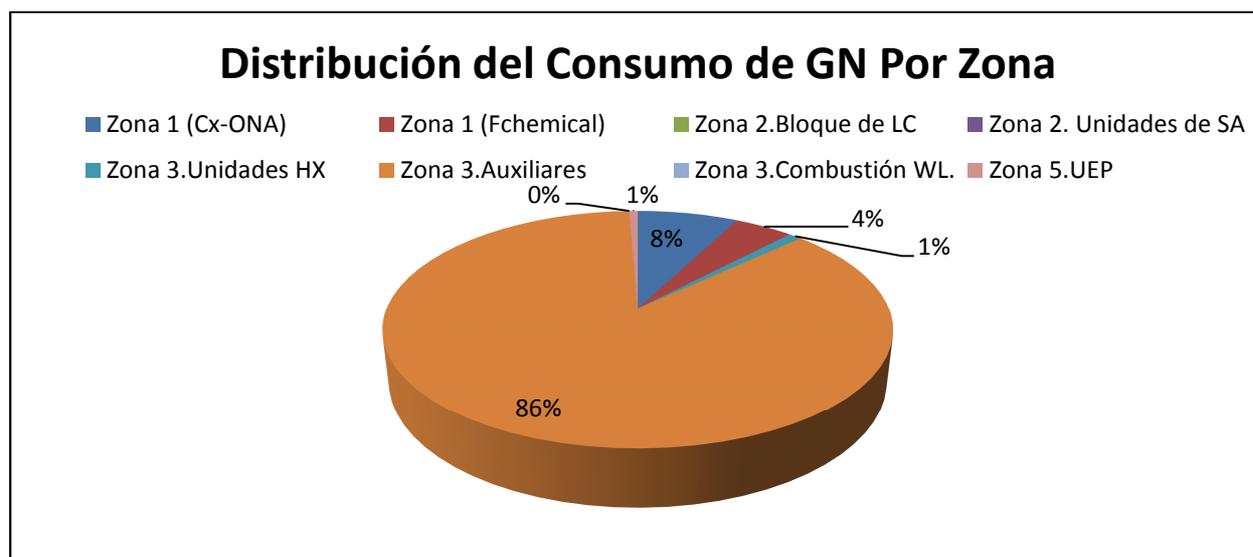


Gráfico 3.3.2.2.1 Distribución del Consumo Anual de Gas Natural

3.3.2.2.3 Consumo Anual de Vapor por Zona de Proceso

Tabla 3.3.2.2.3.1 Consumo Anual de Vapor por Zona

Zona	Consumo Vapor	
	MWh	%
Zona 1 (Cx-ONA)	216.982	34,27
Zona 1 (Fchemical)	41.057	6,48
Zona 2.Bloque de LC	196.397	31,02
Zona 2. Unidades de SA	123.626	19,52
Zona 3.Unidades HX	21.678	3,42
Zona 3.Auxiliares	7.136	1,13
Zona 3.Combustión WL	0	0,00
Zona 5.UEP	26.330	4,16
	633.207	100,00

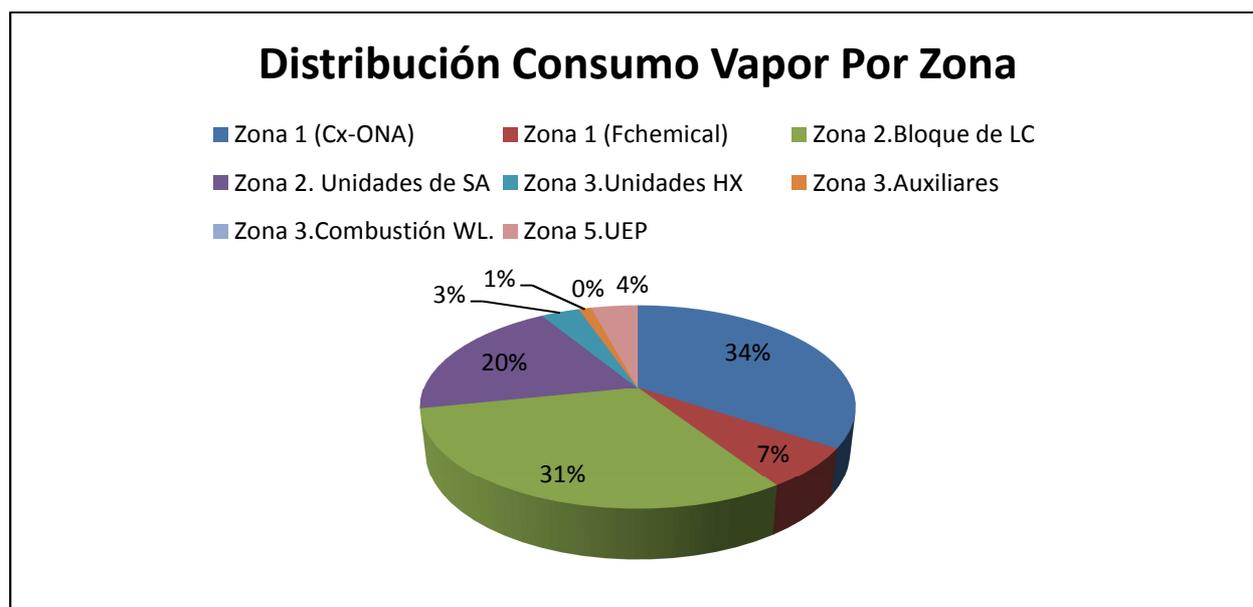
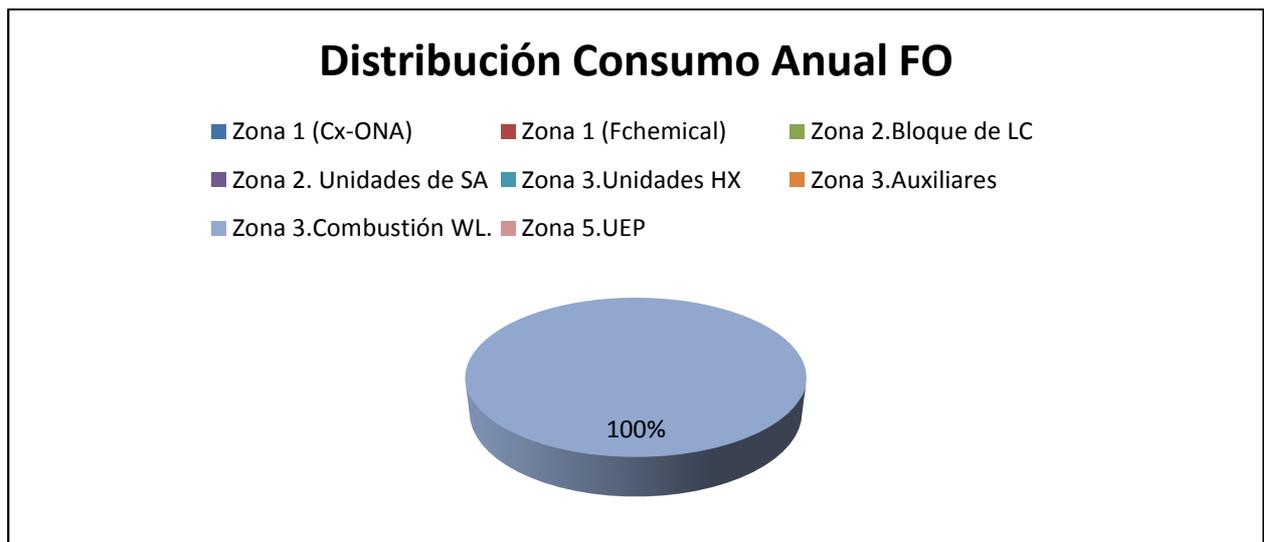


Gráfico 3.3.2.2.3.1 Distribución Consumo Vapor por Zona

3.3.2.2.4 Consumo Anual de Fuel Oil por Proceso

Tabla 3.3.2.2.4.1 Consumo Anual de FO por Zona

Zona	Consumo FO	
	MWh	%
Zona 1 (Cx-ONA)	0	0
Zona 1 (Fchemical)	0	0
Zona 2.Bloque de LC	0	0
Zona 2. Unidades de SA	0	0
Zona 3.Unidades HX	0	0
Zona 3.Auxiliares	0	0
Zona 3.Combustión WL	10.970	100
Zona 5.UEP	0	0
	10.970	100



3.3.2.2.5 Combustión Anual de Licores Residuales por Proceso

Tabla 3.3.2.2.5.1 Combustión Anual de Licores Residuales por Zona

Zona	Combustión Licores Residuales	
	MWh	%
Zona 1 (Cx-ONA)	0,00	0,00
Zona 1 (Fchemical)	9.307	8,50
Zona 2.Bloque de LC	0,00	0,00
Zona 2. Unidades de SA	0,00	0,00
Zona 3.Unidades HX	0,00	0,00
Zona 3.Auxiliares	0,00	0,00
Zona 3.Combustión WL	100.208	91,50
Zona 5.UEP	0,00	0,00
	109.515	100,00

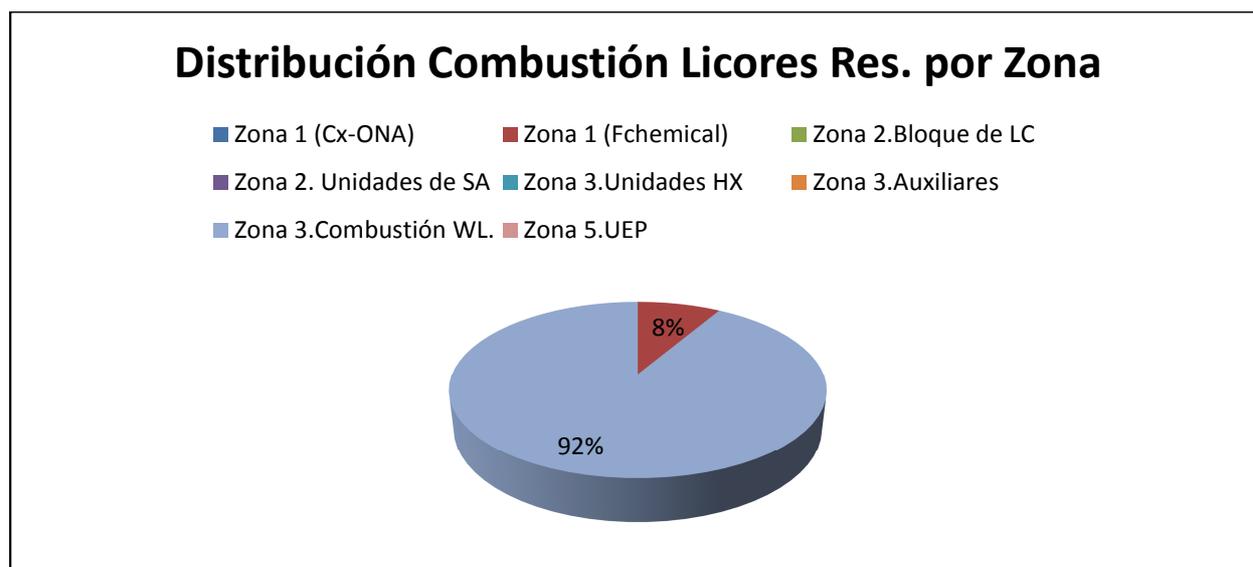


Gráfico 3.3.2.2.5.1 Distribución Consumo Anual de Licores Residuales por Zona

3.3.2.2.6 Combustión Anual de Materias Primas por Zonas de Proceso (NH3, S, SH2)

Tabla 3.3.2.2.6.1 Combustión Anual de MMPP por Zona

Zona	Consumo MMPP	
	MWh	%
Zona 1 (Cx-ONA)	0	0
Zona 1 (Fchemical)	0	0
Zona 2.Bloque de LC	0	0
Zona 2. Unidades de SA	0	0
Zona 3.Unidades HX	316.699	100
Zona 3.Auxiliares	0	0
Zona 3.Combustión WL	0	0
Zona 5.UEP	0	0
	316.699	100

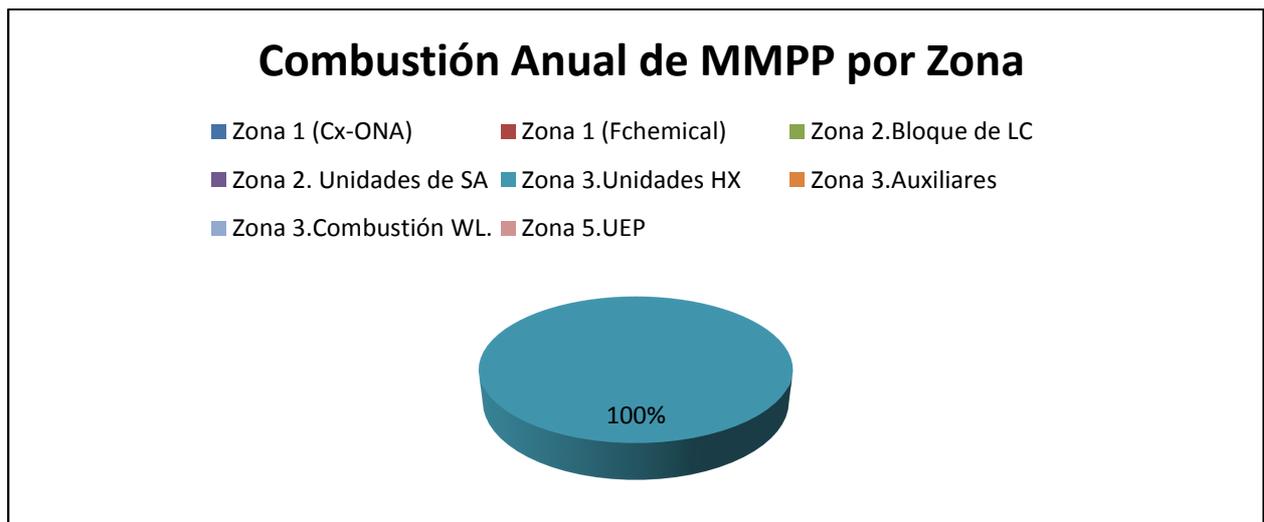


Gráfico 3.3.2.2.6.1 Consumo Anual de MMPP por Zona

3.3.2.3 Producción de Energía Térmica y Eléctrica

3.3.2.3.1 Generación y Venta de Energía Eléctrica

Balance energético de la cogeneración:

Tabla 3.3.2.3.1.1 Balance Energético de la Cogeneración

	Consumos Mensuales SG-1 MWh	Consumos Mensuales GT (Turbina) MWh	Consumos Mensuales SG-2 MWh	Consumo Total Cogeneración MWh	Gen. Vapor SG-1 Tm	Gen. Vapor SG-2 Tm	Generación Vapor DS-1 (Saturador) Tm	Total Vapor Generado TM	EE- Producida (GT+ST) MWh
Ago.	11.601,94	28.229,01	1.112,28	40.943,23	26.040,00	1.116,00	1.339,20	28.495,20	9.812,00
Sep.	11.419,20	25.372,00	4.622,40	41.413,60	24.507,36	4.806,24	1.428,48	30.742,08	8.823,00
Oct.	12.495,30	29.494,63	0,00	41.989,93	27.113,28	0,82	1.383,40	28.497,50	10.135,04
Nov.	9.785,42	23.936,07	2.447,14	36.168,62	21.776,88	2.604,00	1.450,80	25.831,68	8.247,52
Dic.	11.339,77	29.214,00	5.100,14	45.653,91	24.180,00	5.118,72	1.577,28	30.876,00	10.550,09
Enero	12.102,65	33.071,00	4.559,20	49.732,85	26.605,59	4.444,77	1.394,18	32.444,55	11.980,00
Feb.	11.671,20	29.364,00	3.406,19	44.441,39	27.463,93	3.817,17	1.388,35	32.669,46	10.733,09
Marzo	12.705,13	31.539,00	6.173,14	50.417,27	26.932,80	5.952,00	1.339,20	34.224,00	11.747,00
Abril	11.664,00	31.439,23	0,00	43.103,23	25.560,00	0,00	1.440,00	27.000,00	10.761,00
Mayo	10.244,88	29.395,44	126,48	39.766,80	22.989,60	148,80	1.860,00	24.998,40	9.792,00
Junio	9.510,48	27.576,00	842,40	37.928,88	21.816,00	792,00	1.584,00	24.192,00	9.264,00
Julio	7.809,77	26.834,08	2.667,98	37.311,83	19.492,80	2.752,80	1.711,20	23.956,80	8.769,39
	REE: 65%			508.871,55				343.927,67	120.614,12

A continuación se presenta la producción y venta de electricidad en el último año (Ago14-Jul15):

Tabla 3.3.2.3.1.1 Producción Energía Eléctrica

1 Agosto 2014-31 Julio 2015	Producción (MWh)	Importe Venta sin IVA (€)
Agosto	9.467,75	857.645,38 €
Septiembre	8.496,68	836.325,61 €
Octubre	9.807,27	936.281,12 €
Noviembre	7.972,29	697.285,51 €
Diciembre	10.194,88	902.886,68 €
Enero	11.506,22	1.062.940,49 €
Febrero	10.342,82	868.625,37 €
Marzo	11.318,74	957.657,41 €
Abril	10.452,34	882.367,30 €
Mayo	9.490,06	795.648,19 €
Junio	8.946,84	851.834,84 €
Julio	8.407,60	834.038,48 €
	116.403,48	10.483.536,38 €
	Ratio:	90,06 €/MWh

3.3.2.3.2 Generación de Licores Residuales por Zona de Producción

Los Licores Residuales (WL) se queman en la unidad U-2408 para producir vapor.

Tabla 3.3.2.3.2.1 Generación Anual de WL por Zona

Zona	Generación WL	
	MWh	%
Zona 1 (Cx-ONA)	65.902	59,35
Zona 1 (Fchemical)	34.900	31,43
Zona 2.Bloque de LC	10.237	9,22
Zona 2. Unidades de SA	0,00	0,00
Zona 3.Unidades HX	0,00	0,00
Zona 3.Auxiliares	0,00	0,00
Zona 3.Combustión WL	0,00	0,00
Zona 5.UEP	0,00	0,00
	111.039	100,00

Distribución de Generación de WL por Zona

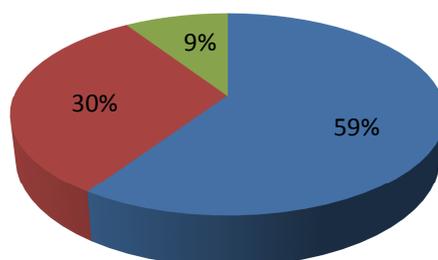
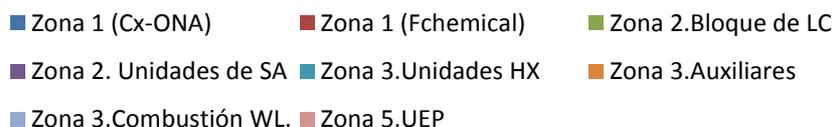


Gráfico 3.3.2.3.2.1 Distribución de Generación de WL por Zona

3.3.2.3.3 Distribución Anual de Autoproducción de Vapor por Zona

Tabla 3.3.2.3.3.1 Generación Anual de Vapor por Zona

Zona	Generación Vapor	
	MWh	%
Zona 1 (Cx-ONA)	29.736	4,82
Zona 1 (Fchemical)	0,00	0,00
Zona 2.Bloque de LC	0,00	0,00
Zona 2. Unidades de SA	0,00	0,00
Zona 3.Unidades HX	261.702	42,44
Zona 3.Auxiliares	238.635	38,70
Zona 3.Combustión WL	86.522	14,03
Zona 5.UEP	0,00	0,00
	616.595	100,00

Distribución Generación Vapor por Zona

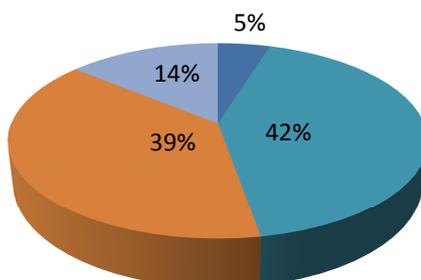
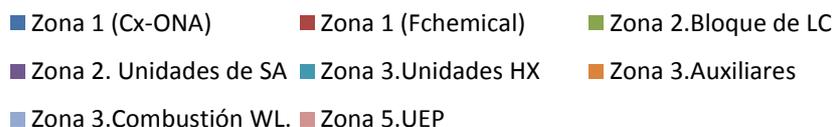


Gráfico 3.3.2.3.3.1 Distribución Generación Vapor

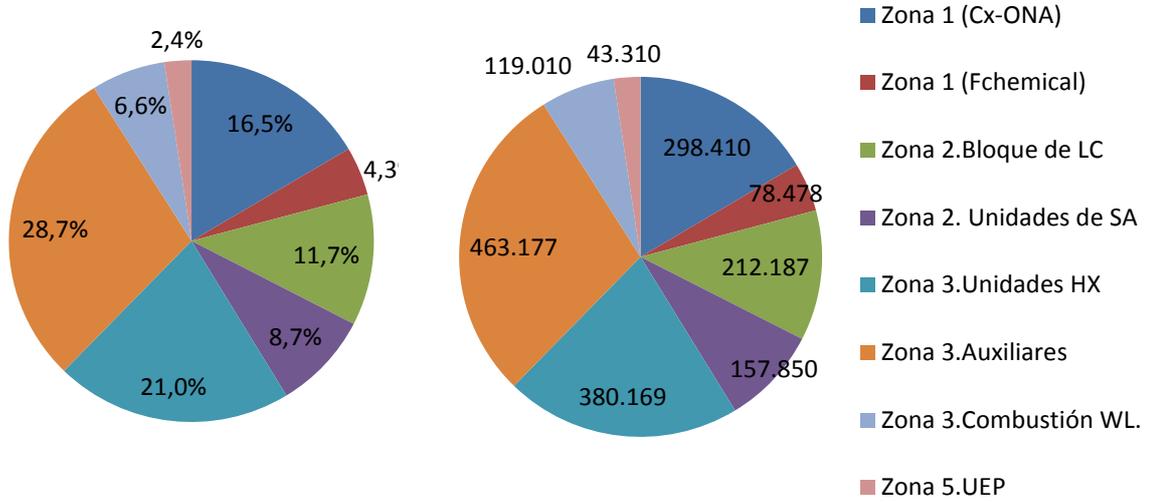
3.3.2.3.4 Resumen Distribución Generación/Consumo Energía por Zona

Se utiliza el símbolo negativo en esta tabla para indicar que la energía ha sido autoproducida.

