

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA

**TRABAJO FIN DE MASTER ENERGÍAS RENOVABLES
Y EFICIENCIA ENERGÉTICA**

Autor: José Luis Lacostena Pérez

Director: Alicia Valero Delgado

**ESTUDIO SOBRE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA
UNIDAD DE SERVICIOS AUXILIARES DE UNA PLANTA DE
BIOTECNOLOGÍA**

20 de Noviembre de 2020



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe entregarse en la Secretaría de la EINA, dentro del plazo de depósito del TFG/TFM para su evaluación).

D./D^a. José Luis Lacostena Pérez ,en

aplicación de lo dispuesto en el art. 14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)

Master (Título del Trabajo)

Estudio sobre la eficiencia energética de a unidad de servicios auxiliares de una planta de biotecnología

A study over Energy efficiency of the utilities unit at industrial biotechnology plant

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 20 de Noviembre de 2020

Fdo: José Luis Lacostena Pérez

Índice de contenido

| | |
|--|----|
| Resumen..... | 5 |
| I.- Antecedentes..... | 6 |
| II.- Objetivos y Metodología..... | 7 |
| II.1.- Objetivos..... | 7 |
| II.2.- Metodología..... | 7 |
| III.- Introducción. Descripción general del proceso y necesidades de servicios auxiliares..... | 8 |
| III.1.- Concepto unidad de servicios generales SSGG..... | 8 |
| III.2.- Descripción de sus componentes..... | 9 |
| III.2.1.- Sistema de suministro eléctrico..... | 9 |
| III.2.2.- Suministro de combustible..... | 9 |
| III.2.3.- Producción de energía térmica..... | 10 |
| III.2.4.- Sistema de refrigeración..... | 10 |
| III.2.5.- Sistema de suministro de aire comprimido..... | 11 |
| IV.- Importancia de los SSGG en el consumo energético global de la planta industrial..... | 12 |
| V.- Producción de vapor..... | 13 |
| V.1.- Tecnologías. Estado del arte..... | 13 |
| V.1.1.- Acuotubular..... | 13 |
| V.1.2.- Piro tubular..... | 15 |
| V.1.3.- Solución retenida. Tecnología..... | 16 |
| V.2.- Rendimiento. Medidas de eficiencia energética..... | 17 |
| V.2.1.- Economizadores..... | 17 |
| V.2.2.- Recuperación de condensados..... | 18 |
| V.2.3.- Aislamiento térmico..... | 18 |
| V.2.4.- Otros..... | 18 |
| VI.- Producción de frío..... | 19 |
| VI.1.- Tecnologías. Estado del arte..... | 19 |
| VI.1.1.- Sistemas directos..... | 22 |
| VI.1.2.- Sistemas indirectos..... | 22 |
| VI.1.3.- Solución retenida. Tecnología..... | 23 |
| VI.2.- Rendimiento. Medidas de eficiencia energética..... | 24 |
| VI.2.1.- Temperaturas de trabajo..... | 24 |
| VI.2.2.- Caudales de circulación fluido intermedio..... | 24 |
| VII.- Aire comprimido..... | 26 |
| VII.1.- Tecnologías. Estado del arte..... | 26 |
| VII.1.1.- Tornillo..... | 26 |
| VII.1.2.- Centrífugo..... | 28 |
| VII.1.3.- Solución retenida. Tecnología..... | 29 |
| VII.2.- Rendimiento. Medidas de eficiencia energética..... | 30 |
| VII.2.1.- Rendimiento comparado compresor centrífugo vs tornillo..... | 30 |
| VII.2.2.- Reducción de la presión de suministro..... | 31 |
| VII.2.3.- Enfriamiento del aire de admisión al compresor..... | 33 |
| VIII.- Secuencia del proceso. Estados de carga..... | 35 |
| IX.- Oportunidades de mejora. Medidas de ahorro energético..... | 37 |
| IX.1.- Calentamiento de depósito de CIP con energía residual..... | 37 |
| IX.1.1.- Análisis..... | 37 |
| IX.1.2.- Estudio económico..... | 38 |
| IX.2.- Aumento del espesor del aislamiento de un depósito. Cálculo del espesor económico..... | 38 |
| IX.2.1.- Análisis..... | 39 |