	Total consumido		Total generado		Total consumido neto	Total consumido neto(sin MMPP y residuos)
	MWh	% sobre total	MWh	% sobre total	MWh	MWh
Zona 1 (Cx-ONA)	298.410	16,5%	-95.638	11,3%	202.772	268.674
Zona 1 (Fchemical)	78.478	4,3%	-34.900	4,1%	43.578	69.171
Zona 2.Bloque de LC	212.187	11,7%	-10.237	1,2%	201.950	212.187
Zona 2. Unidades de SA	157.850	8,7%	0	0,0%	157.850	157.850
Zona 3.Unidades HX	380.169	21,0%	-261.702	30,9%	118.466	-198.232
Zona 3.Auxiliares	463.177	28,7%	-359.254	42,4%	160.892	160.892
Zona 3.Combustión WL.	119.010	6,6%	-86.522	10,2%	32.488	-67.720
Zona 5.UEP	43.310	2,4%	0	0,0%	43.310	43.310
	1.752.591		-848.253		904.338	604.132

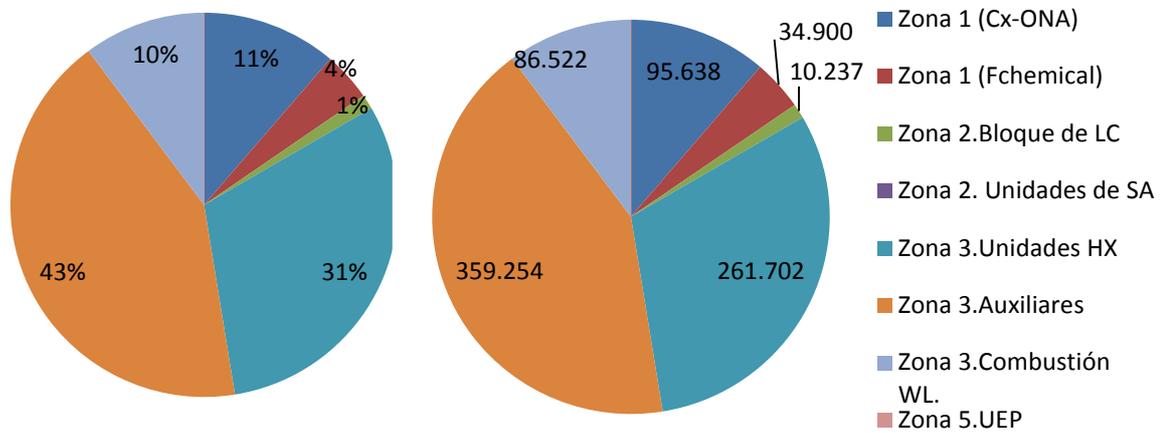
Tabla 3.3.2.3.4.1 Resumen Distribución Generación/Consumo Energía por Zona

Energía total consumida (MWh)



Gráficos 3.3.2.3.4.1 Energía Total Consumida

Energía total generada (MWh)



Gráficos 3.3.2.3.4.2 Energía total generada

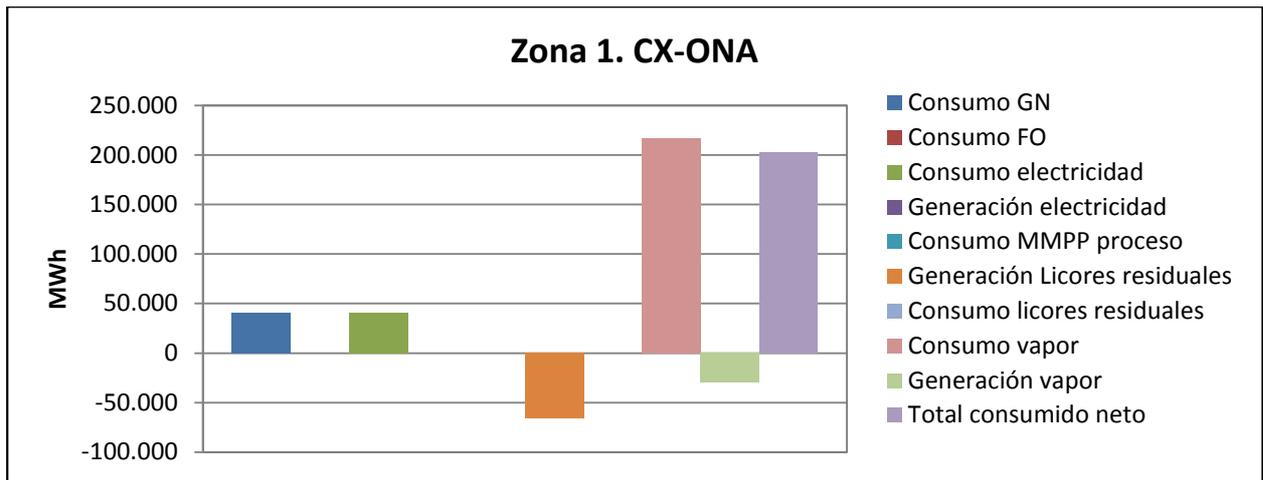


Gráfico 3.3.2.3.4.3 Resumen Zona 1. CX-ONA

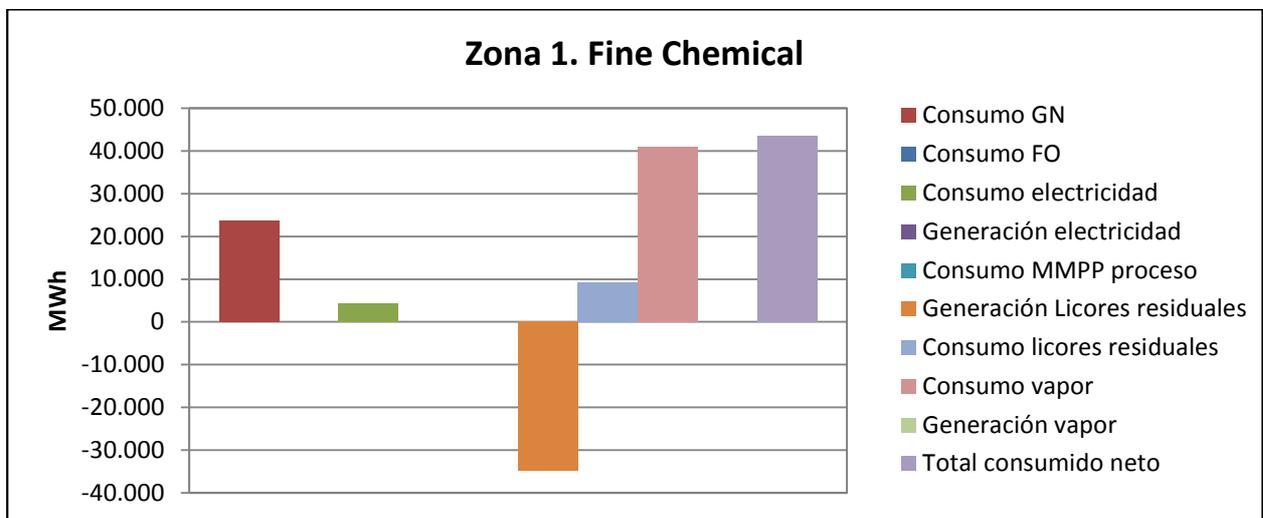


Gráfico 3.3.2.3.4.4 Resumen Zona 1. Fine Chemical

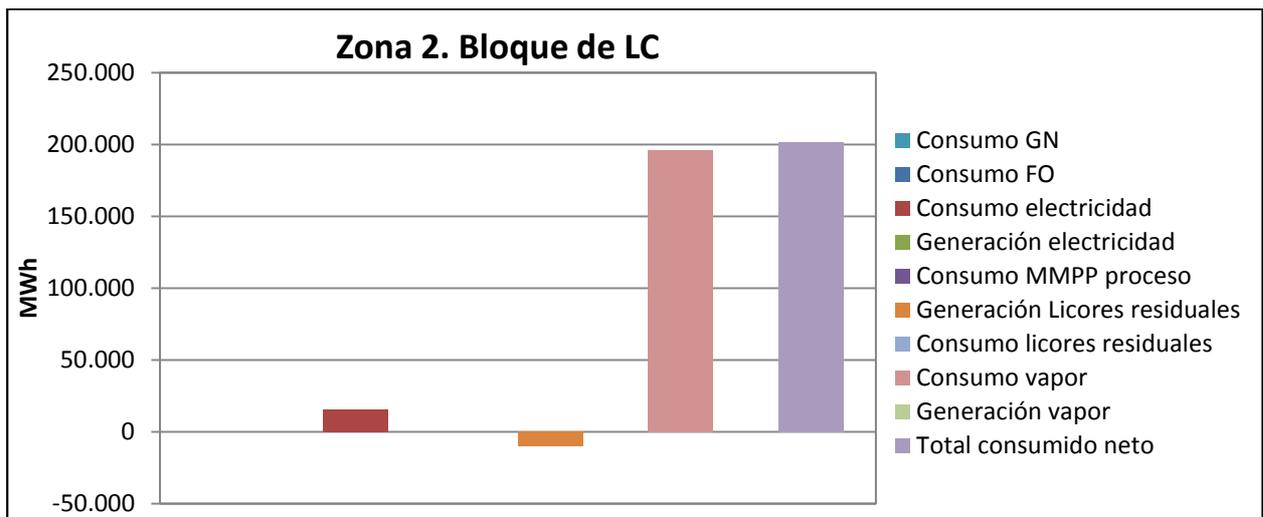


Gráfico 3.3.2.3.4.5 Resumen Zona 2. Bloque de LC

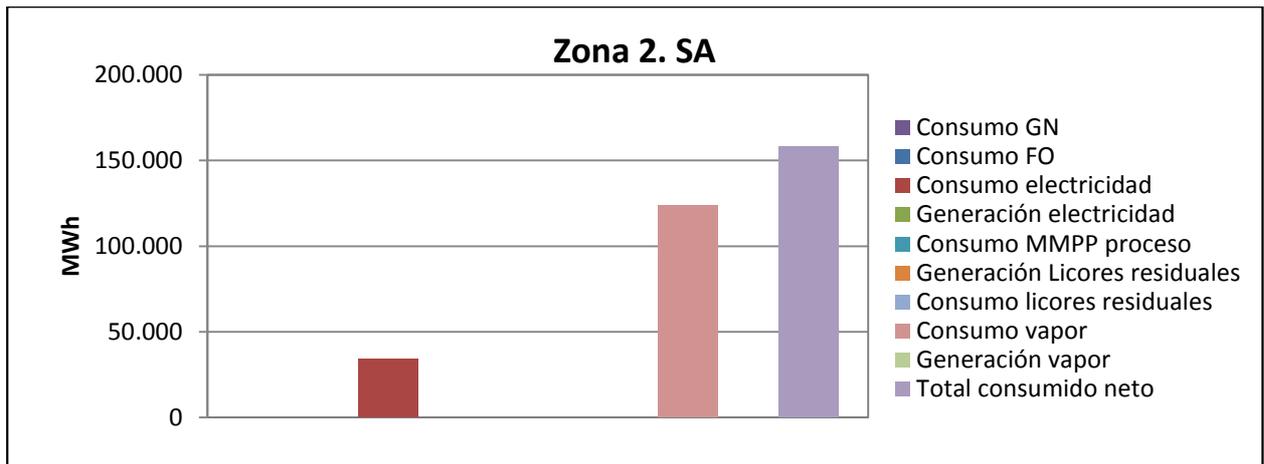


Gráfico 3.3.2.3.4.6 Resumen Zona 2. SA

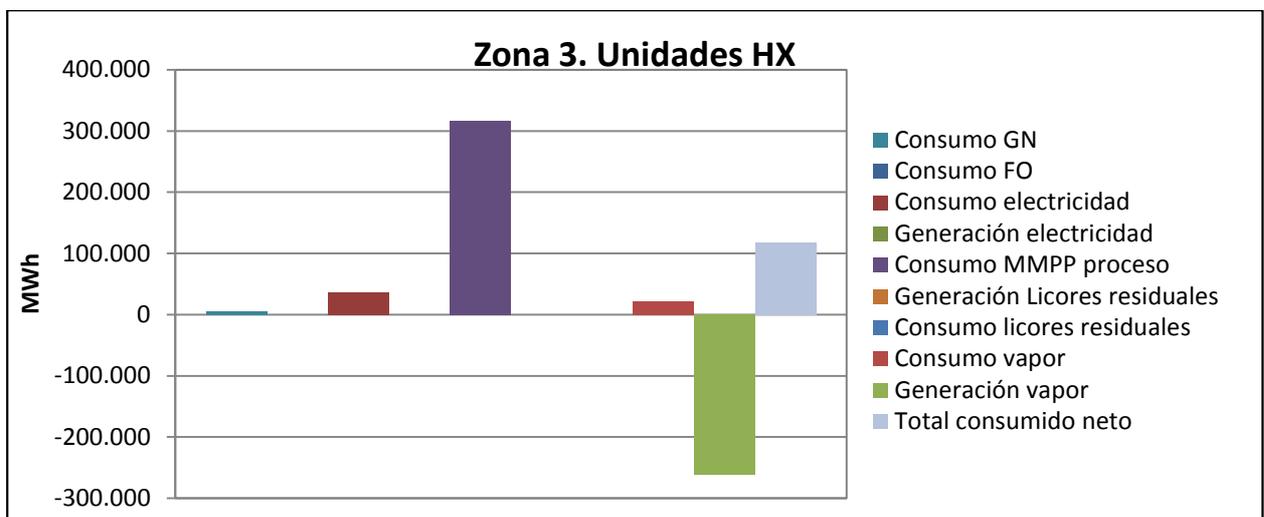


Gráfico 3.3.2.3.4.7 Resumen Zona 3. Unidades HX

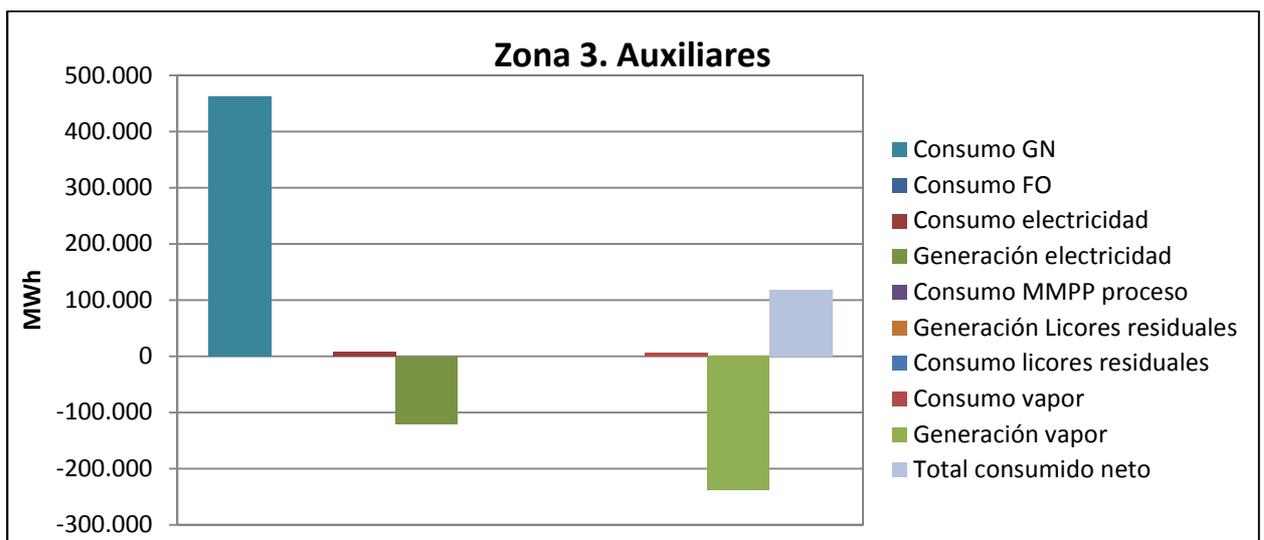


Gráfico 3.3.2.3.4.8 Resumen Zona 3. Auxiliares

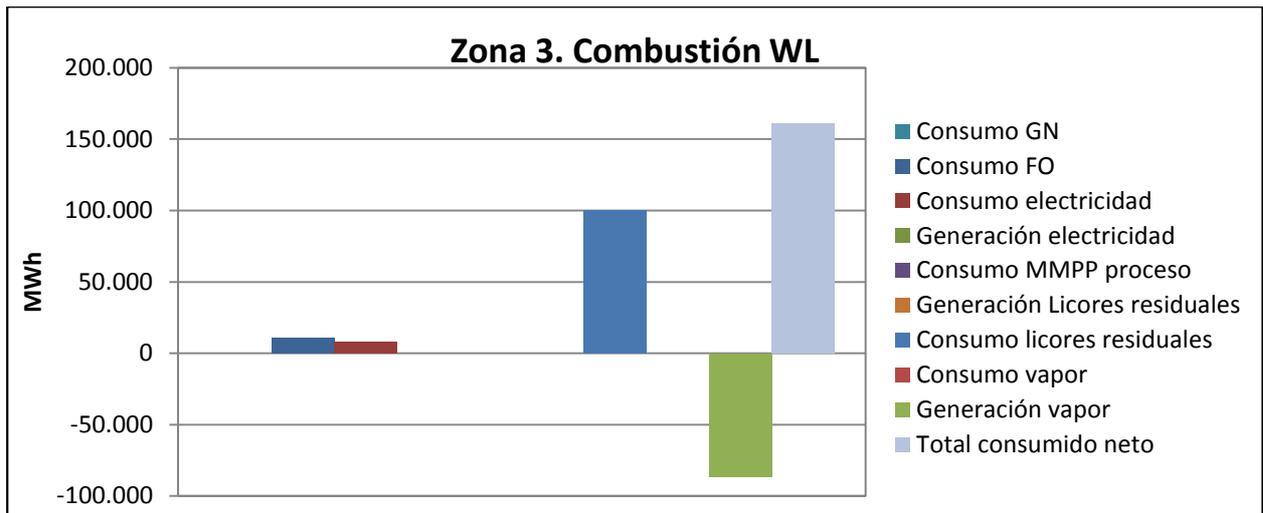


Gráfico 3.3.2.3.4.9 Resumen Zona 3. Combustión WL

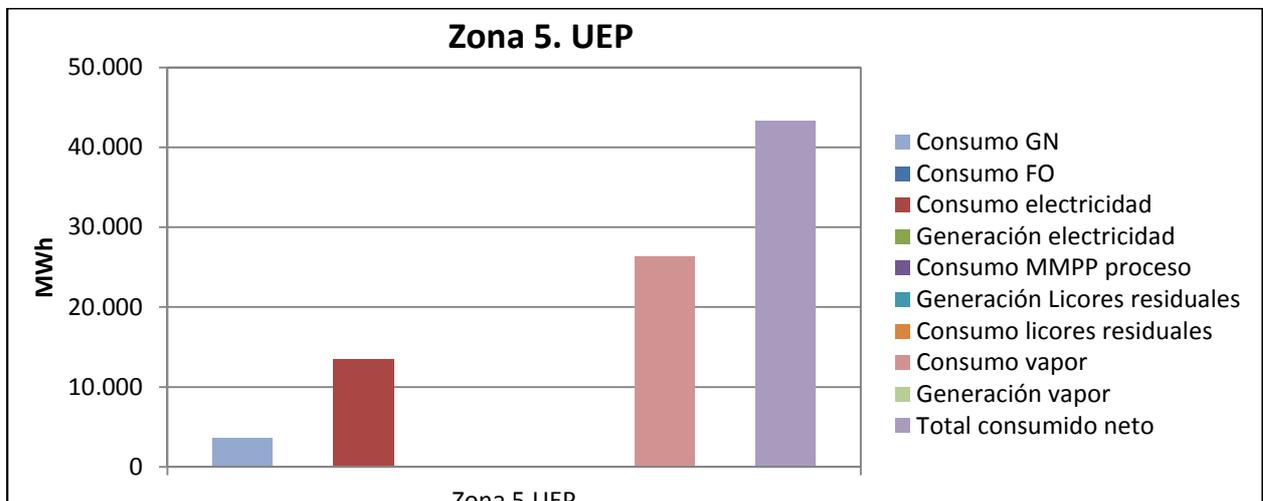


Gráfico 3.3.2.3.4.10 Resumen Zona 5. UEP

3.3.3 Balance Energético de la Planta

3.3.3.1 Balance Energético Global de la Planta

Tabla 3.3.3.1.1 Balance Energético Global de la Planta

BALANCE GLOBAL PLANTA				
COMPRAS				MWh/año
GN				536.633
FO				10.970
Vapor BP				14.150
MMPP de proceso				316.699
Electricidad				147.673
Total				1.026.124
VENTAS				
Electricidad				116.405
Gestión externa de residuos				5.902
Consumo neto energía teniendo en cuenta gestión de residuos				903.817
Consumo neto energía, sin tener en cuenta gestión residuos				909.719

Tabla 3.3.3.1.2 Balance Energético Global de la Planta *sin MMPP*

BALANCE GLOBAL PLANTA				
COMPRAS				MWh/año
GN				536.633
FO				10.970
Vapor BP				14.150
Electricidad				147.673
Total				1.026.124
VENTAS				
Electricidad				116.405
Gestión externa de residuos				5.902
Consumo neto energía teniendo en cuenta gestión de residuos				587.119
Consumo neto energía, sin tener en cuenta gestión residuos				593.021

3.3.3.2 Balance Energético por Proceso

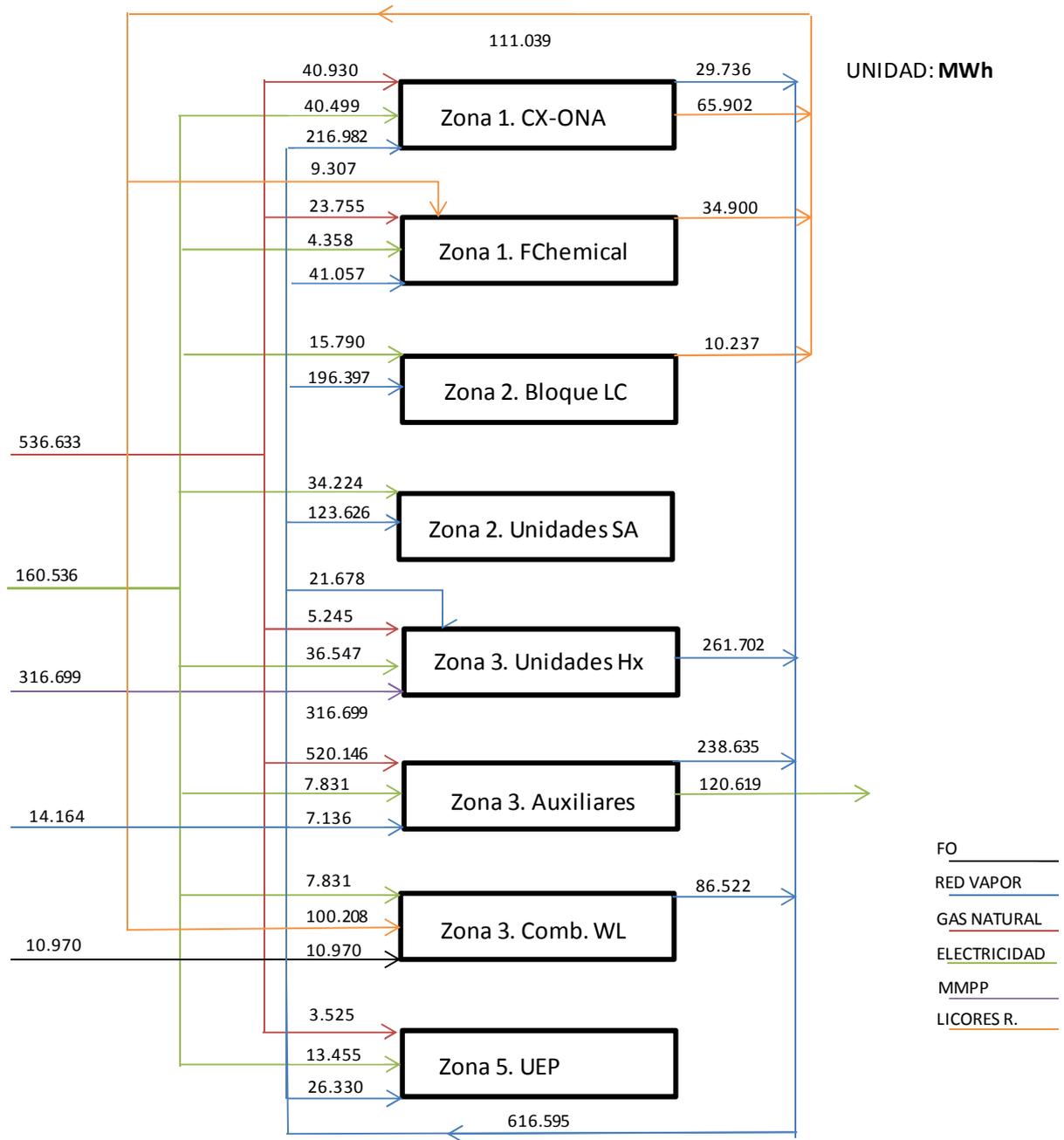


Figura 3.3.3.2.1 Balance Energético por Proceso

3.4 Criterios de Clasificación de las Medidas de Mejora de la Eficiencia Energética

La clasificación de las medidas se ha realizado en función varios aspectos económicos y energéticos.