| | |
|---|----|
| IX.2.2.- Estudio económico..... | 40 |
| IX.3.- Calentamiento del aire de presurización con energía residual..... | 41 |
| IX.3.1.- Análisis..... | 41 |
| IX.3.2.- Estudio económico..... | 41 |
| IX.4.- Comparativa del uso de una caldera dedicada y la conexión a un anillo de vapor central. | 43 |
| IX.4.1.- Análisis..... | 43 |
| IX.4.2.- Estudio económico..... | 44 |
| IX.5.- Cuadro resumen de Medidas de Ahorro Energético..... | 46 |
| X.- Conclusión. Líneas de trabajo futuras..... | 47 |
| XI.- Bibliografía..... | 49 |
| XII.- Anexos y Documentación Gráfica..... | 50 |
| XII.1.- Tabla-Resumen Secuencia de proceso..... | 50 |
| XII.2.- Programa EES Comparativa compresores centrífugos y tornillo helicoidal..... | 52 |
| XII.3.- Programa EES Cálculos compresor tornillo helicoidal a diferentes presiones de trabajo. | 56 |
| XII.4.- Programa EES Calentamiento depósito CIP..... | 60 |
| XII.5.- Programa EES Cálculo espesor económico aislamiento depósito CIP..... | 66 |
| XII.6.- Cálculo de la energía de ventilación a partir de las temperaturas exteriores..... | 70 |
| XII.7.- Programa EES Pérdidas de calor en tuberías de vapor y condensado..... | 72 |
| XII.8.- Esquema general de la unidad SSGG y aplicación de MAE..... | 77 |

Resumen

Este trabajo fin de Máster realiza un estudio sobre el diseño e instalación de la unidad de servicios generales de una planta de biotecnología que se está ejecutando dentro del complejo industrial que tiene el grupo Térvilis en Utrillas (Teruel). El objeto de esta planta es la producción de semielaborados que mejoren las prestaciones de otros productos finales de nutrición, tanto animal, como vegetal. En el momento de la presentación de este trabajo se encuentra terminada la construcción y se están comenzando las pruebas, comenzando con el lanzamiento de las secuencias de operación sin producto, previamente a las pruebas con microorganismos.

Estos servicios generales están formados por: vapor, aire comprimido y refrigeración fundamentalmente. Dentro de la fase de proyecto, para cada uno de los capítulos y a la vista de las condiciones demandadas por el proceso, se ha realizado un estudio pormenorizado de la solución más adecuada, estudiando el estado del arte y eligiendo cuidadosamente los equipos, la tipología de la instalación y la forma de explotación para minimizar el consumo energético. Asimismo se ha traducido la secuencia del proceso a consumos energéticos para poder visualizar las posibles sinergias de los flujos de energía residuales y demandadas.

Además, se ha profundizado en aquellos equipos o sistemas con mayor demanda energética y/o que son susceptibles de aplicación de medidas de eficiencia, o de ahorro energético, que no se han podido implementar directamente en la fase de ejecución, pero se han dejado propuestas y analizadas desde los puntos de vista técnico-económicos. De esta forma, el usuario tiene ya sobre la mesa propuestas de mejora que, probablemente, se puedan implantar en un futuro próximo, a la vista de la demanda y las horas de operación de la planta cuando esté en fase de explotación. Las medidas propuestas son las siguientes y se ordenan de menor a mayor pay-back:

- ✓ Conexión de la caldera dedicada al anillo de vapor central.
- ✓ Calentamiento del aire de presurización con energía residual.
- ✓ Incremento del espesor del aislamiento del depósito de CIP.
- ✓ Calentamiento del depósito de CIP con energía residual.

Este trabajo pretende resaltar la importancia de las unidades de servicios generales dentro del consumo energético de las plantas industriales y la existencia de márgenes de mejora de eficiencia energética o disminución del consumo dentro de las costumbres actuales de utilización.

I.- Antecedentes

Durante mis estudios en el Máster Universitario de Energías Renovables y Eficiencia Energética, que además son ámbitos en los que desarrollo mi carrera profesional, surgió un proyecto para el diseño e implantación de una unidad de servicios generales dentro de una nueva planta de biotecnología. Una vez conocidas las condiciones de contorno de dicho proyecto, se profundizó en los múltiples servicios que necesita la planta para su funcionamiento (vapor, aire comprimido, refrigeración, etc.) ya que tienen una estrecha relación con las diferentes materias que se han estudiado en el Máster, por el lado de la Eficiencia Energética.