En primer lugar, se ha tenido en cuenta el ahorro económico previsto. Las acciones propuestas que más ahorro conllevan son las más deseables. Por otra parte se ha tenido en cuenta la inversión necesaria y el tiempo de retorno asociado. Cuanto más grande es la inversión mayor es el riesgo que hay que asumir, por lo tanto, inversiones moderadas con tiempos de retorno medios y grandes ahorros energéticos es lo que se busca y las propuestas que cumplen lo anterior son las mejor posicionadas.

Al tratarse de una gran empresa industrial, de funcionamiento continuo, se ha tenido en cuenta que la posibilidad de implantación depende del tipo de modificación que haya que implantar. Dependiendo de los cambios a realizar, habrá que esperar, o no, a la parada general de la zona de producción donde haya que operar.

También se ha tenido en cuenta la complejidad de la nueva tecnología a implantar así como la compatibilidad de la modificación con la operativa de la planta (por ejemplo, integraciones energéticas entre distintos bloques de producción siempre comportan cierta complejidad operativa).

4. Oportunidades de Mejora de la Eficiencia Energética

En este apartado se presentarán todas las acciones de mejora de la eficiencia energética recomendadas tras el análisis del potencial de ahorro energético de la planta.

4.1 Acciones Propuestas, Recomendaciones, Plan y Programa de Implementación

4.1.1 Calentar Alimentación a T-404-3 con el Fondo

4.1.1.1 Breve Descripción del Funcionamiento de la Unidad a Modificar

Unidad 404

El ciclohexano es oxidado en la U-402, produciendo ciclohexanona y ciclohexanol, además de otros subproductos.

La corriente alimentada a la unidad de saponificación (U-403), contiene todos estos compuestos, además de gran cantidad de ciclohexano no oxidado. En la U-403 se recupera por saponificación parte de la ONA y del OL, obteniéndose por decantación del producto saponificado dos fases, una inorgánica y otra orgánica, que constituye la alimentación a esta unidad.

En la U-404 se separa por destilación todo el ciclohexano de los productos oxidados (ON + OL), que formarán lo que llamamos ONA cruda. El ciclohexano se recircula de nuevo a la unidad de oxidación (CX de reciclo). La ONA cruda se alimenta a la U-406, destilación de ona, para obtener ONA pura, producto intermedio en la producción de caprolactama.

La unidad consta de tres torres de destilación, obteniéndose por cabeza de las dos primeras que operan en doble efecto ciclohexano puro, y por el fondo de la tercera lo que llamaremos ciclohexanona cruda.

T-404-3

La tercera columna, que trabaja a vacío, se alimenta con el producto de fondo de la segunda, después de ser enfriado en un intercambiador con el producto de cabeza de la tercera columna.

Los vapores de cabeza de la tercera columna condensan en un sistema de refrigerantes y, después de intercambiar calor con la alimentación, retornan a la parte inferior de la segunda columna.

El producto de fondo de la tercera columna, después de pasar por un refrigerante al objeto de no superar, por seguridad, la temperatura de almacenamiento, llega al tanque de ciclohexanona cruda para su posterior purificación.

4.1.1.2 Descripción de la Acción Propuesta

Actualmente la alimentación a la torre T-404-3 es enfriada (107°C a 65°C) para calentar la corriente de destilado (35°C a 89°C) que es enviada a la T-404-2 en el cambiador E-404-8 (415 kW).

El fondo de la T-404-3 es enfriado desde los 126°C a una temperatura 38°C para su entrada en tanque, mediante un cambiador que utiliza agua de refrigeración (420 kW). La columna T-404-3 consume actualmente aproximadamente 1,8 t/h de vapor:

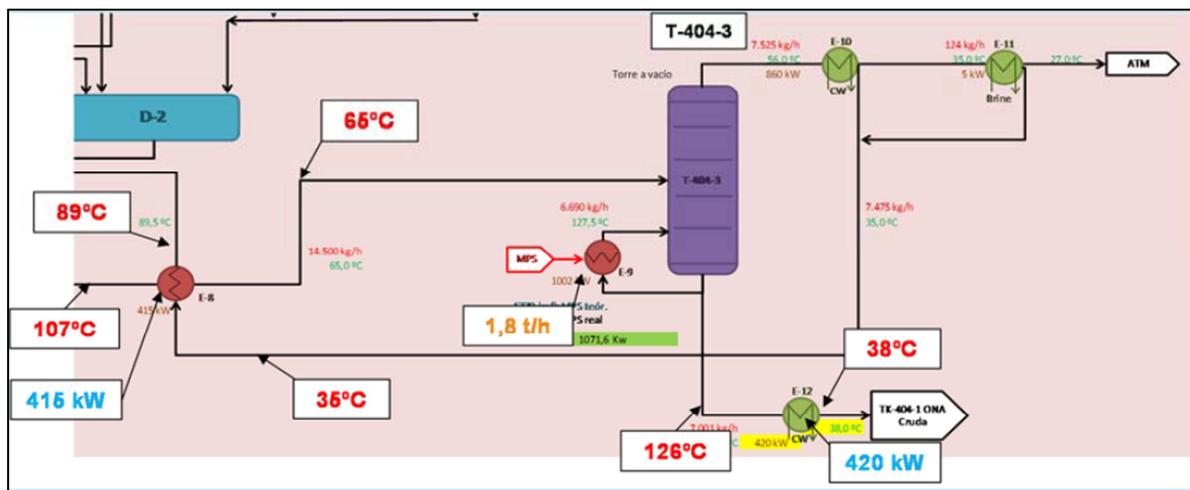


Figura 4.1.1.2.1 Esquema Situación Actual

Este proyecto propone enfriar la corriente de fondo con la corriente de destilado, con el objetivo que la temperatura de entrada a la T-404-3 sea mayor y por tanto reducir el consumo de vapor en el reboiler E-404-9:

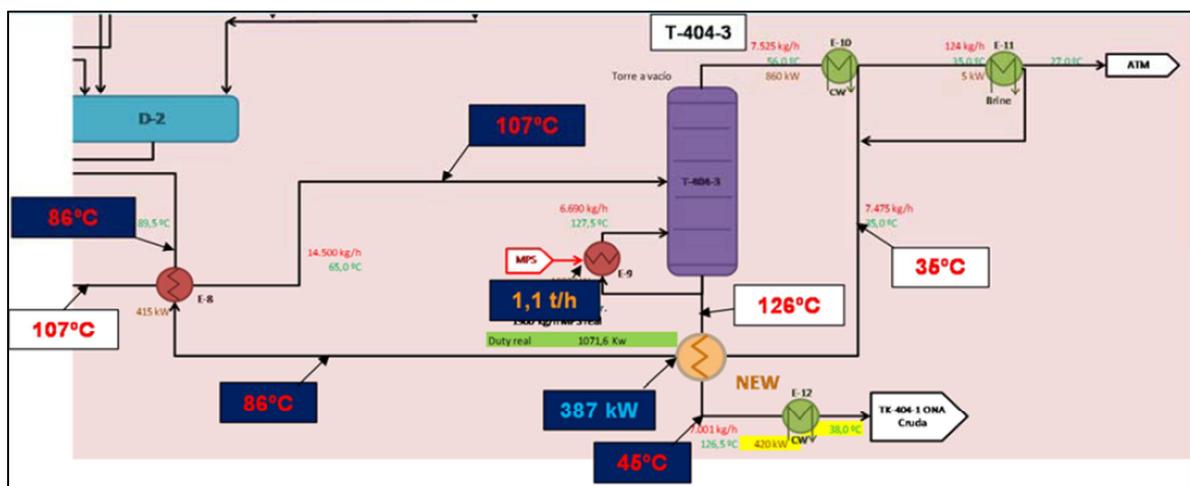


Figura 4.1.1.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

Este proyecto implicaría la instalación de un nuevo intercambiador carcasa y tubo de 88 m². La implantación de este proyecto implicaría que el intercambiador E-404-8 quedaría fuera de servicio, ya que la temperatura del destilado que se alimenta en la columna será prácticamente la misma, se reduce 3°C (Desde 89°C a 86°C). Por otro lado, el intercambiador E-404-12 podría quedar fuera de servicio, ya que la corriente de fondo sería enfriada hasta 45°C. Aunque se recomienda mantener este intercambiador en la línea hasta comprobar que no existe ningún problema en el tanque TK-404-1 debido a la temperatura.

4.1.1.3 Análisis Económico

El proyecto genera un ahorro de 400 kW (**3.400MWh/año**) de vapor (0,7 t/h), lo que corresponde a 147 k€/año. Además este proyecto provocaría una reducción de consumo de agua de refrigeración, ya sea porque no se utiliza el E-404-12 o en caso de uso habría que reducir el caudal de agua de refrigeración para ajustar la temperatura a la actual.

Otro beneficio que podría darse si se deja fuera de servicio el E-404-12 es que la entrada a la columna T-406-1 sería a mayor temperatura y por consecuencia se produciría una pequeña reducción de consumo de vapor (0,05 t/h).

Se ha realizado una estimación de la inversión del intercambiador carcasa y tubo de 88m² que se necesitaría. La inversión teniendo en cuenta el coste de instalación sería de 127 k€.

El periodo de amortización sería de 0,9 años.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 960 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
147.000 €/año	127.000 €	0.9 años

Tabla 4.1.1.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.2 Ampliar el E-409-1

4.1.2.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

Unidad 409

El objeto de la Unidad es deshidrogenar el Ciclohexanol obtenido en el proceso de Oxidación de Ciclohexano y que está presente como compuesto mayoritario en la corriente de cabeza de la torre T-406-4 de la unidad de destilación de ciclohexanona, para convertirlo en Ciclohexanona, producto básico para la obtención de la Caprolactama.

E-409-1, E-409-2

La alimentación proveniente de la Unidad de Destilación de Ciclohexanona (U-406), y almacenada en el TK-406-2, llega a la Unidad impulsada por las bombas P-406-17A/B.

La alimentación se precalienta y vaporiza parcialmente en el intercambiador E-409-1, mediante el calor cedido por el efluente del reactor. Posteriormente pasa al intercambiador E-409-2X, que utiliza vapor de alta presión, donde se evapora y alcanza una temperatura algo superior al punto de rocío, con el fin de evitar la condensación de Ciclohexanol.

4.1.2.2 Descripción de la Acción Propuesta

Actualmente la alimentación de la unidad 409 es calentada, de 45°C a 169°C, con el efluente de salida (271°C a 150°C) que debe ser enfriado en el intercambiador E-409-1 (571 kW). Posteriormente este mismo efluente es enfriado mediante agua de refrigeración en el intercambiador E-409-5 (1200 kW) hasta los 54°C.

La corriente que ha sido calentada en el E-409-1 posteriormente es evaporada en el E-409-2 consumiendo vapor (1,5 t/h):

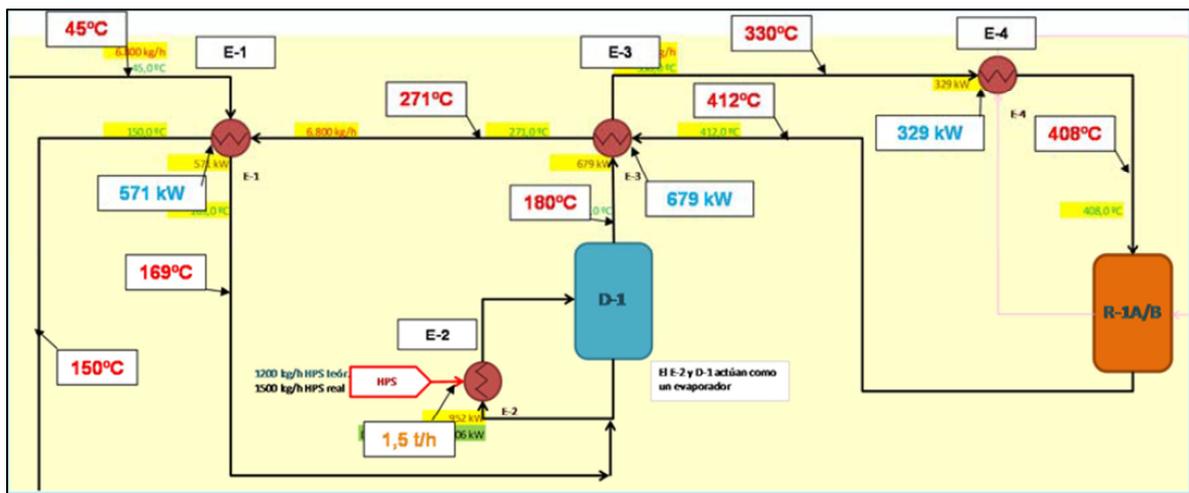


Figura 4.1.2.2.1 Esquema Situación Actual

Este proyecto propone ampliar el intercambiador E-409-1 para disminuir el consumo energético del intercambiador E-409-2. En la nueva situación se alcanzaría una temperatura de 179°C lo que produciría la evaporación parcial de la corriente de entrada a la unidad. La temperatura del efluente de salida sería de 140°C.

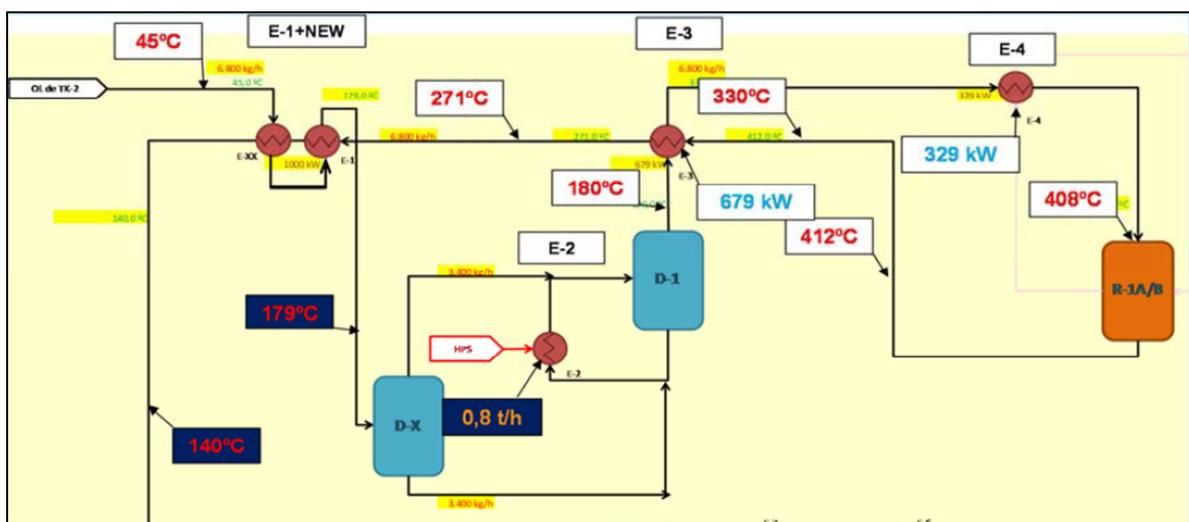


Figura 4.1.2.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

Este proyecto implicaría la instalación de un nuevo intercambiador carcasa y tubo en serie con el actual E-409-1 y del mismo tamaño que este 125 m². Debido a la evaporación que se produciría debido a la ampliación del E-409-1 se recomienda la instalación de un depósito de separación (D-X) para separar la fase gas e introducirla ya directamente en el D-1.

4.1.2.3 Análisis Económico

El proyecto genera un ahorro de 420 kW (**3.570 MWh/año**) de vapor (0,75 t/h), lo que corresponde a 158 k€/año. Además este proyecto provocaría una reducción de consumo de agua de refrigeración en el intercambiador E-409-5 ya que su duty será reducida por lo tanto habría que reducir el caudal de agua de refrigeración para ajustar la temperatura a la actual.

Se ha realizado una estimación de la inversión del intercambiador carcasa y tubo de 125 m² y el botellón de separación que se necesitaría. La inversión teniendo en cuenta el coste de instalación sería de 158 k€. El periodo de amortización sería de 1 año.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 1030 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
158.000 €/año	158.000 €	1 años

Tabla 4.1.2.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.3 Calentar Alimentación a T-406-1 con su Destilado

4.1.3.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

U-406

El propósito de esta Unidad es separar por destilación Ciclohexanona pura, del Ciclohexanol y de los productos de bajo y alto punto de ebullición.

Después de la separación del Ciclohexano, efectuado en la Unidad de Destilación (U-404), en la Unidad de Destilación de Ciclohexanona se eliminan los compuestos de alto y bajo punto de ebullición, obteniéndose también una mezcla rica en Ciclohexanol, el cual se deshidrogena en la U-409 aumentando así la producción de Ciclohexanona.

La Unidad de Destilación de Ciclohexanona separa ésta del resto de productos que la acompañan, obteniendo una calidad para la misma que la hace apta para alimentar a la Unidad de Oximación o para el mercado.

La Unidad consta básicamente de cinco torres que trabajan a una presión inferior a la presión atmosférica.

T-406-1

En la T-1 se eliminan, de la ONA cruda alimentada y procedente del TK-404-1, todos los compuestos pesados: Ciclohexanol y productos de alto punto de ebullición, que quedan en fondo y se envía bajo control de nivel a la T-4.

La cabeza, una vez condensada en el aerorrefrigerante E-1 y los cambiadores E-16 y E-2, se envía a la T-5 para eliminar todos los compuestos de bajo punto de ebullición.

4.1.3.2 Descripción de la Acción Propuesta

Actualmente la alimentación a la torre T-406-1 procede del tanque TK-404-1 y se encuentra a 38°C. La torre de destilación trabaja en un intervalo de temperatura de 127°C (fondo) y 99°C (cabeza). Se puede concluir que la corriente está entrando bastante subenfriada.

Teniendo en cuenta el split de esta columna es del 50% (destilado/alimentación). La condición óptima de la alimentación debería ser a la temperatura intermedia de la columna (113°C). El consumo de vapor en el reboiler E-3A/B es de 2,2 t/h (1200 kW):

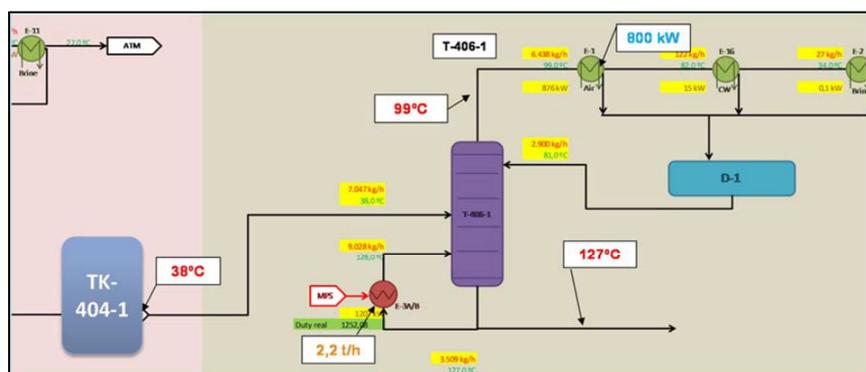


Figura 4.1.3.2.1 Esquema Situación Actual

Este proyecto propone calentar la alimentación hasta los 80°C con los vapores de salida de la torre:

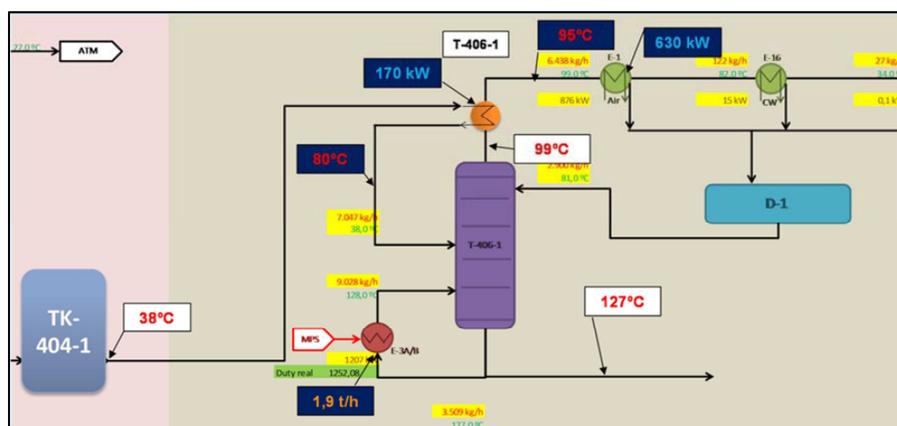


Figura 4.1.3.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

Este proyecto implicaría la instalación de un nuevo intercambiador carcasa y tubo en la salida de la cabeza de la torre T-406-1 de un tamaño de 37 m².

4.1.3.3 Análisis Económico

El proyecto genera un ahorro de 170 kW (**1450 MWh/año**) de vapor (0,3 t/h), lo que corresponde a 63 k€/año. Se ha realizado una estimación de la inversión del intercambiador carcasa y tubo de 37 m² que se necesitaría. La inversión teniendo en cuenta el coste de instalación sería de 70 k€. El periodo de amortización sería de 1 años.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 412 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
63.000 €/año	70.000 €	1,2 años

Tabla 4.1.3.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.4 Utilizar los Vapores del D-402-27 en la T-406-3

4.1.4.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

U-402

La unidad tiene por objeto oxidar de forma controlada el ciclohexano (Cx), para producir fundamentalmente ciclohexanona (ONA), ciclohexanol (OL). La ciclohexanona es uno de los productos intermedios necesarios para la producción de caprolactama. Aparte de los dos compuestos ya mencionados, se obtienen otros subproductos altamente oxidados, que deberán separarse a continuación en las unidades de extracción de ácido U-441 y de saponificación U-403. Para la oxidación se utiliza el oxígeno del aire atmosférico.

El producto de la oxidación contiene solamente un 2% en peso de ONA y un 3.5% en peso de OL, y los subproductos mencionados, siendo mayoritario el Cx no convertido. Se trabaja a una conversión entre el 5.0% y 6.0%, dependiendo de los caudales de aire atmosférico y de ciclohexano reciclado al reactor. Esto indica que sólo reacciona una pequeña parte del Cx que se alimenta al reactor.

La reacción se produce en fase líquida, es decir que el aire burbujea a través de Cx líquido, en presencia de un catalizador.

D-402-27

El CX oxidado procedente de R-1 entra a T-3 expandiéndose. En la T-3, el CX se calienta con MPS en E-15 produciendo una destilación, este CX destilado pasa al E-21 donde se condensa y a su vez cede el calor al CX de fondo de T-4. El CX condensado pasa al D-27 que es el depósito de reflujo y además puede separar el agua decantada. Los gases no condensados van al E-19 donde se enfrían con CW, donde condensan y pasan también al D-27.

Los vapores de CX no condensados en E-19 pasan a través de la PCV-15X al intercambiador de BRINE E-20, donde se termina de agotar el CX que pasa al D-28. Los gases inertes que no han condensado son venteados a la atmósfera a través de la PCV-126.

Del D-27 aspiran las bombas P-16A/B que envían el CX destilado como reflujo a T-3 y como reciclo a T-1.

T-406-3

El fondo de la T-406-5, junto con el producto deshidrogenado procedente de U-409 se alimenta a la T-3; en ella se separa por cabeza Ciclohexanona pura, quedando como producto de fondo la cantidad de ONA necesaria para no tener Ciclohexanol en cabeza. Esta ONA junto con el Ciclohexanol y otros compuestos de alto punto de ebullición se mandan vía P-6A/B junto con el fondo de la T-1 a destilar en la T-4.

4.1.4.2 Descripción de la Acción Propuesta

Actualmente los vapores procedentes del D-402-27 (10,7 t/h a 116°C) son condensado en el E-402-19 (1,2 MW) mediante agua de refrigeración.

Por otro lado, la torre T-406-3, utiliza un reboiler (E-406-9) que consume 4,5 t/h de vapor (2,4 MW) para evaporar el fondo que se encuentra a 99°C:

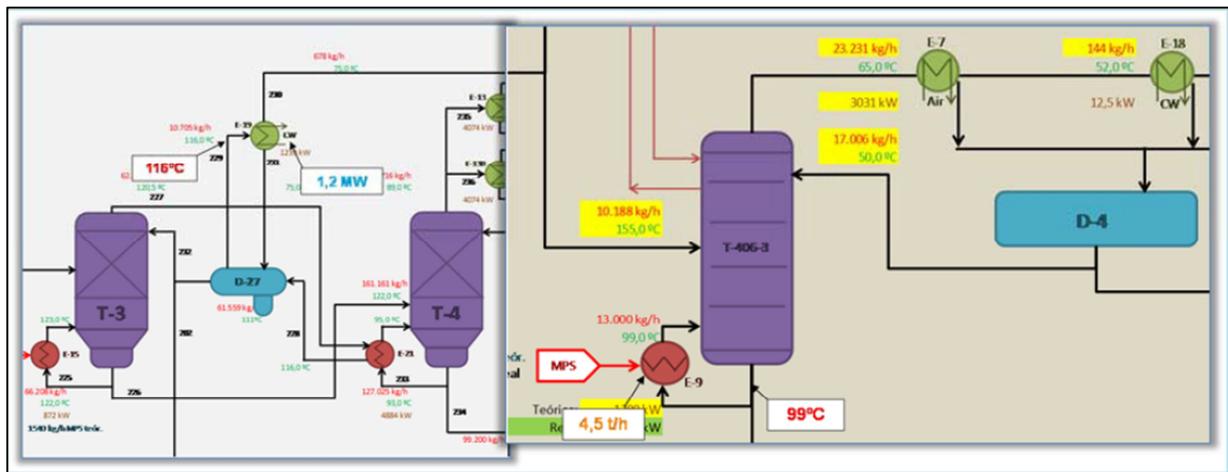


Figura 4.1.4.2.1 Esquema Situación Actual

Este proyecto propone enviar los gases procedentes del D-402-27 para condensar en un nuevo reboiler de la torre T-406-3. Este reboiler trabajaría en paralelo con el que existe actualmente:

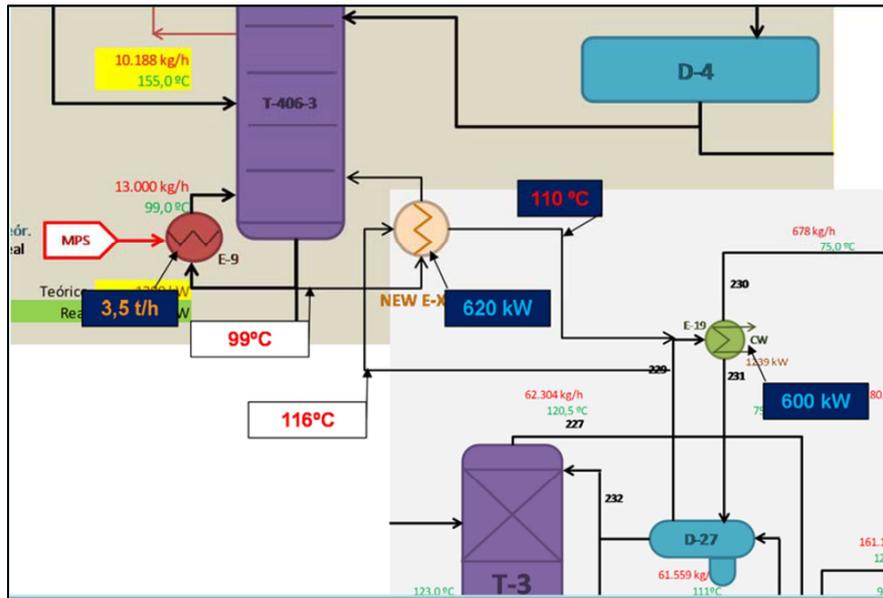


Figura 4.1.4.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

Este proyecto implicaría la instalación de un nuevo reboiler carcasa-tubo en la torre T-406-3 de un tamaño de 160 m².

4.1.4.3 Análisis Económico

El proyecto genera un ahorro de 620 kW (5.270 MWh/año) de vapor (1 t/h), lo que corresponde a 210 k€/año.

Se ha realizado una estimación de la inversión del intercambiador carcasa y tubo de 160 m² que se necesitaría. La inversión teniendo en cuenta el coste de instalación sería de 196 k€. El periodo de amortización sería de 1 años.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 1375 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
210.000 €/año	196.000 €	1 años

Tabla 4.1.4.3.1 Valoración Económica del Proyecto

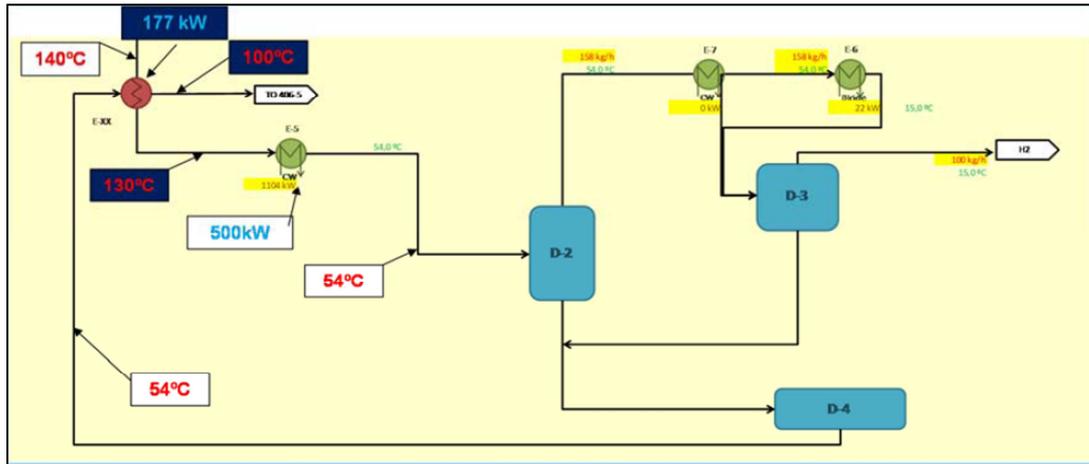


Figura 4.1.5.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

Este proyecto implicaría la instalación de un nuevo intercambiador carcasa y tubo aguas abajo del E-409-5 de un tamaño de 70m².

4.1.5.2 Análisis Económico

El proyecto genera un ahorro de 177 kW (**1.500 MWh/año**) de vapor (0,3 t/h), lo que corresponde a 63 k€/año. Se ha realizado una estimación de la inversión del intercambiador carcasa y tubo de 70 m² que se necesitaría. La inversión teniendo en cuenta el coste de instalación sería de 106 k€.

El periodo de amortización sería de 1,7 años.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 412 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
63.000 €/año	106.000 €	1,7 años

Tabla 4.1.5.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.6 Condensar Vapores del D-404-4 con la Corriente de CX de T-402-1X a D-402-12

4.1.6.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar.

Las unidades U-404 e U-402 se han explicado en los anteriores apartados.

D-404-4

En el depósito D-4 de de la unidad U-404 separa la fase líquida del vapor del Ciclohexano tras pasar por el intercambiador E-404-5.

T-402-1X, D-402-12

La alimentación de ciclohexano a la unidad entra a una torre intercambiadora de calor, T-402-1X, en tres pisos distintos, después de haber sido previamente enfriadas las corrientes que se introducen en los dos lechos superiores. En el lecho intermedio se introduce también el ciclohexano destilado a la salida del reactor de oxidación. En esta torre tiene lugar un intercambio de calor entre el ciclohexano de alimentación y los vapores procedentes del reactor de oxidación. Con ello se consigue elevar la temperatura del ciclohexano líquido alimentado, a la vez que condensa la mayor parte del ciclohexano que llevan los gases.

Los gases que salen del reactor pasan por el intercambiador de calor directo D_12. A continuación, por una caldera de recuperación de calor, E-6, donde se produce vapor de agua de baja presión y, posteriormente, entran en la torre intercambiadora, T-402-1X.

El Cx líquido del fondo de la T-1X entra al D-12 donde intercambia calor con los gases del reactor, antes de llegar al reactor pasa por el E-17 donde se precalienta hasta la temperatura de reacción.

4.1.6.2 Descripción de la Acción Propuesta

Actualmente los vapores del D-404-4 están siendo condensados por el E-404-2, un aerocondensador de una potencia de 1,2 MW.

Por otro lado la alimentación de ciclohexano al reactor procede de la torre T-402-1X que puede operar entre 100°C-108°C. En la actualidad opera a 108°C, pero para el proyecto se ha considerado que opera a 100°C. Esto permitiría trabajar con un caudal mayor de reciclaje sin consumo extra de energía.

Este proyecto propone condensar los vapores del D-404-4 con la corriente de salida de la T-402-1X:

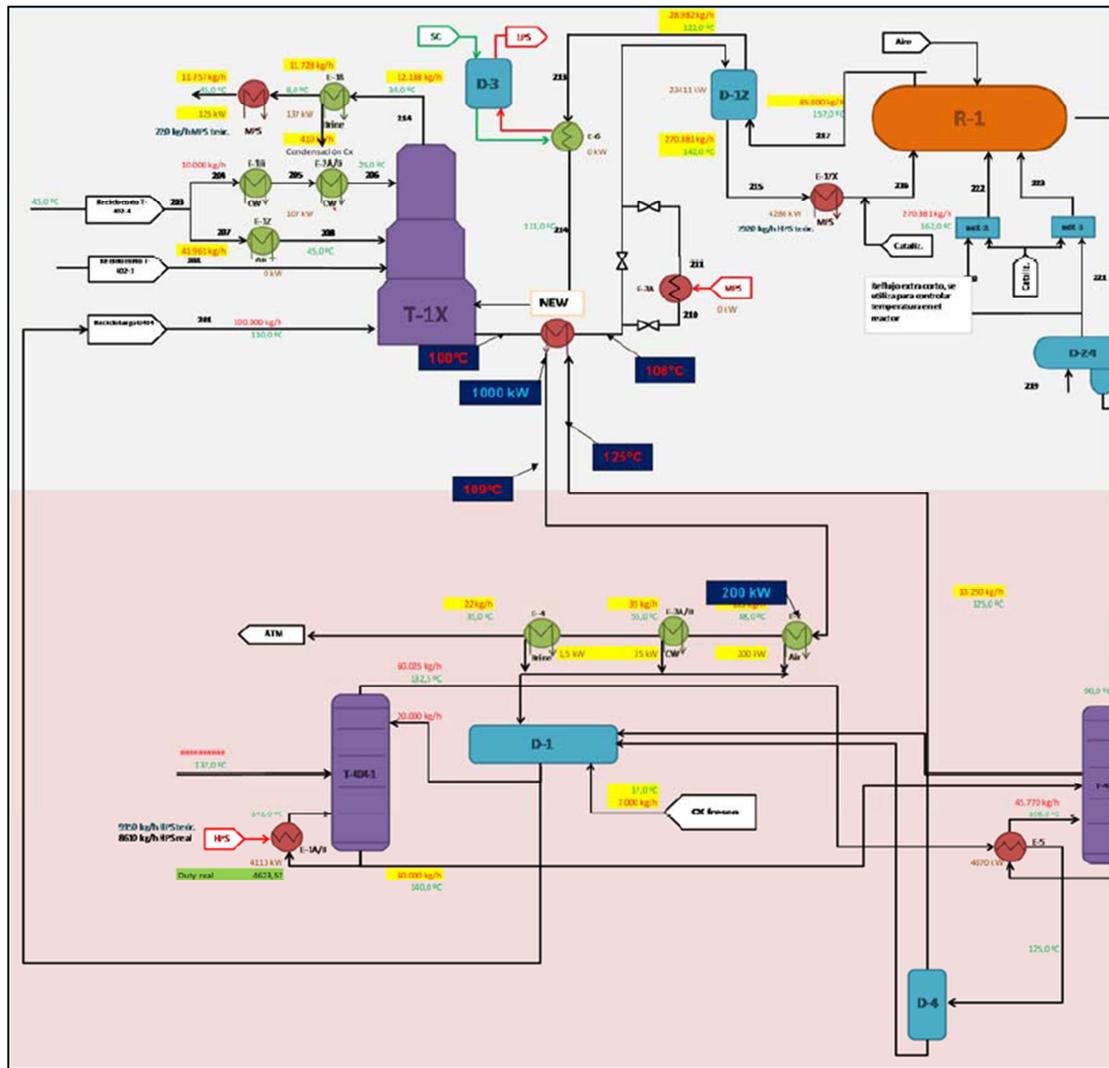


Figura 4.1.6.2.1 Esquema Descripción del Proyecto

Este proyecto implicaría la instalación de un nuevo intercambiador carcasa y tubo en la salida de la torre T-402-1X de un tamaño de 137 m².

4.1.6.3 Análisis Económico

El proyecto genera una potencia recuperada de 1000 kW (Equivalente a 1,7 t/h de vapor y **8500 MWh/año**). Este proyecto provoca mejoras operativas al poder trabajar con menor conversión y por tanto un beneficio para la planta.

Se ha realizado una estimación de la inversión del intercambiador carcasa y tubo de 137 m² que se necesitaría. La inversión teniendo en cuenta el coste de instalación sería de 160 k€.

Disminución Emisiones CO₂

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 2338 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
360.000 €/año	160.000 €	0.5

Tabla 4.1.6.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.7 Condensación Vapores de la T-404-2 con una Corriente en la Unidad de Sulfatos

4.1.7.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

U-433

En la unidad 433 (U-433) se produce la cristalización, secado y separación de cristales de sulfato amónico en dos fracciones de diferente tamaño, las cuales se envían al almacén de Sulfato o unidad 434, para su posterior comercialización.

E-433-1

La solución de sulfato amónico procedente de los tanques de almacenamiento que reciben de la U-421 de Oximación, se alimenta al tanque de aguas madres TK-1, el cual recibe además varias corrientes que contienen sulfato amónico.

El TK-1 tiene agitador, línea de aporte de condensado de proceso y sistema de calefacción externa para asegurar en todo momento un buen mezclado y la redisolución de todos los finos que recibe. La disolución resultante, se pasa con la P-4A/B a la aspiración de la P-1, que mueve el reciclo externo del cristalizador.

El cristalizador D-1 recibe la corriente de reciclo, impulsada por la P-1, previamente calentada con vapor en el E-1. La alimentación se introduce debajo de la hélice del agitador interno MX-1, de forma que se produce un vigoroso mezclado en sentido ascendente por el canal central del D-1.

La unidad U-404 ha sido explicada brevemente con anterioridad.

T-404-2

El producto de fondo de la primera columna constituye la alimentación para la segunda que trabaja a menor presión. El reboiler de la segunda columna se calienta con los vapores de cabeza de la primera y el producto de fondo de la segunda columna constituye la alimentación para la tercera.

Los vapores que salen de cabeza de la segunda columna, ciclohexano puro, son condensados en un sistema de refrigeración y se recogen en el mismo depósito que el ciclohexano condensado en la columna primera, después de pasar por el intermedio D-2, que provee el reflujo a esta segunda torre.

4.1.7.2 Descripción de la Acción Propuesta

Actualmente la cabeza de la torre T-404-2 que se encuentra a 90°C y es condensada por un aerocondensador (5 MW) y un intercambiador de agua de refrigeración (1,6 MW), que trabajan en paralelo.

Por otro lado, en la planta de sulfato existe una demanda térmica para calentar una solución de sulfato amónico desde 74°C a 81,5°C que se realiza con vapor, cuyo consumo es aproximadamente de 10-12 t/h (7 MW):

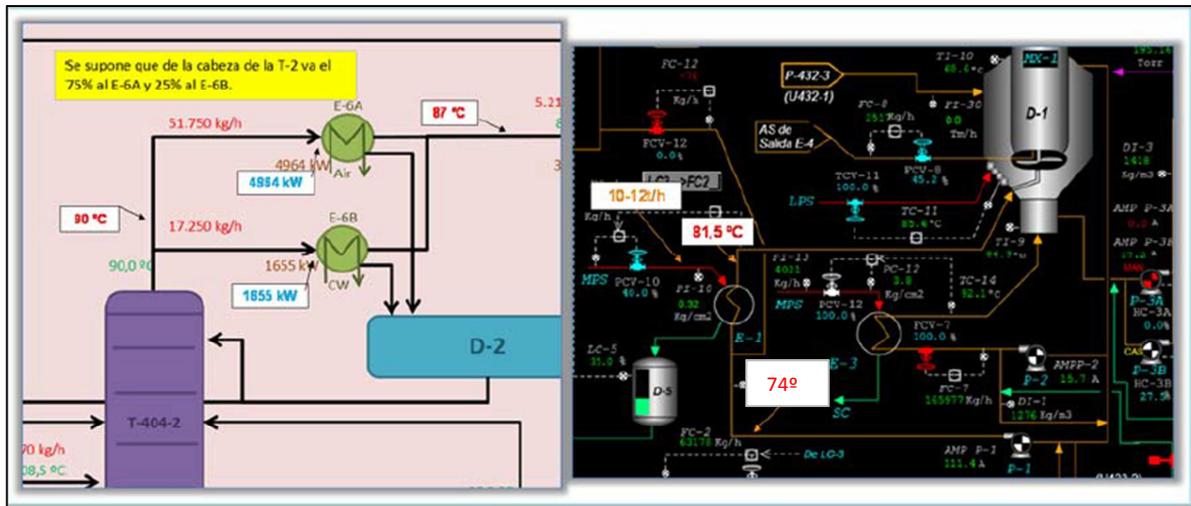


Figura 4.1.7.2.1 Esquema Situación Actual

Este proyecto propone condensar la cabeza de la torre T-404-2 mediante el calentamiento de la corriente de sulfato amónico con el fin de reducir el consumo de vapor en el E-1 de la unidad de sulfatos.

El intercambiador ideal para este tipo de proceso es un carcasa-tubo, la implantación de este proyecto llevaría la instalación de 4 cambiadores (o carcassas) en paralelo. Sería necesario mantener en líneas los condensadores actuales y el intercambiador de vapor que hay en sulfatos para cuando no exista duplicidad de funcionamiento en ambas plantas y por seguridad:

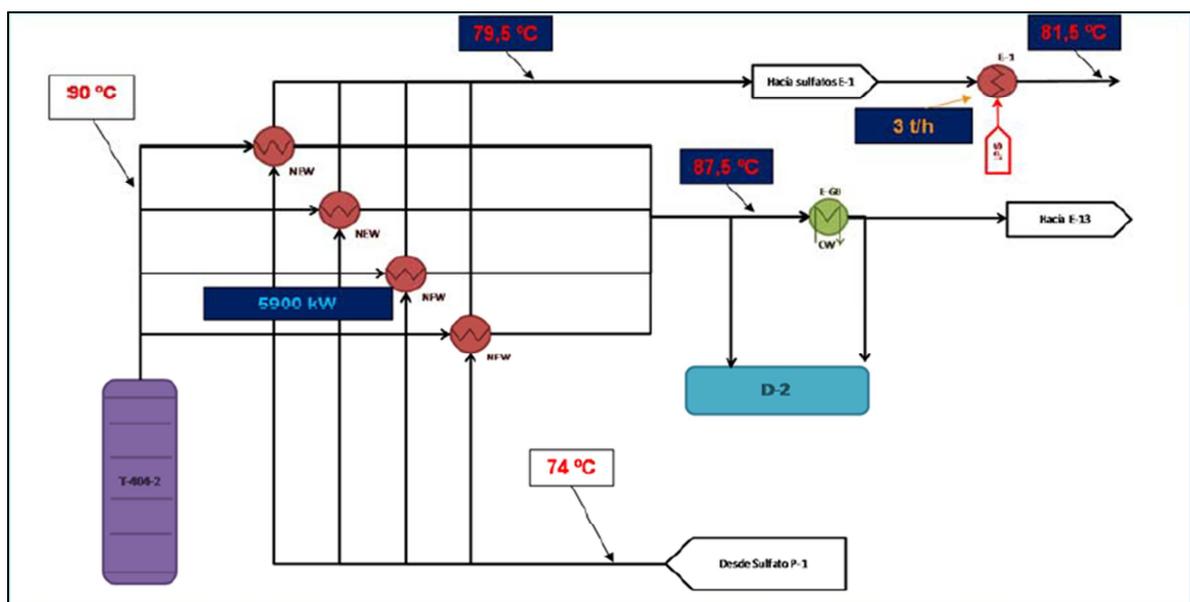


Figura 4.1.7.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

Este proyecto implicaría la instalación de 4 nuevos intercambiadores carcasas y tubos en la salida de la cabeza de la torre T-404-2. El tamaño total requerido es de 886m² (222 m²/carcasa). El intercambiador E-6B se ha considerado necesario por seguridad a máxima carga en ambas plantas. Podría darse la circunstancia que no fuera necesario y con el intercambiador E-13 que hay aguas abajo fuera suficiente.

4.1.7.3 Análisis Económico

El proyecto genera un ahorro de 5900 kW (**50.000 MWh/año**) de vapor (10 t/h), lo que corresponde a 2.100 k€/año. Además se podría eliminar el consumo eléctrico de los aerorrefrigeradores que es de 30 kW (16 k€). Se ha realizado una estimación de la inversión del precio de los intercambiadores para el área total requerida de 886 m² que se necesitaría. La inversión teniendo en cuenta el coste de instalación sería de 1500 k€.

El periodo de amortización sería de 1 años.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 13.758 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
2.116.000 €/año	1.500.000 €	0,5

Tabla 4.1.7.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.8 Precalentar Alimentación a T-406-6 con el Producto de Fondo de T-406-6

4.1.8.1 Breve Descripción de La Unidad a Modificar

T-406-6

Las corrientes acuosas procedentes de diferentes puntos del proceso de producción de Ciclohexanona, tienen un contenido de productos orgánicos que hace imposible su vertido directo, y desaconsejable su envío a la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales.

Para eliminar esos compuestos orgánicos, se procede a su concentración, mediante una destilación que tiene lugar en la torre, T-406-6, y posterior recuperación en el proceso. De esta forma, se consigue una corriente acuosa con bajo contenido de productos orgánicos, que puede ser reutilizada en el proceso, aunque lo normal es ser enviado a la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales.

4.1.8.2 Descripción de la Acción Propuesta

Desde octubre de 2011 se está alimentando a la T-406-6 el producto de TK-408-2A de forma continua, aguas destiladas de la concentración de WL-I. Se trata de una corriente con una media de caudal de 1700Kg/h y una temperatura alrededor de 40°C.