El promotor y futuro usuario de la planta, Fertinagro Biotech, S.L. que forma parte de un grupo industrial turolense, Tervalis, tiene una arraiga cultura empresarial en relación a la sostenibilidad, la economía circular y las energías renovables. Es por ello que se les propuso el poder desarrollar el presente trabajo sobre su instalación.

II.- Objetivos y Metodología

II.1.- Objetivos

Los objetivos de este TFM son los siguientes:

- 1) Estudio de los sistemas de producción de vapor: estado del arte, perfil del consumo y eficiencia del sistema.
- 2) Sistemas de producción de frío: estudio del estado del arte, perfil del consumo y energía residual producida.
- 3) Generación de aire comprimido: revisión del estado del arte, simulación comparativa de los puntos de trabajo en EES y cálculo de la energía calorífica a evacuar.

II.2.- Metodología

Para la consecución de los objetivos el primer paso era establecer un enfoque generalista del funcionamiento global de la planta de biotecnología y de su interacción con la unidad de servicios generales. Para ello se ha seguido en método siguiente:

- 1) Dimensionado de los equipos que van a componer la unidad de servicios generales: teniendo en cuenta el punto de trabajo más desfavorable, así como los tiempos de proceso y la inversión necesaria.
- 2) Simulación de la secuencia de proceso, la demanda en relación al tiempo y las posibles sinergias funcionales entre los distintos componentes de la unidad de servicios generales.
- 3) Análisis de las medidas de ahorro energético (MAE's) aplicables. Estudio económico del resultado de su aplicación.
- 4) Propuesta de la aplicación de las distintas MAE's y aplicación a la instalación si son aprobadas.

III.- Introducción. Descripción general del proceso y necesidades de servicios auxiliares

Como introducción a este trabajo, se va a describir de forma muy general, el proceso de planta de biotecnología. En nuestro caso concreto se trata de un tren de fermentación industrial, en la figura siguiente, tomada de [1] , se muestra esquemáticamente y servirá de apoyo para su descripción.