Desde que se trata el producto de TK-2408-2A en la T-406-6, el producto de fondo de esta torre no se recupera en T-402-1X, se vierte directamente a arquetas, con latiguillo metálico. Además el E-406-27, intercambiador de placas cuya función es enfriar el producto de fondo de T-406-6, tiene que trabajar con el bypass bastante abierto para poder controlar la temperatura de salida de CW por debajo de 45-50°C. Esto hace que por el latiguillo metálico se estén vertiendo unos 2700Kg/h a unos 80°C, con el peligro que eso comporta y su correspondiente aporte al incremento de temperatura del influente a PTAR. La propuesta consiste en:

-Integración energética para precalentar la alimentación a T-406-6 (2700Kg/h,48°C) con el producto de fondo de T-406-6 (2700Kg/h, 100°C) enfriando éste antes de entrar al E-406-27, evitando así la necesidad de bypassar éste intercambiador.

-Instalación de línea fija para función que realiza el latiguillo desde 2011.

Los beneficios esperados son:

-Ahorro de consumo de vapor en E-406-25, hervidor de T-406-6.

-Incremento de seguridad, al eliminar un latiguillo por el que pasa producto a temperatura considerable.

-Reducción de temperatura del producto vertido a la red de arquetas (influente PTAR).

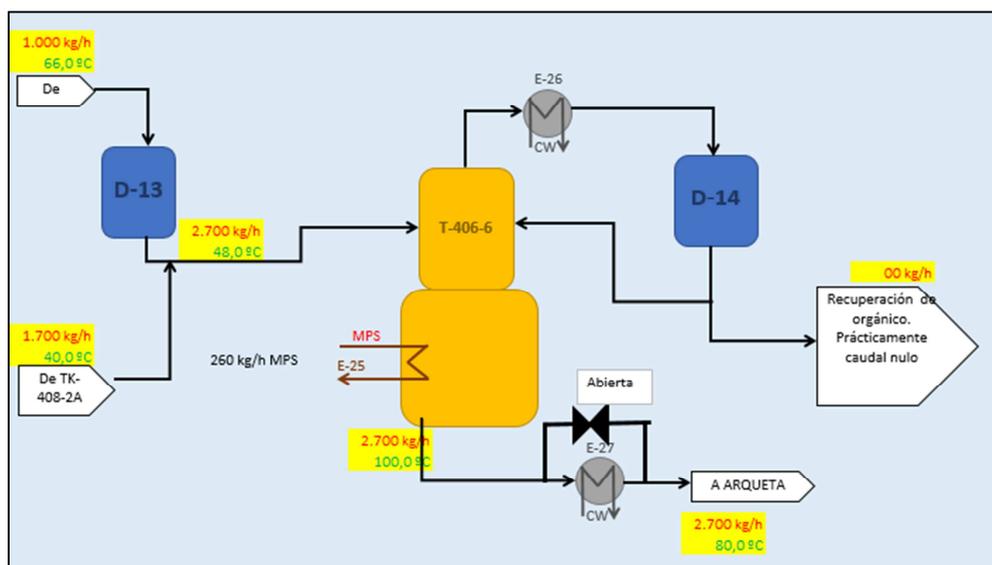


Figura 4.1.8.2.1 Esquema Situación Actual

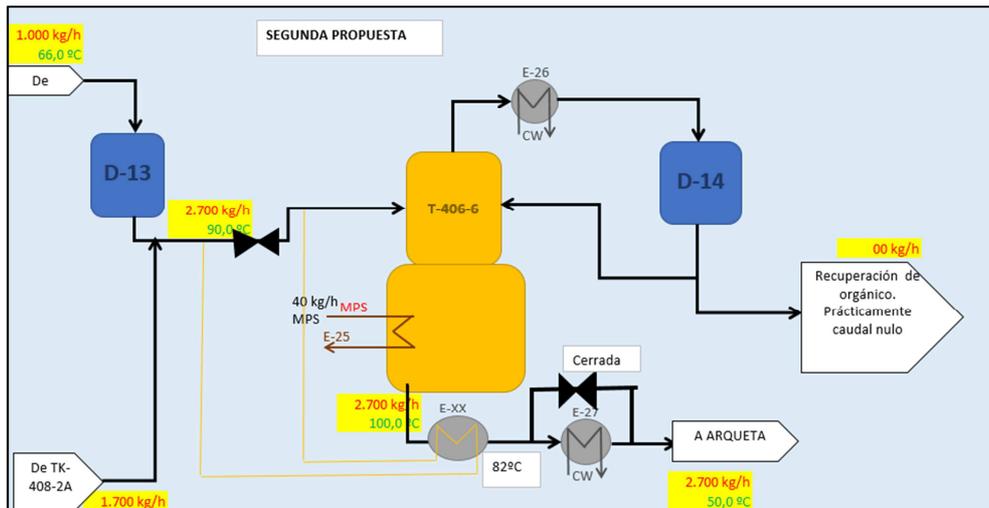


Figura 4.1.8.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

4.1.8.3 Análisis Económico

Ahorro Energético				
Vapor Ahorrado (kW)	Vapor Ahorrado (MWh/año)	Potencia Eléctrica Ahorrada (kW)	Ahorro de Energía Eléctrica (MWh/año)	Ahorro Energético Total (MWh/año)
82	680	3,86	32	712

Tabla 4.1.8.3.1 Ahorro Energético Propuesta

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 330 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
52.000 €/año	35.500 €	0,7 años

Tabla 4.1.8.3.2 Valoración Económica del Proyecto

4.1.9 Aprovechamiento Condensado U-435 para Precalentar Aire a Secador U-433

4.1.9.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

U-435, U433

En la unidad de producción de sulfato amónico granular II, (U-435) se produce la cristalización, secado y separación de cristales de sulfato amónico en dos fracciones de diferente tamaño, las cuales se envían al almacén de Sulfato o unidad 434, para su posterior comercialización.

La alimentación de la U-435 es solución de sulfato amónico procedente toda ella de la unidad de Oximación de Ciclohexanona, U-421, al igual que para la unidad de producción de sulfato amónico cristalino, U-432 y para la unidad de producción de sulfato amónico granular I, U-433; las tres unidades comparten la misma alimentación de producto a procesar.

La U-435, al igual que la U-433, se diferencia de las unidades de cristalización existentes U-431 y U-432, en que se produce un cristal característico por su apariencia redondeada y lenticular, que además es de un tamaño medio superior al cristal producido en las demás unidades. Se trata en suma, de un sulfato con mayor valor añadido, más fluido y manejable como abono sólido.

4.1.9.2 Descripción de la Acción Propuesta

El condensado destilado en la unidad de producción de sulfato amónico granular II, U-435, tras aprovecharse térmicamente en E-435-2 y en E-435-6, todavía tiene una temperatura de unos 80°C al llegar al D-435-4, de donde ya acaba en arquetas, bien directamente o bien a través de U-2408. El caudal medio de este condensado es de 20 m³/h.

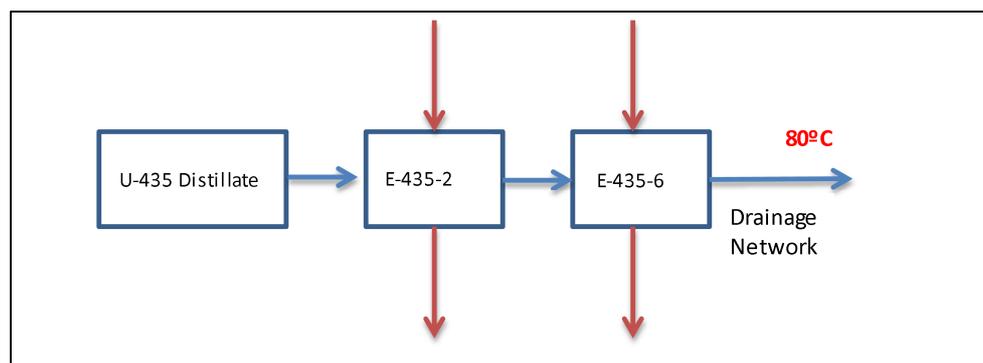


Figura 4.1.9.2.1 Esquema Situación Actual

La propuesta consiste en utilizar este condensado para precalentar el aire para el secador de U-433, M-433-2, antes de enviarse a D-435-4. La línea de este condensado pasa muy próxima a la entrada de aire a E-433-5.

El consumo medio de vapor en el E-433-5 es de 900Kg/h, varía sobre todo con la temperatura ambiente. La temperatura media a la que se calienta el aire es 114°C.

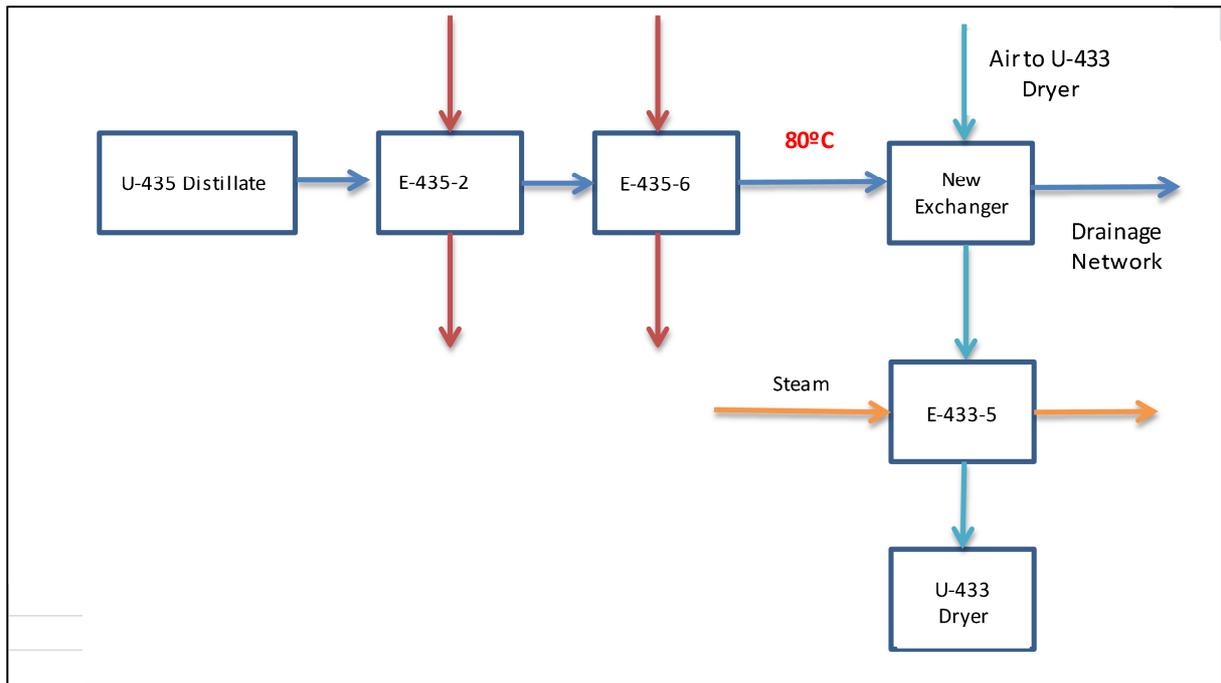


Figura 4.1.9.2.2 Diagrama Descripción Proyecto

4.1.9.3 Análisis Económico

El ahorro energético previsto es de 0,65 Tm/h (**3.400 MWh/año**) de vapor y la inversión ascendería a 90.000 €.

Disminución Emisiones CO2

Tomando la media nacional de 0,39 kg de CO2, por kWh producido, el ahorro energético conlleva una disminución en emisiones de CO2 de 894 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
140.000 €/año	90.000 €	0.65

Tabla 4.1.9.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.10 Recirculación D-432-1

4.1.10.1 Breve descripción de la Unidad a Modificar

El sulfato amónico (SA) que se produce como subproducto en la unidad de Oximación de Ciclohexanona, U-421, se alimenta a la torre T-421-1X para eliminar por diferencia de volatilidades los compuestos orgánicos del sulfato amónico. De esta torre sale a una temperatura superior a 100°C. El sulfato amónico que se obtiene por fondo de la T-421-1X de almacena en los tanques de solución de sulfato amónico TK-432-1B/1C. Parte del calor sensible de esta corriente se pierde antes de ser alimentado a las unidades de cristalización. Uno de los puntos de pérdida de temperatura es la recirculación a través del depósito D-432-1 que retorna al TK-432-1C.

El D-432- 1 es un recipiente con relleno cerámico donde se lava en contracorriente el aire procedente de los secadores de cristales de SA, M-432-5 y M-432-7. Por la parte superior entra la solución de SA, la cual, al descender a través del relleno, arrastra y disuelve las partículas de SA en suspensión que lleva la corriente ascendente de aire procedente de secadores. Actualmente el D-432-1 dispone de un distribuidor con aporte de condensado de proceso, para lavar el relleno cerámico. El aire exento de sólidos sale por la parte superior del D-432-1, aspirado por la soplante B-432-1, que lo envía a la atmósfera a través del separador de gotas D-432-102.

La solución de SA, al ponerse en contacto con aire de secadores, se enfría. Este descenso de temperatura supone un extra-consumo de energía. Se han hecho varias mediciones de temperatura de entrada y salida de solución de sulfato a D-432-1, con distinto caudales. La media da como resultado una pérdida de energía equivalente a 2 Tm/h de vapor, que según la producción de SA cristal resulta un ahorro de vapor de 5600Tm/año de vapor

4.1.10.2 Descripción de la Acción Propuesta

La mejora consiste en modificar el trazado de las líneas existentes para establecer una recirculación en el D-432-1 desde el fondo del D-432-1 mediante el sistema de bombeo existente, P-432-2A/2B, que la impulsará hacia la entrada del D-432-1.

El control de nivel del D-432-1 se realiza con aporte del TK-432-14 (FCV-432-14/36X). Si es necesario más caudal, se abrirá la entrada de condensado (FCV-432-36). La purga del sistema se realizará mediante medida de densidad con el DI-432-10 que controlará la concentración de SA mediante la DCV-432-10 que seguirá enviando a tanques de solución de SA TK-432-1B/C. El caudal de recirculación medido por el FI-432-43 se ajustará manualmente en impulsión de la bomba P-432-2AX, que se sustituirá por renovación.

Se modifica la operación de la unidad U-432, ya que cuando se ponga en marcha esta unidad, se alimentará la solución de sulfato amónico desde las bombas P-432-1 AX/CY a través de la línea de nueva construcción que by-passa el D-432-1.

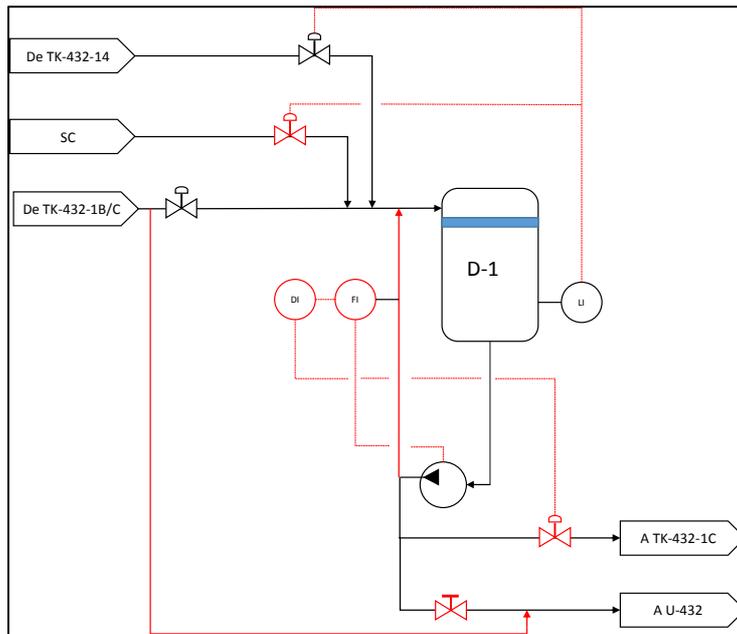


Figura 4.1.10.2.1 Esquema Descripción del Proyecto

4.1.10.3 Análisis Económica

El ahorro energético previsto es de 0,65 Tm/h (**3.400 MWh/año**) de vapor con una inversión que ascendería a 30.000 €.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 894 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
140.000 €/año	30.000 €	0,3 años

Tabla 4.1.10.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.11 Recompresión mecánica de vapor, MVR, en U-433

4.1.11.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

U-433

En la unidad 433, al igual que en la U-435, se produce la cristalización, secado y separación de cristales de sulfato amónico en dos fracciones de diferente tamaño, las cuales se envían al almacén de Sulfato o unidad 434, para su posterior comercialización.

La fuente de calor para el proceso de cristalización es vapor de la red de planta.

La U-435 se diferencia de la U-433 existente en el fluido calefactor. En el caso de la unidad 435, el vapor empleado para evaporar, es el propio vapor generado en el cristalizador pero recomprimido

mecánicamente mediante tres soplantes de vapor en serie. De esta forma se produce un ahorro energético ya que no se pierde el calor latente de los vapores en condensadores de agua de refrigeración.

4.1.11.2 Descripción de la Acción Propuesta

Lo que se pretende es implantar el sistema de calefacción de la U-435 en la U-433 de forma que en lugar de consumir vapor de la red como elemento calefactor, el vapor empleado para evaporar sería el propio vapor generado en el cristizador pero recomprimido mecánicamente mediante soplantes de vapor en serie. De esta forma se ahorraría el calor latente del vapor que se pierde al ser condensado.

4.1.11.3 Análisis Económico

Implantando la medida se conseguiría un ahorro en vapor de la red y en Cooling Water, pero incrementaría el consumo de EE debido a la instalación de soplantes. La inversión final ascendería a unos 3.000.000 €. Se ahorrarían unas 14 Tm/h de vapor de red y 11.776.800 Tm/año de Cooling Water. El consumo de EE extra sería de 12.760 MWh/año. El ahorro económico total, teniendo en cuenta el consumo extra de EE se estima en ser alrededor de 2.200.000 €/año.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
2.200.000 €/año	3.000.000 €	1.4

Tabla 4.1.11.3.1 Valoración Económica del Proyecto

Disminución Emisiones CO2

Tomando la media nacional de 0,39 kg de CO₂, por kWh producido, el consumo extra de EE conlleva un aumento en las emisiones anuales de CO₂ de 5000 T, mientras que teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro en vapor conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 19.261 T.

La disminución total de emisiones es de 14.261 T de CO₂ anuales.

4.1.12 Calorifugado Línea WL_I y Tanque TK-408-1.

4.1.12.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

U-403

En esta unidad se trata con sosa cáustica el producto de la oxidación para conseguir un triple objetivo:

1. Neutralización de los ácidos formados en la reacción de oxidación.
2. Descomposición de los peróxidos (hidroperóxidos) formados en la oxidación, obteniendo ciclohexanol y ciclohexanona.

3. Saponificación de los ésteres producidos en la oxidación con liberación de ciclohexanol.

El producto saponificado consta de dos fases, una orgánica y otra inorgánica, que se separan por decantación.

La fase orgánica en la que se encuentran la ONA y el OL disueltos en Cx, constituye la alimentación a la destilación de ciclohexano (U-404).

La fase inorgánica, llamada "Waste Liquor I" (WL-I) o licor residual, es bombeada a una unidad de combustión de líquidos residuales (U-2408), donde se quema, generándose vapor de agua y solución de carbonato sódico.

U-408

La SG-2048-1X, es una caldera de recuperación, cuyo objetivo es quemar licores residuales I y II, llamados waste liquor I (WL-I) y II (WL-II), así como DMC-MeOH de la U-450 y Residuo Orgánico de la T-423-3. El calor generado en la combustión de los residuos, se usa para la producción de vapor de 15 kg/cm².

4.1.12.2 Descripción de la Acción Propuesta

El WL-I sale de T-403-1 a 100°C, está a unos 90°C en D-403-4. Llega al tanque TK-408-1 a unos 55°C y la temperatura del tanque es 50°C. Este WL-I se concentra en T-2408-1 donde se calienta hasta 120°C.

Esta pérdida de temperatura supone una pérdida de energía equivalente a **250Kg/h** de vapor, que se consume de forma extra en T-2408-301.

Si se aísla térmicamente la línea de WL-I y el TK-408-1 se minimizan estas pérdidas consiguiendo un ahorro de vapor en T-2408-301.

4.1.12.3 Análisis Económico

El ahorro energético estimado es de **1.200 MWh/año**. La inversión ascendería a un total de 18.600 € entre aislar la línea (6000€) y el tanque (12.600€).

Disminución Emisiones CO₂

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO₂, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO₂ de 344 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
50.000 €/año	18.600 €	0.4

Tabla 4.1.12.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.13 Aprovechamiento Energía Humos Horno Hexanodiol F-2440-1

4.1.13.1 Breve Descripción de la Unidad

La U-2440 tiene por objeto disponer de un fluido térmico (aceite térmico, TF) a alta temperatura que suministre el calor necesario en algunos equipos del bloque de hexanodiol, así como para mantener la temperatura de otros utilizándolo en el encamisado de los mismos.

Como fuente de calentamiento del aceite térmico se realiza una combustión de gas natural en el horno F-2440-1. La temperatura de salida de los gases del horno, después de pasar por un precalentador de aceite, es de **350°C**.

4.1.13.2 Descripción de la Acción Propuesta

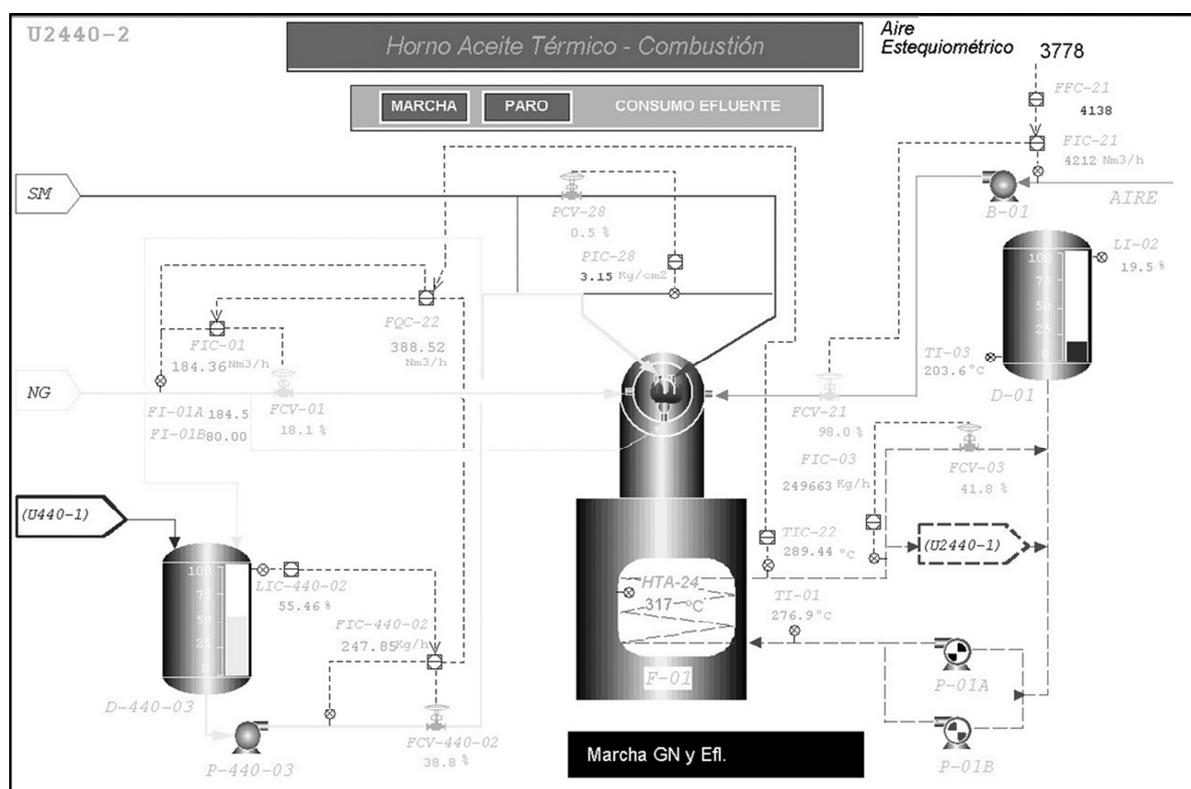


Figura 4.1.11.2.1 Esquema Situación Actual

Se plantea la instalación de recuperación de calor para precalentar el aire al horno con los humos calientes.

El proyecto definitivo consiste en instalar un intercambiador más un cambio de mechero, de tipo disociado, para que pueda soportar la temperatura de entrada del aire.

4.1.13.3 Análisis Económico

El ahorro previsto es de **2.850 MWh/año** y se estima que la inversión sería de 50.000€.

Disminución Emisiones CO2

Tomando la media nacional de 0,39 kg de CO2, por kWh producido, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 570 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
85.000 €/año	50.000 €	0,6

Tabla 4.1.13.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.14 Aprovechamiento Humos de Horno de la U-2408

4.1.14.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

U-2408, SG-2408-1X

La SG-2048-1X, es una caldera de recuperación, cuyo objetivo es quemar Licores residuales I y II, llamados waste liquor I (WL-I) y II (WL-II), así como DMC-MeOH de la U-450 y Residuo Orgánico de la T-423-3. El calor generado en la combustión de los residuos, se usa para la producción de vapor de 15 kg/cm².

El WL-I y residuo orgánico, se alimentan a la caldera a través de 2 lanzas, y el WL-II y DMC-MeOH se alimentan por quemadores.

Al quemar el WL-I, se genera un fundido, mayoritariamente NaCO₃, que se elimina vía la canaleta situada en el fondo de la caldera.

4.1.14.2 Descripción de la Acción Propuesta

Se propone aprovechar el calor de los humos de salida de la caldera SG-2408-1X para precalentar el aire de entrada de la misma (exceptuando el aire terciario). La transferencia térmica es complicada hacerla directamente (por disposición espacial) y para ello se propone usar un circuito cerrado de aceite térmico que realice las funciones de transportador de la energía de un punto a otro.

A continuación se esquematiza la propuesta:

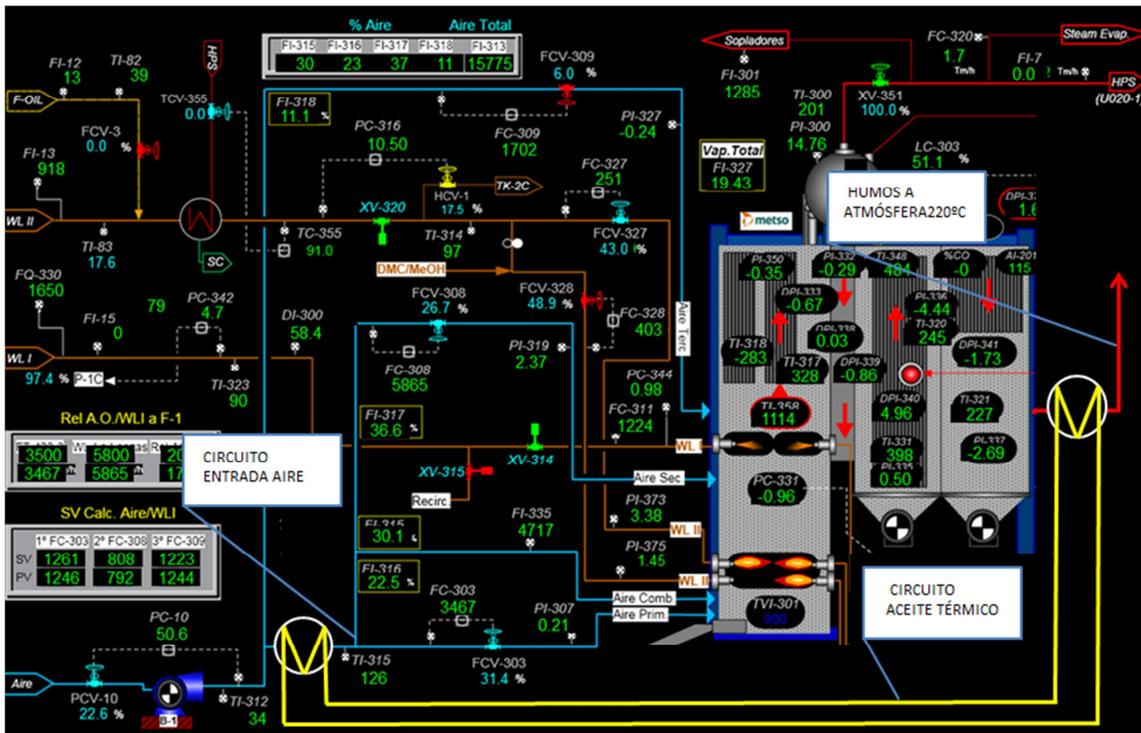


Figura 4.1.14.2.1 Esquema Acción Propuesta

4.1.14.3 Análisis Económico

La medida conllevaría ahorrar aproximadamente 1 Tm/h de vapor (5.270 MWh/año), que se corresponde con la cantidad de vapor que actualmente se consume en E-2 (precalentador de aire). La inversión ascendería a los 400.000 € debido a la necesidad de instalar 2 intercambiadores y a los costes de mantenimiento. El ahorro económico estaría en torno a 212.000 €/año.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 1.375 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
212.000 €/año	400.000€	1.9

Tabla 4.1.14.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.15 Integración Energética en Unidad de Tratamiento Iónico U-429

4.1.15.1 Breve Descripción de la Unidad

U-429

La Unidad 429 tiene por objeto asegurar la calidad de la Lactama final, independientemente de las variaciones de calidad de las materias primas o de los parámetros de operación en otras Unidades aguas arriba del proceso.

Para ello, el Aceite de Lactama obtenido en la Unidad de Transposición (U-422) se hace pasar por una serie de sistemas sucesivos de purificación, que son los que integran esta Unidad.

- Extracción con tolueno
- Reextracción acuosa
- Intercambio iónico
- Evaporación del agua (“triple efecto” + “flash”)

El Producto final de esta Unidad, Extracto de Lactama, es alimentado a la Unidad de Destilación Continua de Lactama (U-2-424), en la que se obtiene la Lactama final.

E-429-8

En el sistema tratamiento de resinas iónicas de la unidad de Purificación de Lactama, U-429, la corriente de Lactama a tratar, procedente de la re-extracción con agua que se almacena en el tanque pulmón TK-429-1, llega con una temperatura de 80°C aproximadamente. Esta corriente debe enfriarse por requerimiento técnico de funcionamiento de las resinas, cuya temperatura máxima de operación es de 60°C. Para ello, esta corriente previo a su entrada en el sistema de resinas se hace pasar al enfriador E-429-8 donde se refrigera mediante agua de refrigeración (CW). Una vez acabado el tratamiento en resinas iónicas, esta misma corriente se tiene que volver a calentar en el triple efecto (E-429-18+E-429-10+E-429-11).

4.1.15.2 Descripción de la Acción Propuesta

La propuesta consiste en enfriar la corriente de entrada de la Lactama a resinas con la corriente de salida de la unidad, de forma que esta última se precaliente antes de entrar a la unidad de eliminación de agua por destilación en triple efecto. Ahorrando así CW en E-429-8 y vapor en el triple efecto.

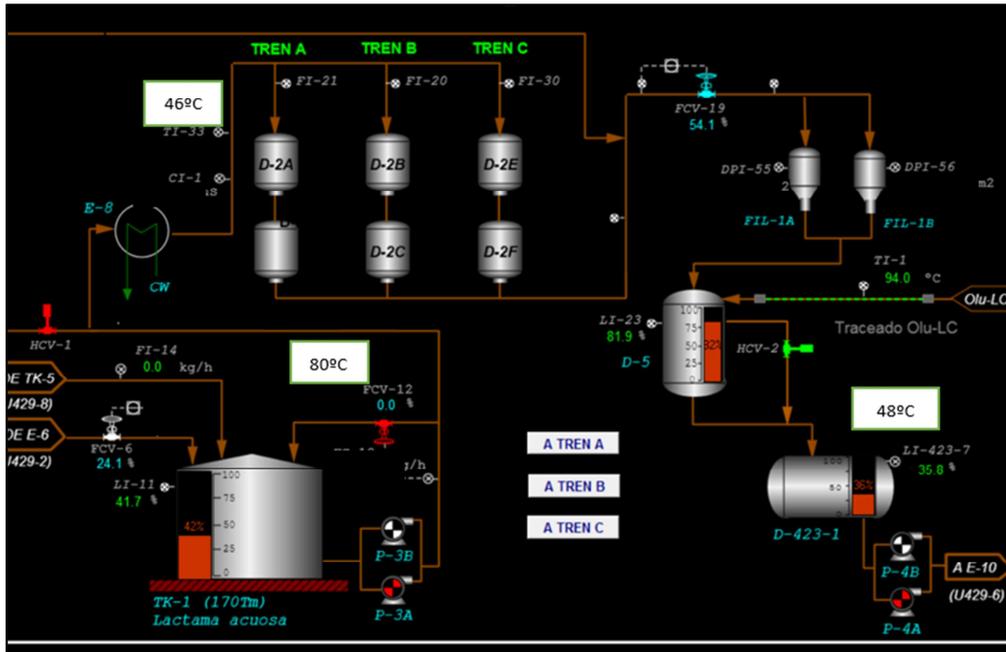


Figura 4.1.15.2.1 Esquema Situación Actual

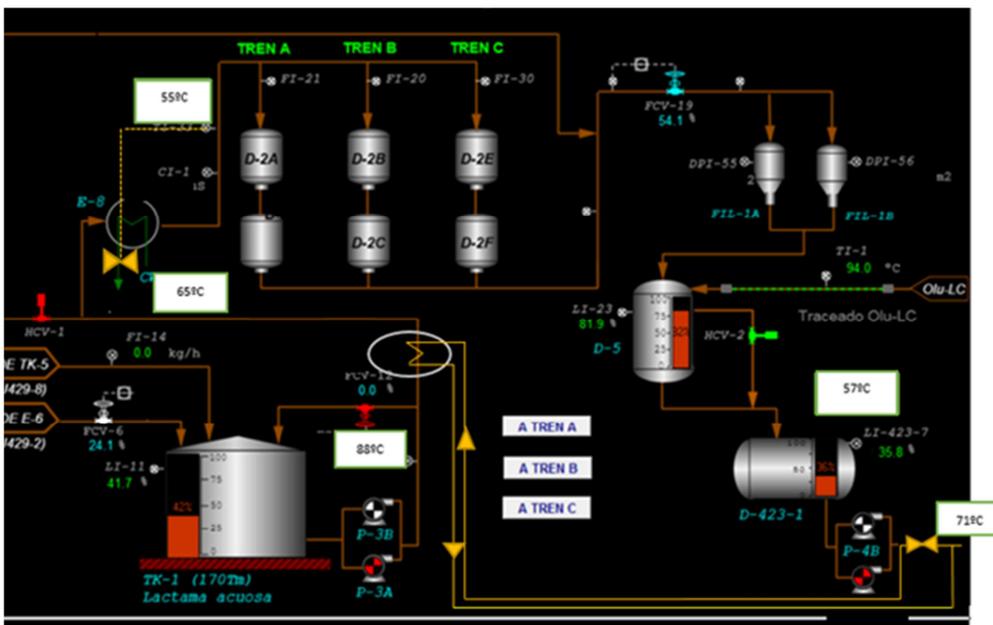


Figura 4.1.15.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

La propuesta como indica el gráfico es precalentar la salida de la etapa de resinas (impulsión P-429-4) con el producto del TK-429-1 (impulsión de P-429-3), enfriando esta última antes de entrar al E-429-8, a una temperatura adecuada para el tratamiento de resinas (máximo de 60°C). Energéticamente interesa que esta temperatura sea lo más alta posible. Los cálculos se han hecho con una temperatura de entrada a resinas de 55°C.

Las nuevas temperaturas serían (teniendo en cuenta que se lleva a cabo la integración de T-429-2, propuesta 14):

	Temperatura TK-1 (°C)	Temperatura antes E-8 (°C)	Temperatura entrada resinas (°C)	Temperatura tras recibir producto UEP (°C)	Temperatura alimentación triple (°C)
Situación actual	80,0	80,0	47,0	49,2	49,2
Situación propuesta	88,0	73,3	55,0	57,2	71,0

Tabla 4.1.15.2.1 Cambios de Temperatura Nuevo Diseño

4.1.15.3 Análisis Económica

El ahorro estimado es de 1,42 Tm/h (7.000 MWh/año) de vapor.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 1.953 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
285.000 €/año	75.000 €	0,3 años

Tabla 4.1.15.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.16 Integración Energética en Triple Efecto. Calentar la Alimentación a Flash con Condensado de D-429-8 (Condensado de T-429-4)

4.1.16.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

Triple Efecto

El sistema principal de evaporación de agua es un sistema denominado de “triple efecto” porque, constando de tres equipos de evaporación, únicamente es necesario aportar vapor al primer equipo, mientras que el fluido calefactor para los dos siguientes son vapores de cabeza del efecto anterior.

4.1.16.2 Descripción de la Acción Propuesta

La segunda torre del triple efecto, T-429-4, trabaja a con una temperatura de cabeza de entre 125 y 128°C, condensa en el E-429-13 (hervidor de la T-429-5) y se recoge el condensado en el depósito D-429-8, desde donde se envía con control de nivel al tanque de condensados TK-429-2. Este condensado tiene una temperatura medida de 118°C aproximadamente.

Por otra parte, el fondo de última torre del triple efecto, T-429-5, tiene una temperatura de unos 70°C, y se calienta por encima de 120°C para entrar a los depósitos “flash” utilizando vapor para ello.

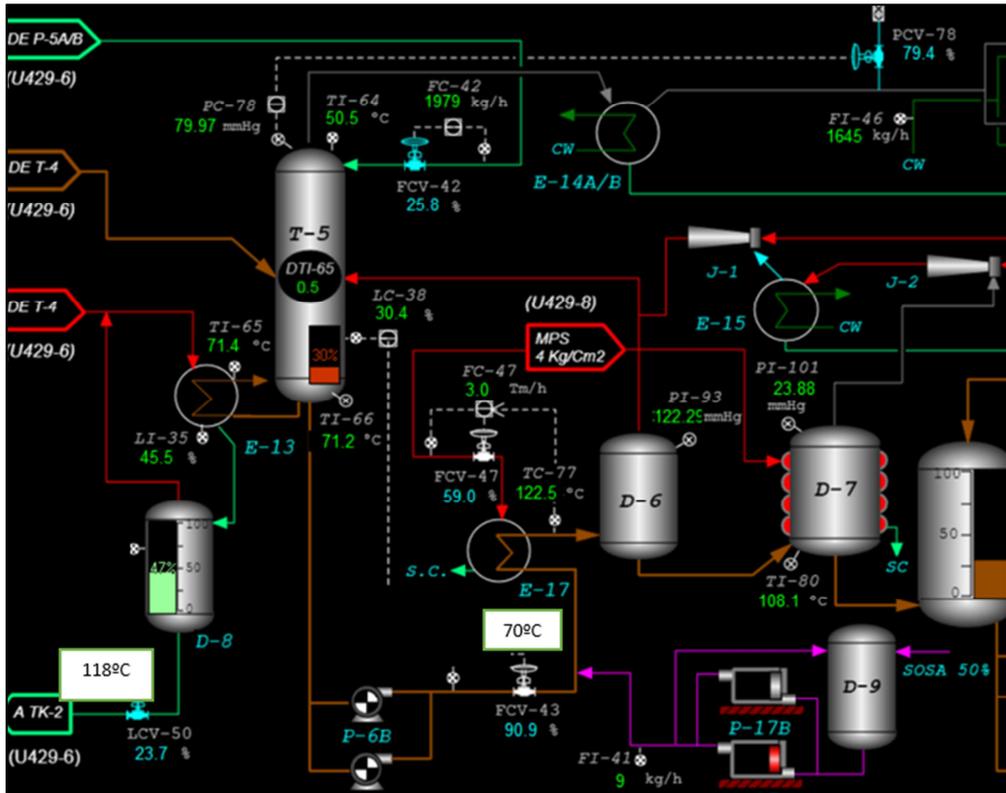


Figura 4.1.16.2.1 Esquema Situación Actual

Se plantea utilizar el condensado de proceso del depósito de D-429-8 (118°C) para calentar la corriente de alimentación de Lactama concentrada flash (70°C). Para ello, se instalará un intercambiador de calor entre este depósito y el TK-429-2 y un nuevo sistema de bombeo para poder desalojar este condensado a lo largo del nuevo trazado.

De esta forma se ahorrará vapor en el precalentador de la alimentación al flash, E-429-17, y por el contrario habrá un extra consumo eléctrico de la bomba y una ligera menor temperatura de reflujos, al bajar la temperatura de TK-429-2.

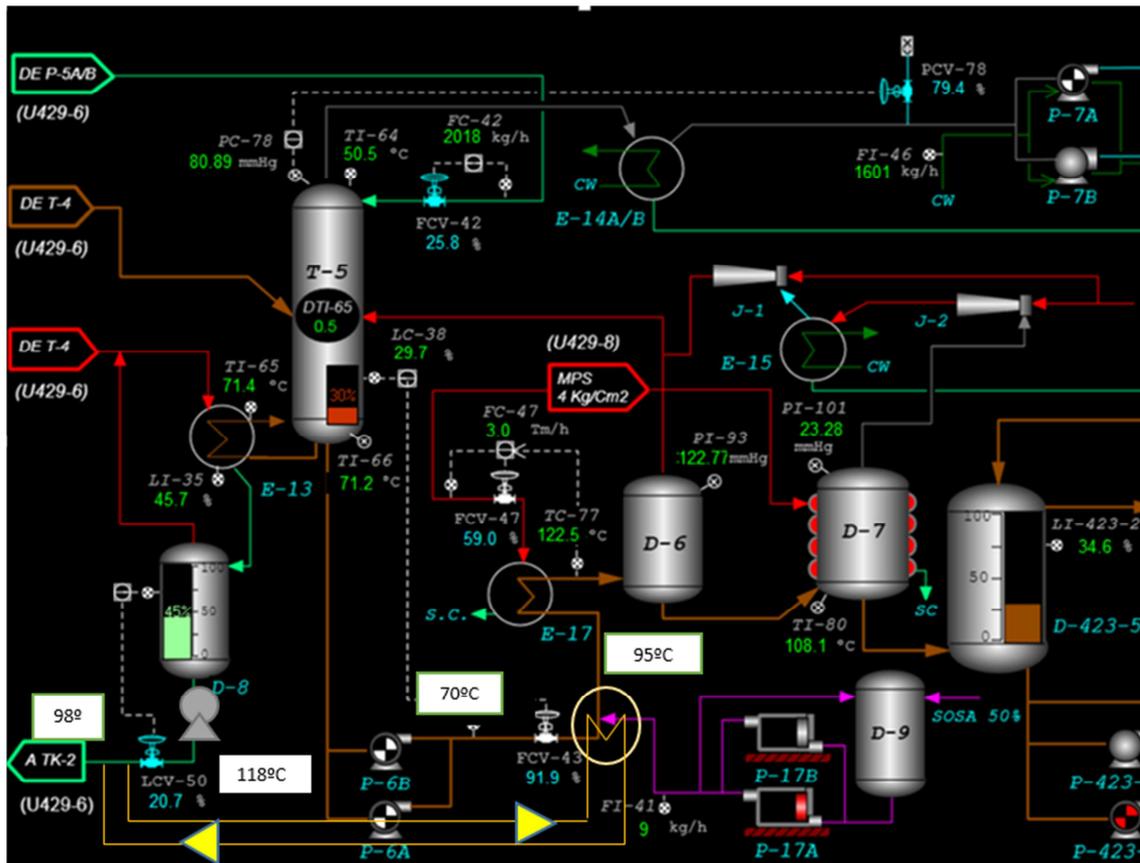


Figura 4.1.16.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

4.1.16.3 Análisis Económico

El ahorro previsto es de 0,3 Tm/h (**1.750 MWh/año**) de Vapor. La inversión total estimada asciende a 56.000 €.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 412 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
72.000 €/año	56.000 €	0,8

Tabla 4.1.16.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.17 Precalentar la Alimentación de T-429-2 con los Gases de Cabeza de la misma

4.1.17.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

La torre T-429-2 elimina, por destilación azeotrópica, el tolueno presente en el fondo de la torre T-423-5, que contiene Lactama acuosa con un cierto contenido de Tolueno, para que no pase a la siguiente etapa de intercambio iónico por constituir una impureza con efecto nocivo sobre las

resinas de intercambio iónico. Por la cabeza de la torre saldrá una mezcla de tolueno y agua con trazas de lactama (alrededor de 2000 ppm); y por el fondo de la torre saldrá una mezcla de lactama y agua con trazas de tolueno (alrededor de 4 ppm).

La alimentación, procedente del fondo de la torre T-423-5, se precalienta con los intercambiadores E-429-6 y E-429-5. El primero de ellos, E-429-6, precalienta la alimentación, que entra a 55°C aprox., aprovechando el calor cedido por el fondo de la T-429-2, que sale a 102°C aprox. La corriente precalentada pasa al segundo intercambiador, E-429-5, que calienta con vapor de media presión. Actualmente la alimentación pasa por dicho intercambiador pero no calienta con vapor de media presión, por lo que simplemente actúa como tubería entre E-429-6 y la torre T-429-2. Finalmente, se alimenta a la torre T-429-2 a 78°C aprox.

Una vez ha entrado la alimentación a la torre, se tiene que calentar hasta la temperatura a la que se lleva a cabo la destilación azeotrópica. Dicho calentamiento se lleva a cabo con el intercambiador E-429-7, que calienta con vapor de media presión. La corriente del fondo de la torre se utiliza, como ya se ha comentado, en precalentar a entrada en el intercambiador E-429-6; y la corriente de cabeza de la torre se enfría en el intercambiador E-429-1 con agua de refrigeración.

Dicho proceso se puede observar el siguiente esquema:

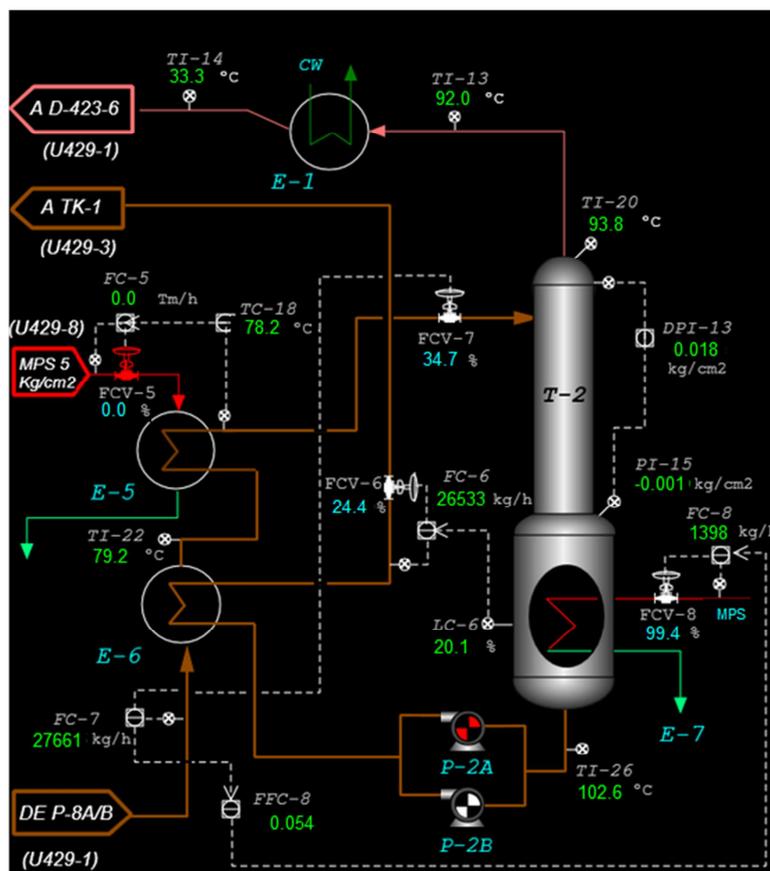


Figura 4.1.17.1.1 Esquema detallado T-429-2

4.1.17.2 Descripción de la Acción Propuesta

La nueva configuración de intercambiadores que se pretende implantar consiste en hacer pasar la corriente de entrada por los tubos del intercambiador E-1, dejando la corriente de cabeza de la torre pasar por la carcasa, como ocurre actualmente. Así, se precalienta la entrada, gracias a la condensación de la corriente de la cabeza de la torre y la disminución de su temperatura hasta 62°C. La salida de los tubos del E-1 pasa a la carcasa del E-6, la que se sigue precalentando con el fondo de la torre, que pasa por los tubos, tal y como ocurre actualmente.