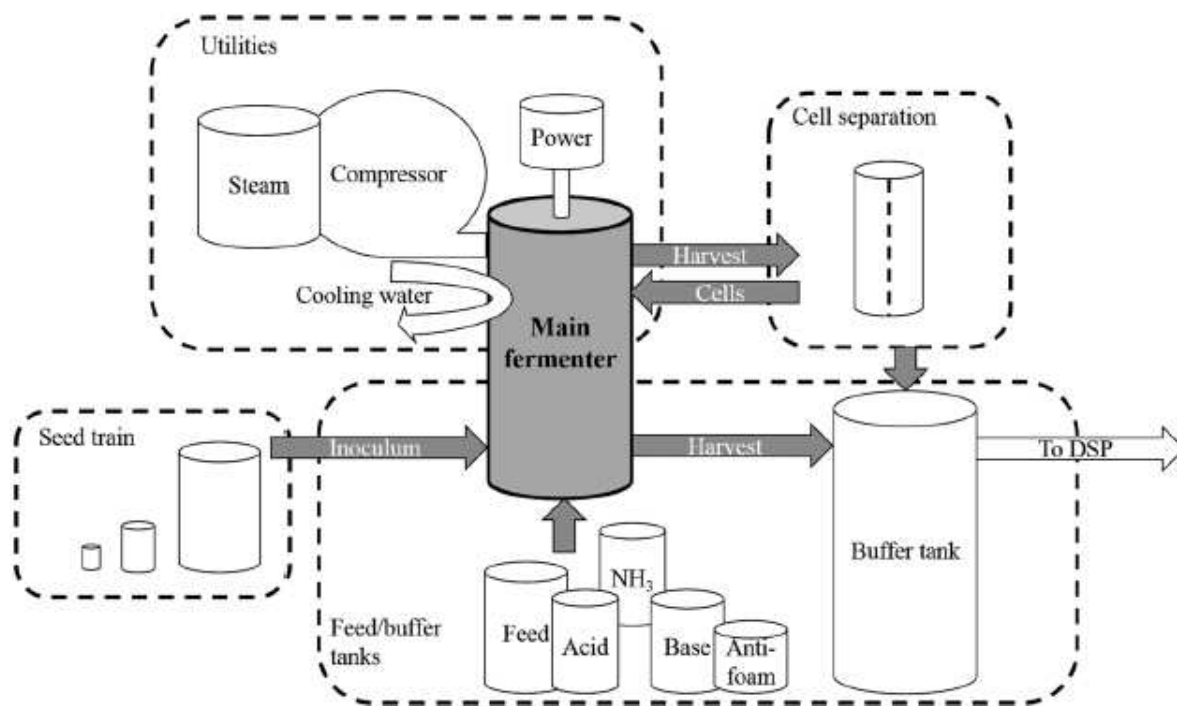


Figura 1: Esquema general del proceso

Todo el proceso gira y sirve al fermentador principal, que en nuestro caso es de 10,8 m³ útiles, al servicio del cual se encuentran:

- 1) *Utilities* o unidad de servicios generales (SSGG): el objeto de este trabajo.
- 2) *Seed train* o escalado del cultivo: también conocido como *Upstream*, es el proceso más importante desde el punto de vista biológico. Consiste en el crecimiento por etapas del microorganismo objeto de la producción, desde una placa de laboratorio hasta el gran fermentador principal.
- 3) Centro de almacenamiento y alimentación: conjunto de depósitos en los que se almacenan los diferentes nutrientes, reactivos y productos de limpieza necesarios para el proceso.
- 4) *Downstream*: unidad en la que se prepara el cultivo ya terminado en la forma en la que se ha previsto su comercialización. En general, o bien se usa el producto tal cuál sale del fermentador (caldo completo) o se clarifica, separando la biomasa (restos de nutrientes y subproductos) del material más rico y de mayor valor añadido. Esta última sería la unidad *Cell Separation*.

En los apartados siguientes vamos a describir la unidad de servicios de forma general y la particular de nuestro caso.

III.1.- Concepto unidad de servicios generales SSGG

Con este concepto se designa al conjunto de sistemas térmicos, mecánicos y eléctricos, necesarios en todas las plantas de producción industrial para mantener los principales parámetros del proceso dentro de los límites adecuados para su progreso hacia el objetivo de la obtención de un producto final correcto. La mayor parte de sus componentes o subsistemas son comunes a casi todas las fábricas y son, descritos de forma libre y no exhaustiva, los siguientes:

- 1) Sistema de suministro eléctrico: conjunto de elementos de protección, conductores, canalizaciones y otros, encargados de llevar la energía eléctrica desde la acometida exterior (frontera con la compañía eléctrica) hasta los accionamientos de los equipos y sistemas de control. Se entiende que los accionamientos (motores, convertidores, actuadores, etc.) ya forman parte del equipo y/o del automatismo.
- 2) Suministro de combustible: por analogía con el caso anterior, serán regulación, seguridad, conducción y otros, encargados de llevar el combustible desde la alimentación exterior, hasta los equipos consumidores.
- 3) Producción de energía térmica: en la mayor parte de los casos se utiliza un fluido intermedio para el transporte de dicha energía a los puntos de consumo. La transformación de la energía primaria en térmica se realiza normalmente en calderas.
- 4) Sistema de refrigeración: su razón de ser es actuar como sumidero de energía térmica residual o que es necesario evacuar y, al igual que en el caso precedente, comúnmente se usa un fluido intermedio, normalmente el agua más o menos acondicionada.
- 5) Sistema de suministro de aire comprimido: su presencia en las plantas de producción industrial es fija, aunque su relevancia es muy variable. Desde las plantas en las que la potencia instalada es un porcentaje ínfimo sobre el total, hasta aquellas en la que su potencia instalada y consumo eléctrico son las más importantes, como es nuestro caso.

III.2.- Descripción de sus componentes

En este apartado se describen de forma un poco más detallada los componentes descritos antes y se centra el caso que nos ocupa.

III.2.1.- Sistema de suministro eléctrico

De forma general se debe entender que es un suministro de energía secundaria. Eventualmente existen plantas industriales que poseen sistemas propios de producción de energía eléctrica, o bien partiendo de energía primaria, por ejemplo la cogeneración, o bien a partir de energía residual de sus propios procesos, como los ciclos de generación en cola.