Por último, la salida de la carcasa del E-1, correspondiente a la corriente procedente de la cabeza de la torre, se pasa por el E-5, para disminuir su temperatura desde 62°C hasta 35°C, y así asegurar la condensación del tolueno. Para ello se utilizaría CW por tubos de E-5.

Como consecuencia de la nueva configuración, a parte del ahorro de vapor se consigue, indirectamente, un ahorro de agua de refrigeración. Este ahorro se produce debido a que en la configuración actual se utiliza dicho recurso en el intercambiador E-1 para condensar y enfriar la corriente de cabeza de la torre desde 92°C hasta 35°C y, sin embargo, en la nueva configuración, en el intercambiador E-1 se condensa y disminuye la temperatura desde 92°C hasta 62°C, lo que corresponde a la mayor parte de su energía, y después se utilizará agua de refrigeración en el intercambiador E-5 para disminuir la temperatura de 62°C hasta 35°C.

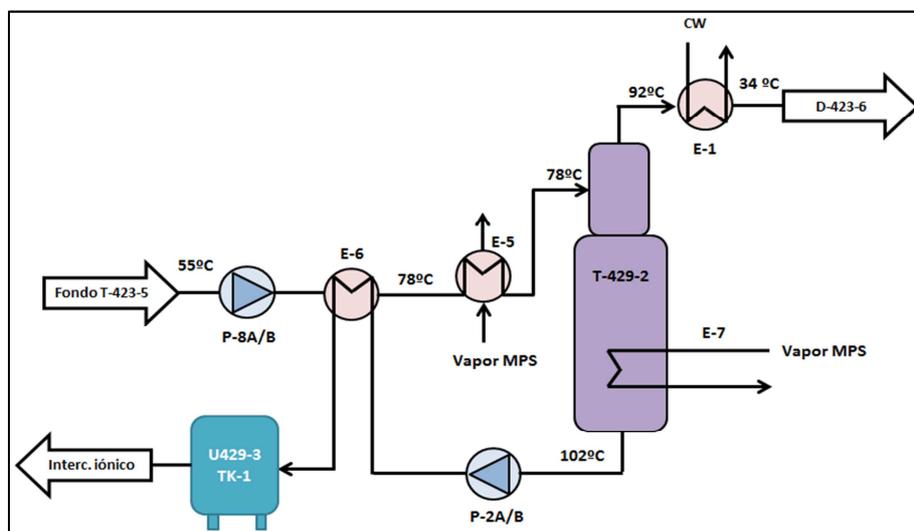


Figura 4.1.17.2.1 Esquema Situación Actual

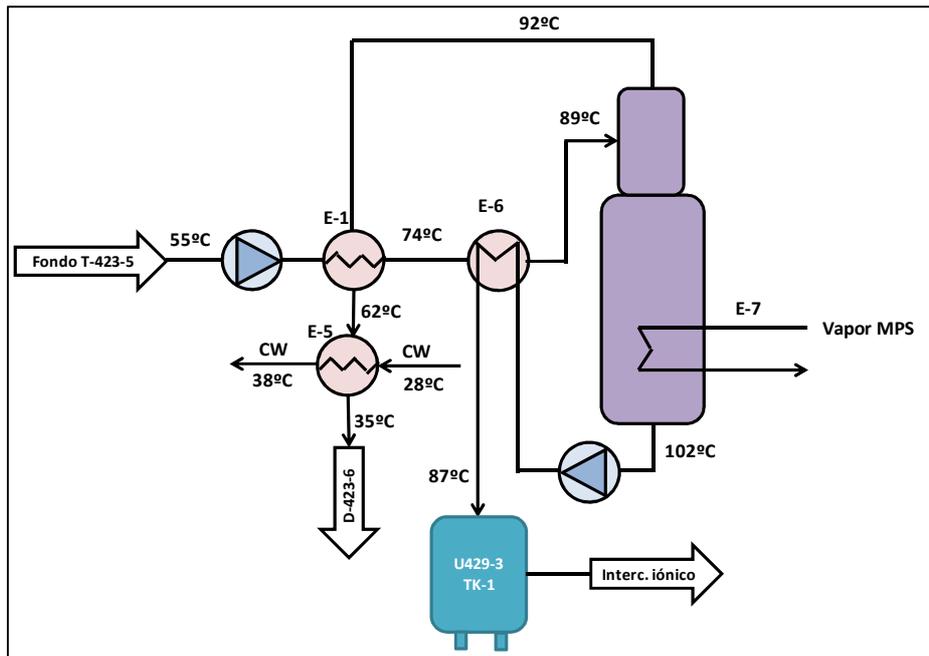


Figura 4.1.17.2.2 Esquema Descripción del Proyecto

4.1.17.3 Análisis Económica

El ahorro energético estimado es de 0,35 Tm/h (**1.800 MWh/año**) de vapor y la inversión ascendería a 70000 €.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 481 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
75.000 €/año	70.000 €	1 año

Tabla 4.1.17.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.18 Instalación de Variadores de Frecuencia en una Serie de Motores de la Planta

4.1.18.1 Descripción de la Acción Propuesta

Tras un estudio del ahorro potencial que tendría la instalación de variadores en un listado preliminar de motores (seleccionado por potencia motor y por posibilidad de cambio de control de válvula automática a variador), se propone el cambio de los que tienen mejor retorno de la inversión y en los que no hay problema de instalación en subestación.

El cálculo del ahorro se ha hecho teniendo en cuenta aperturas de trabajo, presiones, caudales, medidas de consumos eléctricos...

4.1.18.2 Análisis Económico

Motor	Ahorro Energético (MWh/año)	Ahorro Económico (€/año)	Inversión: Oferta+30%(instalación). €	Retorno(años)
B-2412-1B	518	20.000	10.010	0,50
B-2412-1C	383	14.000	10.010	0,72
B-414-1	355	13.000	6.760	0,52
B-2408-1	278	10.000	2.730	0,27
P-429-7A/B	194	7.500	4.680	0,62
GLOBAL	1.728	64.500	34.190	0,53

Tabla 4.1.18.2 Valoración Económico-Energética del Proyecto

Disminución Emisiones CO2

Tomando la media nacional de 0,39 kg de CO2, por kWh producido, el ahorro energético conlleva una disminución en emisiones de CO2 de 670 T.

4.1.19 Integración Energética en la Unidad 644

4.1.19.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

Unidad 644

La Unidad tiene por objeto el secado de los pellets de nylon hasta una cantidad de agua inferior a 0.07% en peso.

El contenido de agua en el nylon producido es un parámetro importante de calidad. Contenidos de humedad superiores al valor indicado, que es la especificación interna de calidad del nylon de UBE, provoca un efecto plastificante en el producto acabado, alterando sus propiedades mecánicas.

Para obtener el grado de secado especificado, sin degradar los pellets térmicamente o por oxidación, el proceso de secado debe realizarse mediante el efecto del calor y el vacío en atmósfera de nitrógeno.

Este proceso se realiza en continuo en un circuito cerrado de circulación de nitrógeno caliente a contracorriente en tres equipos principales, un calentador de lecho fluidizado, un secador vertical y un enfriador de lecho fluidizado.

T-644-1-2

Después de circular el nitrógeno caliente a contracorriente para evaporar el agua de los pellets, esta se mezcla con el flujo de gas en forma de vapor de agua. Al ser un circuito cerrado hay que eliminar el vapor del flujo de gas nitrógeno. Para ello se hace pasar la corriente por unas torres enfriadoras (T-1, T-2) la función de las cuáles es condensar el agua de la corriente, así eliminándola.

4.1.19.2 Descripción de la Acción Propuesta

Lo que se pretende es calentar la corriente fría de gas nitrógeno de T-2 a E-4 con la corriente caliente que entra a esta torre. Ahorrando así cooling water en las torres y energía térmica en E-644-4 y E-644-2 (consumen HW y vapor respectivamente).

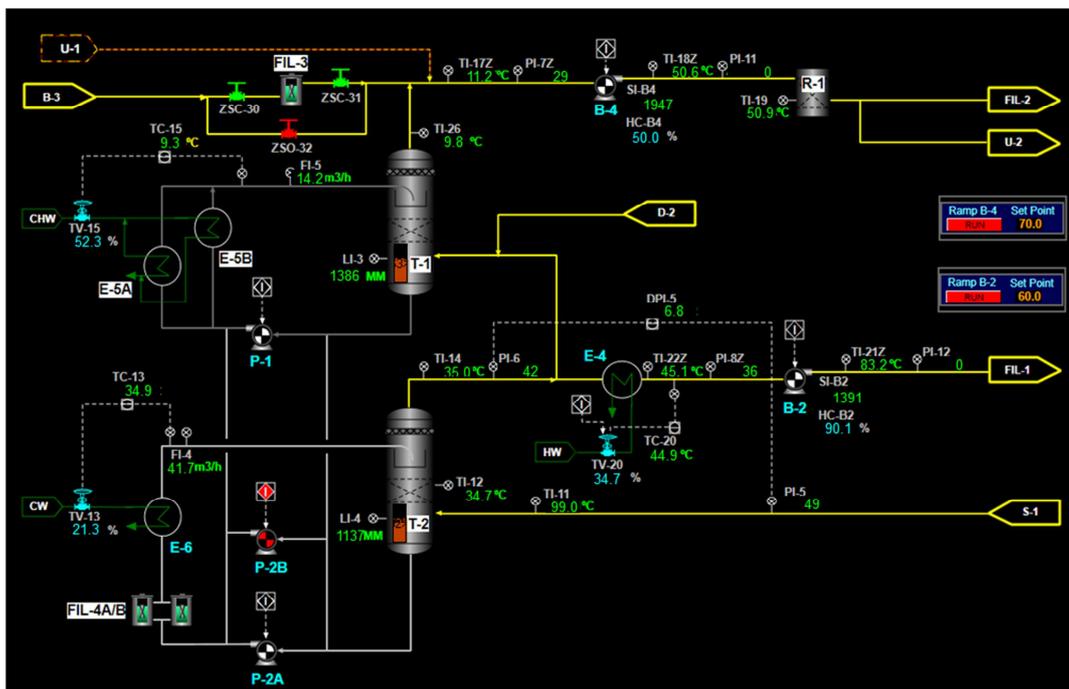


Figura 4.1.19.2.1 Esquema Situación Actual

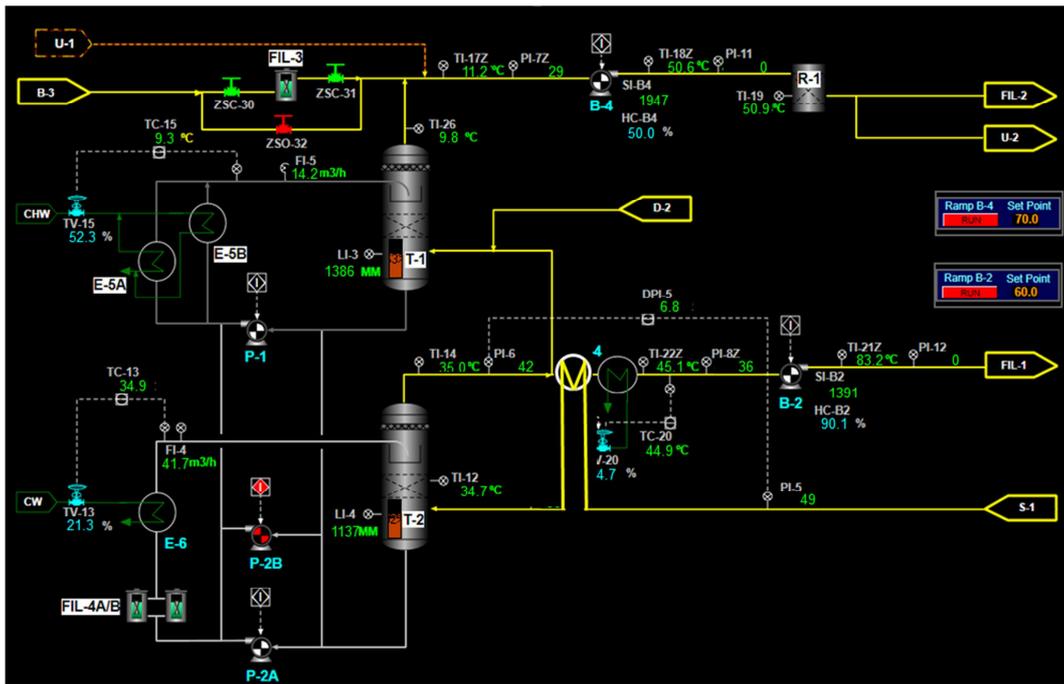


Figura 4.1.19.2.2 Esquema Acción Propuesta

4.1.19.3 Análisis Económico

-Corriente fría de T-2 a E-4

Integrando la corriente caliente de gas nitrógeno con esta corriente fría se conseguiría un ahorro de 1.315 Tm/año (**790 MWh/año**) de vapor, lo que equivaldría a un ahorro económico de 33.000€/año. La inversión ascendería a 50.000€.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 212 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
33.000 €/año	60.000	1.85

Tabla 4.1.19.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.20 Transporte de Pellets de la Unidad de Lavado a la Unidad de Secado mediante Atmósfera de Nitrógeno.

4.1.20.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

En la actualidad, los pellets de la unidad de producción de nylon, Olive 1, después de ser lavados en la unidad 613 se transportan a la unidad de secado U-644. Los pellets salen de la unidad de lavado a 95°C y se enfrían con agua desmineralizada hasta 50°C antes de ser transportados. En el secador

vuelven a ser calentados a 120°C. Esto se hace debido a que el transporte se realiza en una atmósfera de aire y la temperatura de los pellets tiene que ser inferior a 50°C para evitar la oxidación del producto.

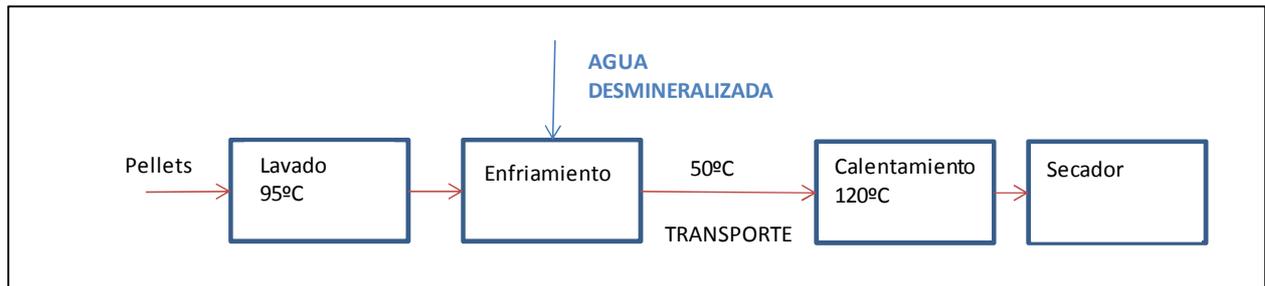


Figura 4.1.20.1.1 Esquema Situación Actual

4.1.20.2 Descripción de la Acción Propuesta

Se propone transportar los pellets de la unidad de lavado a la de secado en una atmósfera de nitrógeno gas. Para ello se debería preparar una instalación de transporte neumático con nitrógeno en un circuito cerrado.

Este cambio en el proceso productivo eliminaría por completo la necesidad de enfriar los pellets antes de ser transportados ya que al estar en una atmósfera inerte no sufrirían degradación alguna. Se reduciría el consumo de vapor para calentar la corriente en el secador.

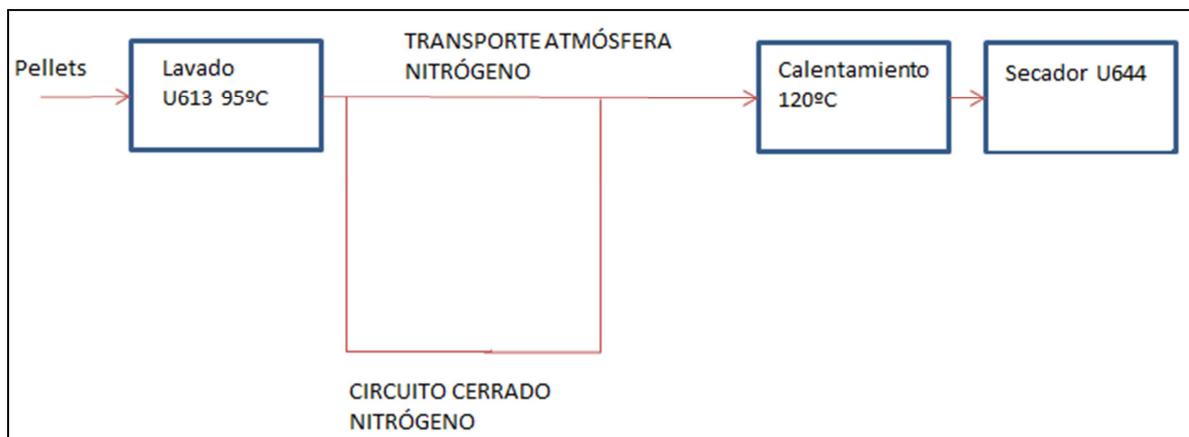


Figura 4.1.20.2.1 Esquema Descripción Proyecto

4.1.20.3 Análisis Económico

El proyecto generaría un ahorro de vapor de 1130 Tm/año (680 MWh/año) lo que equivaldría a unos 30.000 € de ahorro económico anual. A esto habría que restarle los costes que supondrían las pérdidas de nitrógeno en el circuito cerrado que se han estimado en 3.000€ anuales. La inversión ascendería a 100.000€.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 183 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
30.000 €/año	100.000	3,3

Tabla 4.1.20.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.1.21 Integración Energética en las Unidades de Polimerización del Nylon

4.1.21.1 Breve Descripción de la Unidad a Modificar

U-612, U-642

En estas unidades, las materias primas tratadas en la sección 611 reaccionan para producir los diferentes grados de polímero deseados. Existen tres pasos principales:

1. Dosificación de materias primas: las diferentes materias primas como la caprolactama, la sal de nylon, el slurry de ADA y el catalizador se dosifican en las proporciones requeridas para la fabricación de cada uno de los grados.
2. Polimerización: reacción de las materias primas para formar el polímero fundido. La reacción consta de dos fases, una a presión atmosférica y otra a vacío que se realizan en dos reactores diferentes.

En la primera fase, las materias primas se alimentan al reactor R-1 dónde se va produciendo lentamente la reacción de polimerización.

Por la cabeza del reactor se evapora agua que se condensa parcialmente en el intercambiador E-2X con CW. El condensado se introduce de nuevo por la cabeza del reactor como reflujo. El vapor que queda sin condensar se hace pasar por el intercambiador E-3 donde precalienta un flujo de agua desmineralizada. Esta corriente se calienta finalmente en el intercambiador E-613-6, con vapor, para ser utilizada posteriormente, en la unidad de lavado.

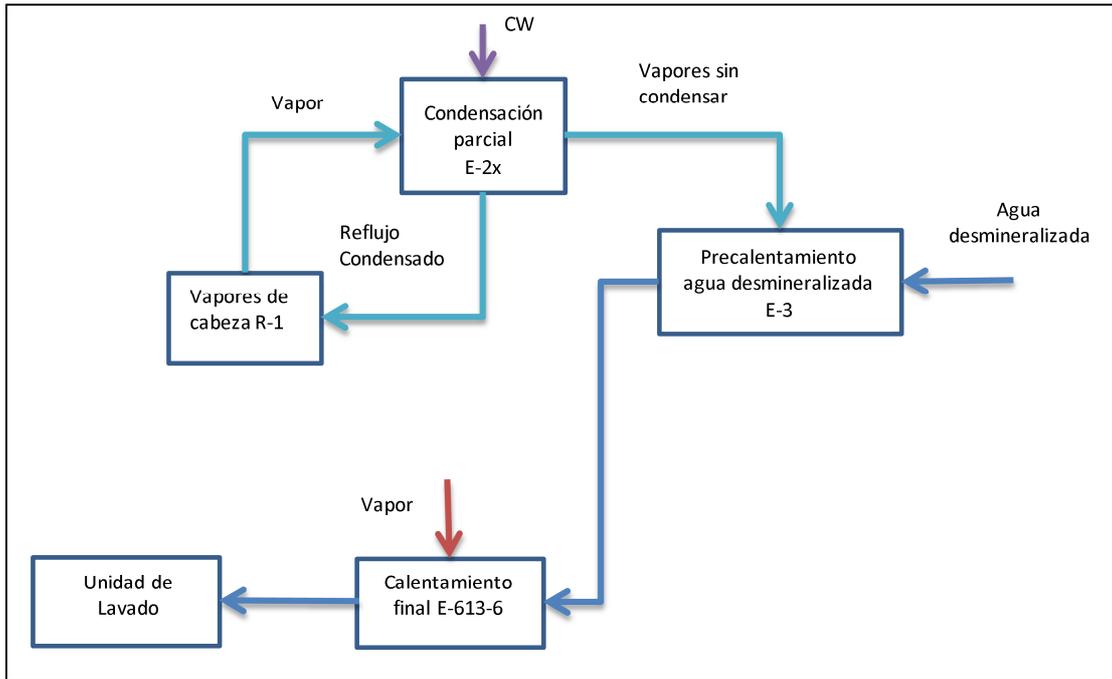


Figura 4.1.21.1 Diagrama Situación Actual

4.1.21.2 Descripción de la Acción Propuesta

Se propone dividir la corriente de agua desmineralizada que alimenta al E-3 y enviar una parte al E-2X. De esta forma se dejaría de usar CW para la condensación parcial y se aprovecharía el calor latente de los vapores para calentar la corriente de agua desmineralizada. Los gases no condensados en el E-2X acabarían de condensar y calentarían la otra corriente de agua desmineralizada en el E-3, que seguiría funcionando de la misma forma.

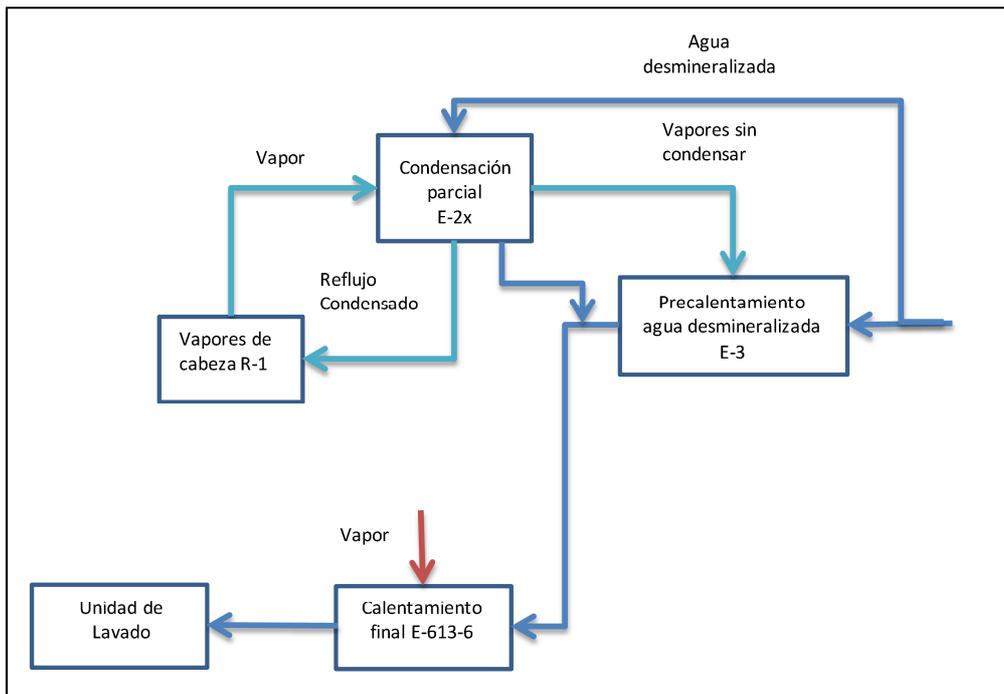


Figura 4.1.21.2.1 Diagrama Descripción Proyecto

4.1.21.3 Análisis Económico

La modificación generaría una reducción de consumo de vapor estimada en 1900 Tm/año (1140 MWh/año), lo que equivaldría a un ahorro anual de 47.000€. La inversión estimada es de 50.000€.

Disminución Emisiones CO2

Teniendo en cuenta que por cada tonelada de vapor producido en las calderas de planta se emiten 161,86 kg de CO2, el ahorro energético conlleva una disminución anual en emisiones de CO2 de 310 T.

Ahorro (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
47.000 €/año	50.000	1

Tabla 4.1.21.3.1 Valoración Económica del Proyecto

4.2 Suposiciones Utilizadas para el Cálculo del Ahorro y Precisión de las Recomendaciones

-Para calcular el ahorro económico de cada propuesta se han utilizados datos de coste medio de la energía. Estos datos pueden variar en función de las fluctuaciones de los costes de suministro.

-Los cálculos de ahorro son el fruto de un análisis de ingeniería preliminar. Para la obtención de unos resultados más fiables se ha de proceder a realizar un estudio ingenieril completo de cada propuesta.

-La inversión prevista se ha estimado y los números pueden variar bastante. Los costes finales son de carácter orientativo.

-La aplicabilidad de las recomendaciones ha sido revisada por los ingenieros de proceso y supervisores de producción.

-Se recomienda estudiar más detalladamente posibles implicaciones de estas acciones en el proceso productivo y en la seguridad, que podrían hacer menos atractivas o desestimables estas propuestas.

4.3 Ayudas y Subvenciones aplicables

4.3.1 Convocatoria IDAE “Programa de Ayudas para Actuaciones de Referencia Energética en PYME y en Gran Empresa del Sector Industrial”

Actuaciones:

- 1- Mejora de la tecnología en equipos y procesos industriales que produzcan un ahorro energético.
- 2- Implantación de sistemas de gestión energéticos (SGE).

Plazo de solicitud: Hasta el 15 de mayo de 2016.

Plazo de ejecución del proyecto: Un máximo de 2 años después de la resolución de la subvención.

- Selección en régimen de concurrencia simple, otorgándose las solicitudes que cumplan todos los requisitos, por orden de prelación correspondiente a la fecha de registro de solicitud, hasta agotar fondos.

- Modalidad de entrega dineraria sin contraprestación, con una cuantía máxima de hasta 30% de la inversión elegible.

- Solo se podrán incluir en el Programa de mejora tecnológica en equipos y procesos industriales actuaciones cuya inversión elegible sea igual o superior a 75.000€. Existe asimismo, un importe máximo de inversión elegible a apoyar en el programa por solicitud de 4.000.000€. En el caso de la implantación de SGE inversión elegible sea igual o superior a 30.000€. Existe asimismo, un importe máximo de inversión elegible a apoyar en el programa por solicitud de 4.000.000€.

Requisitos imprescindibles:

1- El Periodo de Recuperación Simple de la inversión elegible no puede superar la vida útil del equipo o ser superior a 15 años. Para ambos tipos de actuaciones.

2- La actuación debe cumplir un ratio económico-energético máximo de 14.379 € (inversión elegible)/TEP (ahorro energético). Para el caso de la implantación de SGE es de 4.501 € (inversión elegible)/TEP (ahorro energético)

Cabe destacar la importancia de elegir actuaciones con interés de ahorro energético sin una tecnología de referencia (tecnología que pueda conseguir la finalidad técnica sin generar un ahorro energético), o el valor económico de ésta sea mínimo.

El valor de la inversión elegible para ser subvencionada será la diferencia entre ésta inversión elegible y la inversión de referencia.

4.5 Sinergias

-Las propuestas 4.1.8 y 4.1.11 son incompatibles ya que las dos modifican el funcionamiento de la misma unidad. Queda a cargo de la directiva la decisión de qué propuesta implantar, aunque se recomienda la 4.1.11 por no dificultar la operatividad del proceso productivo.

-Existe una pequeña sinergia entre el proyecto 4.1.1 "Calentar alimentación a T-404-3 con el fondo" y el 4.1.3 "Calentar alimentación a T-406-1 con su destilado". En caso de realizarse el proyecto P2 y no se enfría la corriente de fondo en el E-404-22 la propuesta P3B se le reduciría su ahorro desde los 63 k€/años a 55 k€/año.

-Para la evaluación del proyecto 4.1.5 se ha partido de la suposición que el proyecto 4.1.2 se ha implantado.

4.6 Métodos de Medición y Verificación Empleados tras la Implementación de las Medidas

Se proponen los siguientes métodos de medición y verificación:

-Ahorro de vapor: El ahorro de vapor se puede cuantificar a partir de los medidores ya instalados en planta.

-Ahorro de EE: En cuanto al ahorro de electricidad se propone la instalación de analizadores de red antes del cambio y después para así comprobar el ahorro obtenido.

-Ahorro de Gas Natural: Se propone la verificación del ahorro a partir de los medidores en planta de las unidades en dónde se prevé el ahorro.

-Los procesos de planta son monitorizados gracias a un completo sistema de seguimiento de KPIs (Key Performance Indicator). Se recomienda utilizar esta herramienta para la evaluación del ahorro energético específico, normalizando de esta forma el efecto carga.

5. Conclusiones

Haciendo balance final, se puede decir que se han cumplido los objetivos propuestos al inicio de la auditoría. Se han analizado y estudiado sistemáticamente los usos de la energía en la planta y se ha identificado los flujos de energía y el potencial de mejora de la eficiencia energética.

Se han propuesto varias medidas de eficiencia energética, y se han analizado económicamente las actuaciones, estimando el coste y el ahorro que supondría cada uno de los proyectos o propuestas. Se han propuesto modificaciones ambiciosas que conllevan una gran inversión al igual que modificaciones que suponen una inversión muy baja, pero con una rentabilidad elevada. Se han clasificado dichas propuestas atendiendo al riesgo económico que suponen y a la complejidad técnica que conllevan.

La mayoría de las acciones estimadas son integraciones energéticas que se concentran sobretodo en el bloque de producción de Ciclohexanona, debido al estudio pinch realizado en esta zona. También hay varias integraciones propuestas para el bloque de Sulfato Amónico, así como para la zona de producción de Caprolactama.

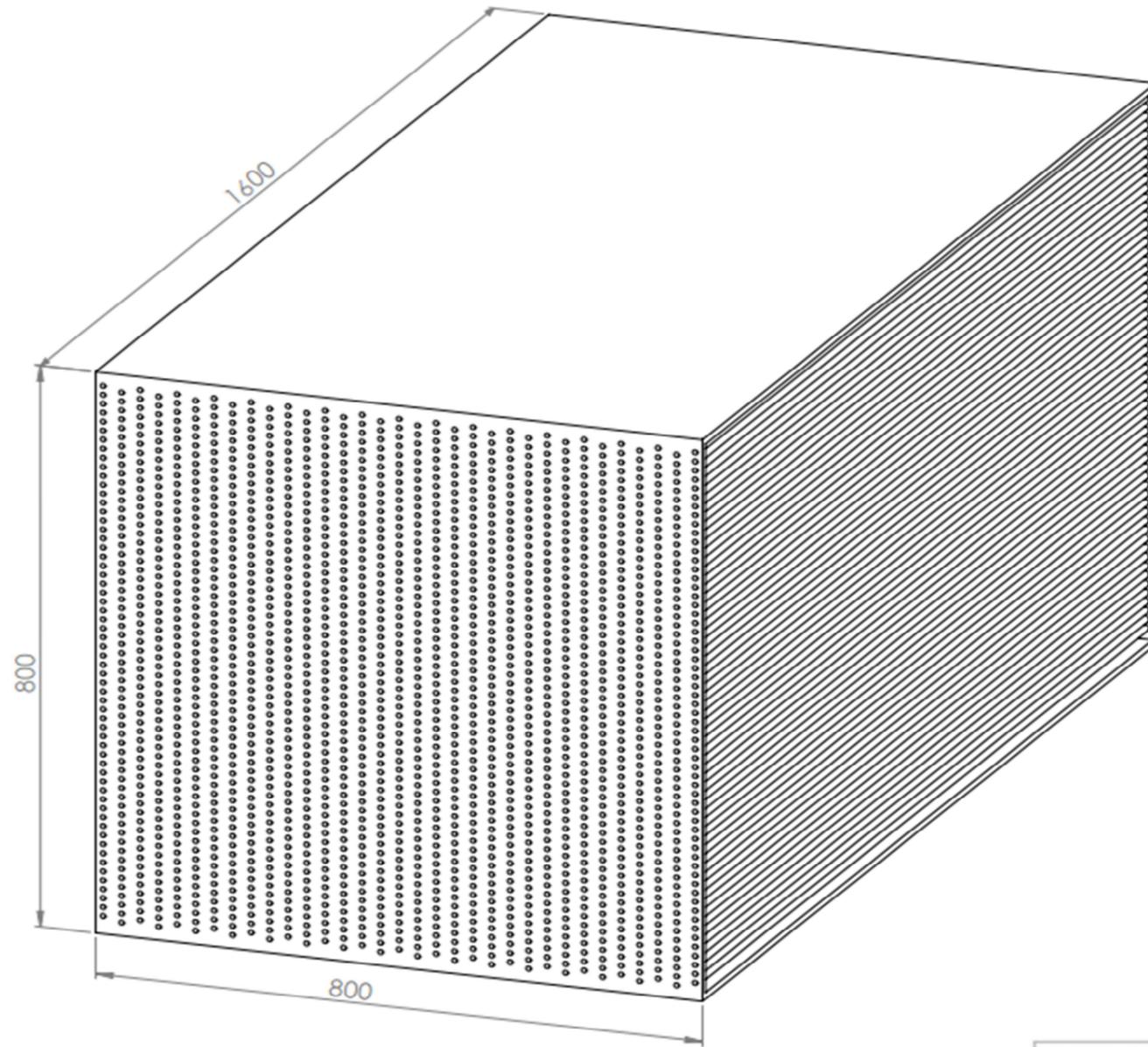
Asimismo, se han propuesto modificaciones tecnológicas que contribuyen a la mejora de la eficiencia energética como la recompresión de vapores en la unidad 433 y la propuesta de instalación de variadores de frecuencia en las bombas de planta.

Teóricamente, el potencial de ahorro económico supera los cuatro millones de euros, lo que supondría una reducción de cerca del 15% de la facturación total energética.

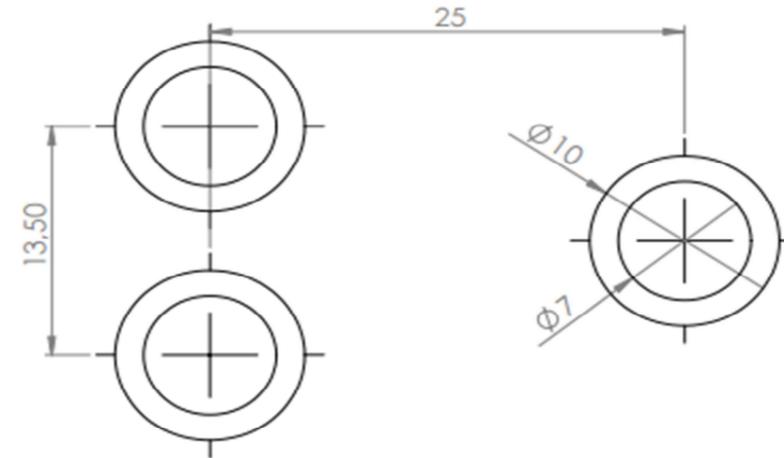
En la siguiente tabla se resumen las acciones propuestas:

Propuesta	Ahorro Estimado Vapor (Tm/h)	Ahorro Energético (MWh/año)	Disminución Emisiones CO2 (T/año)	Ahorro Económico (€/año)	Inversión (€)	Payback (años)
4.1.1 Calentar Alimentación a T-404-3 con el Fondo	0,70	3.400	960	147.000	127.000	0,9
4.1.2 Ampliar el E-409-1	0,75	3.570	1.030	158.000	158.000	1
4.1.3 Calentar Alimentación a T-406-1 con su Destilado	0,30	1.450	412	63.000	70.000	1,2
4.1.4 Utilizar los Vapores del D-402-27 en la T-406-3	1,00	5.270	1.375	210.000	196.000	1
4.1.5 Precalear Salida Unidad 409 con la Corriente previa al E-409-5	0,30	1.500	412	63.000	106.000	1,7
4.1.6 Condensar Vapores del D-404-4 con la Corriente de CX de T-402-1X a D-402-12	1,70	8.500	2.338	360.000	160.000	0,5
4.1.7 Condensación Vapores de la T-404-2 con una Corriente en la Unidad de Sulfatos	10,00	50.000	13.758	2.116.000	1.500.000	0,5
4.1.8 Precalear Alimentación a T-406-6 con el Producto de Fondo de T-406-6	0,24	712	330	52.000	35.500	0,7
4.1.9 Aprovechamiento Condensado U-435 para Precalear Aire a Secador U-433	0,65	3.400	894	140.000	90.000	0,65
4.1.10 Recirculación D-432-1	0,65	3.400	894	140.000	30.000	0,3
4.1.11 Recompresión Mecánica de Vapor MVR en U-433	14	50.000	14.261	2.200.000	3.000.000	1,4
4.1.12 Calorifugado Línea WL_I y Tanque TK-408-1	0,25	1.200	344	50.000	18.600	0,4
4.1.13 Aprovechamiento Energía Humos Horno Hexanodiol F-2440-1	NO APLICA	2.365	920	78.000	100.000	1,3
4.1.14 Aprovechamiento Humos de Horno de la U-2408	1	5.270	1.375	212.000	400.000	1,9
4.1.15 Integración Energética en Unidad de Tratamiento Iónico U-429	1,40	7.000	1.953	285.000	75.000	0,3
4.1.16 Integración Energética en Triple Efecto. Calentar la Alimentación a Flash con Condensado de D-429-8 (Condensado de T-429-4)	0,30	1.750	412	72.000	56.000	0,8
4.1.17 Precalear la Alimentación de T-429-2 con los Gases de Cabeza de la misma	0,35	1.800	481	75.000	70.000	1
4.1.18 Instalación de Variadores de Frecuencia en una Serie de Motores de la Planta	NO APLICA	1.728	670	64.500	34.190	0,5
4.1.19 Integración Energética en la Unidad 644	0,15	790	212	33.000	60.000	1,85
4.1.20 Transporte de Pellets de la Unidad de Secado a la Unidad de Lavado mediante Atmósfera de Nitrógeno	0,15	680	183	30.000	100.000	3,3
4.1.21 Integración Energética en Unidades de Polimerización Nylon	0,22	1140	310	47.000	50.000	1

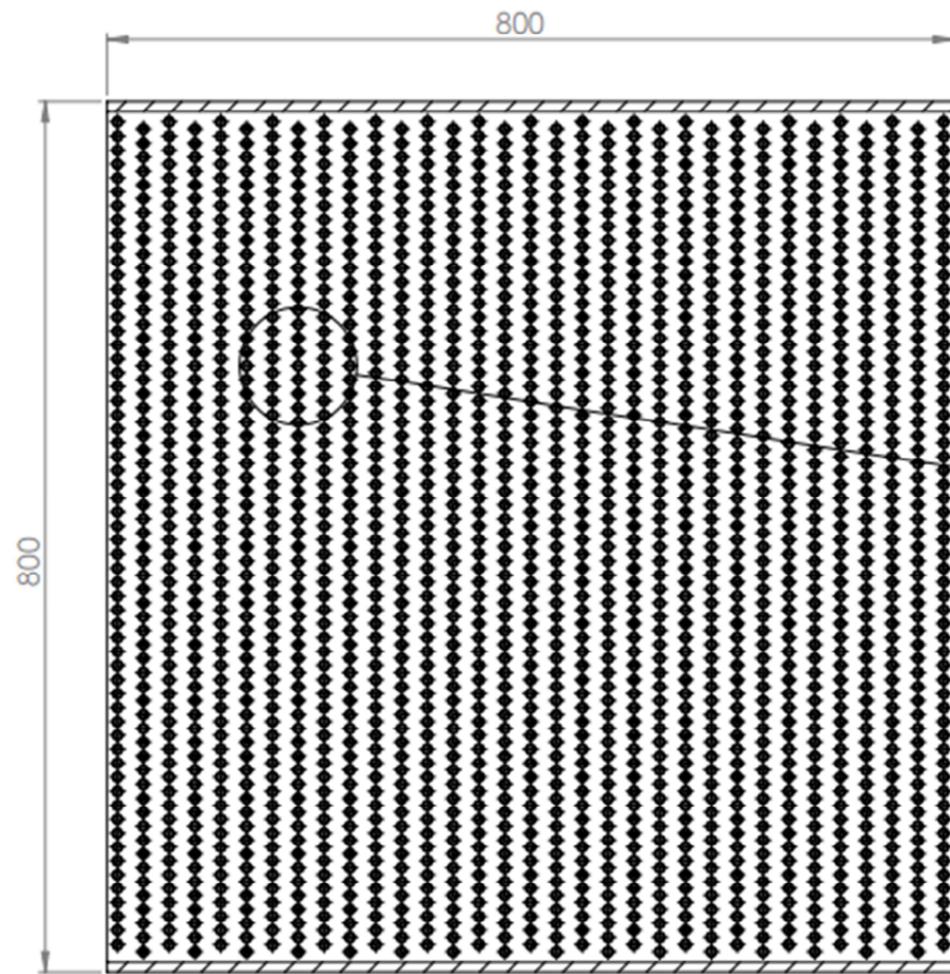
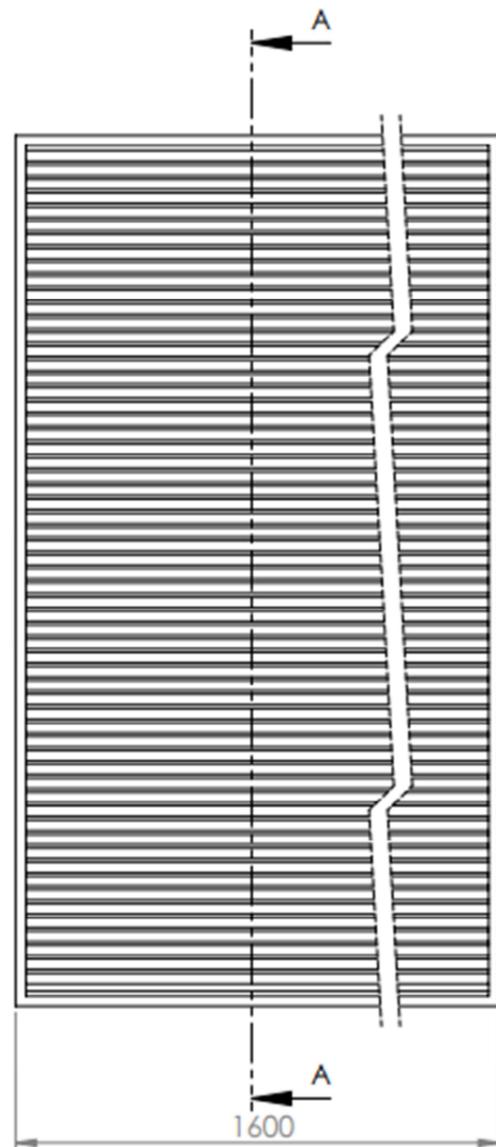
Tabla 5.1 Resumen Propuestas de Mejora



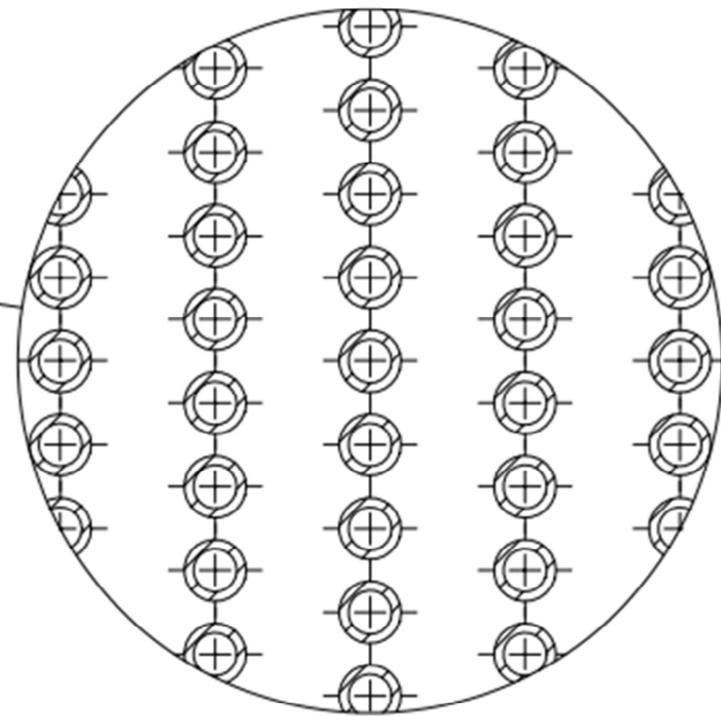
Vista de detalle configuración geométrica tubos
Escala 3:1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN																							
								TÍTULO: INTERCAMBIADOR BANCO DE TUBOS																									
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DEBJ.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>					NOMBRE	FRMA	FECHA	DEBJ.				VERIF.				APROB.				FABR.				CALID.				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A3	
	NOMBRE	FRMA	FECHA																														
DEBJ.																																	
VERIF.																																	
APROB.																																	
FABR.																																	
CALID.																																	
				PESO:		ESCALA:1:1		HOJA 1 DE 1																									



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 6



DETALLE Escala 1:1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBE LA ESCALA		REVISIÓN		
NOMBRE			FIRMA		FECHA		TÍTULO: INTERCAMBIADOR BANCO DE TUBOS				
DBUJ.			FABR.		MATERIAL:		N.º DE DIBUJO				A3
VERIF.			PESO:		ESCALA: 1:6		HOJA 1 DE 1				
APROB.											
CALID.											