En cualquier caso, el equipamiento propio de generación, antes de la conexión al sistema eléctrico propiamente dicho, se considera independiente de éste, ya que suele tratarse de unidades independientes desde el punto de vista funcional. En la mayor parte de los casos se usan para aprovechar las sinergias de la cogeneración o para aumentar la seguridad y disponibilidad de la planta.

Este sistema no forma parte de este trabajo.

III.2.2.- Suministro de combustible

En este caso este suministro es de energía primaria.

En la mayor parte de las plantas industriales de producción continua de la actualidad el combustible prioritario es el gas natural, tanto por su precio, como por su seguridad operativa, limpieza y bajas emisiones. En este caso, el comienzo de la instalación interior o sistema de suministro de combustible es la acometida de la compañía gasista, ya sea transportista, distribuidora o arrendataria (caso depósitos GNL).

Sin embargo, existen casos en los que se usan combustibles líquidos como fuente de energía primaria, en algunos casos porque son subproductos, en otros porque se usa como combustible de seguridad o por otras razones. Si es así se considera el comienzo del sistema la estación de carga de los depósitos o el parque de almacenamiento.

Tampoco se ha considerado relevante su inclusión en el presente trabajo.

III.2.3.- Producción de energía térmica

Como no podía ser de otra manera, la variedad de los sistemas de producción de calor es enorme y varía en función de la cantidad de puntos de consumo, de las temperaturas de trabajo, de la longitud de las tuberías, etc.. Los fluidos intermedios más habituales son, en orden descendente del nivel térmico del mismo, serían:

- ✓ Aceite térmico: su única ventaja es que admiten temperaturas de trabajo bastante altas. Las más comunes son alrededor de 260 °C pero hay usos a más de 350 °C como en las centrales termosolares. Entre las desventajas: su alto coste de inversión, riesgos medioambientales (fugas, contaminación de suelos) y de seguridad (inflamables) y alto consumo eléctrico de los sistemas de bombeo.
- ✓ Vapor: como ya es sabido su temperatura de trabajo depende de la presión saturada del mismo y varía comúnmente entre los 130 y los 180 °C. Por lo demás, destacar: el coste del fluido es bajo (agua+tratamiento), los costes de transporte son nulos y los ratios de masa vehiculada/potencia térmica obtenida en el consumidos son muy bajos dado que el calor se cede mediante el calor latente de vaporización,
- ✓ Agua caliente: solamente se usa para temperaturas de trabajo por debajo del vapor y su única ventaja es su bajo coste y alta seguridad de operación. Poco habitual en plantas industriales.

En el capítulo V se amplía la información y se habla de nuestro caso concreto.

III.2.4.- Sistema de refrigeración

Al igual que en el caso anterior hay múltiples soluciones de refrigeración y el nivel térmico de la energía a disipar determina las características del equipamiento que conforman este sistema. Se dan unas pequeñas pinceladas de los más habituales:

- ✓ Para temperaturas medias-altas (> 50°C en nuestra zona climática) se suelen usar aerorrefrigeradores. Su uso depende mucho de la temperatura media anual del emplazamiento de la planta dado que el medio al que se cede la energía es el aire exterior. Normalmente se usan para grandes volúmenes y su consumo energético es intermedio.
- ✓ Para temperaturas medias, (de 30 a 50°C en España) se suelen usar torres de refrigeración evaporativas. Ya sean en circuitos abiertos o cerrados son muy eficientes desde el punto de vista energético, porque al igual que en el caso del vapor, usan el calor latente del cambio de

fase del agua líquida a vapor.

- ✓ Para temperaturas bajas (de 5 a 30°C): lo más extendido es el uso de sistemas indirectos que usan el agua (aditivado para mejorar sus prestaciones) como medio de transporte y plantas enfriadoras de líquido porque son muy seguras, eficientes y con una tecnología muy madura.
- ✓ Finalmente, para bajas o muy bajas temperaturas (<5°C), se usan sistemas directos con refrigerantes de diversos tipos, desde los modernos refrigerantes con bajos PCA (Potencial Calentamiento Atmosférico), el tradicional y muy eficiente NH₃ o los gases de muy baja temperatura como el CO₂ y otros.

La solución retenida se muestra en el capítulo VI.

III.2.5.- Sistema de suministro de aire comprimido

En este caso, la tecnología empleada depende profundamente de las horas de operación, el tamaño y del estado de carga de los equipos. En la siguiente lista, se resumen las tecnologías principales y sus actuales aplicaciones, se ordenan de menos a más eficientes:

- ✓ Compresores alternativos (pistones): en la actualidad solamente se usan equipos de pequeño tamaño porque son muy ruidosos, poco eficientes y han sido superados por las tecnologías que se describen a continuación.
- ✓ Compresores de tornillo: normalmente de tornillo helicoidal con uno motor y otro satélite. El fluido es absorbido y conducido longitudinalmente al eje de los tornillos disminuyendo su volumen. La estanqueidad entre los tornillos se produce por la inyección de aceite que también actúa de lubricante-refrigerador. Son bastante eficientes y son muy flexibles en cuanto al caudal suministrado. También mantienen un rendimiento razonable en un amplio espectro de estados de carga.
- ✓ Compresores centrífugos: los más eficientes, pero tienen el inconveniente de que su gama de caudales de uso es muy estrecha debido al fenómeno del bombeo (*Surge*). Se aplican para instalaciones con un consumo muy alto y colocando varias unidades que actúan de forma escalonada y coordinada.

En el capítulo VII se amplía la información, se comparan las dos últimas tecnologías y se comenta la selección realizada.

IV.- Importancia de los SSGG en el consumo energético global de la planta industrial

En primer lugar, aclarar que los dos primeros sistemas descritos en el capítulo anterior, el de suministro eléctrico y el de suministro de combustible, se considera que no son consumidores propiamente, sino solamente proveedores o transportistas de sus respectivos tipos de energía.

En este apartado se hace una discriminación general, realizada libremente por el autor a falta de documentación sectorial del tipo Mejores Técnicas Disponibles (MTD), entre lo que se entiende por consumo energético imputable a los equipos de proceso y el que se aplica en la planta de servicios generales. Para ello vamos a utilizar como ejemplo nuestro propio caso y, de nuevo, la figura 1 para explicar esta diferencia. Aunque se podría decir que el suministro de aire comprimido es parte del proceso por ser el suministro de oxidante del biorreactor, es generado y preparado (filtrado, presurizado y deshidratado) de forma externa a éste, concretamente en la unidad de SSGG. Sin embargo, si nos fijamos de nuevo en el esquema, el autor ha colocado en la cabeza del biorreactor una figura cilíndrica con la palabra *power* que viene a simular el agitador del medio. Pues bien, en este caso ese agitador, forma parte indivisible del equipo de proceso y por tanto es un consumo propio del proceso. No es casual esta precisión recogida por el autor de un componente del biorreactor, se explica porque es un consumo energético muy relevante del proceso, en nuestro caso concreto representa aproximadamente el 15% de la potencia eléctrica instalada y entre el 20 y el 25% de la energía eléctrica consumida.

Una vez dicho esto, y como se puede deducir de las notas del apartado anterior, del título de este capítulo y del objeto propio del presente trabajo, el consumo energético de la unidad de SSGG dentro la planta de biotecnología es, con mucha ventaja el más relevante, con un peso global por encima del 65%. De hecho, es un valor muy relevante en comparación con otros tipos de industrias, en la siguiente tabla una comparativa general por sectores:

| Energía | Aplicación | Papel Celulosa | Hierro Acero | Minerales No metálicos | Químico Farmacéutico | Metales No Féreos | Oil&Gas | Alimentación Bebidas | Caso Trabajo |
|--------------|-------------|----------------|--------------|------------------------|----------------------|-------------------|---------|----------------------|--------------|
| Gas Natural | Proceso | 19 | 90 | 75 | 26 | 77 | 54 | 23 | |
| | Vapor Serv. | 65 | | | 56 | | 44 | 71 | 100 |
| | Servicios | 16 | 10 | 25 | 18 | 23 | 2 | 6 | |
| Electricidad | Proceso | 72 | 78 | 79 | 73 | 89 | 75 | 35 | 28 |
| | Servicios | 28 | 22 | 21 | 27 | 11 | 25 | 65 | 72 |

Tabla 1: Comparativa datos sectoriales y caso trabajo

Los datos han sido obtenidos de [2] y como puede verse, nuestro caso está más próximo al sector de la alimentación y las bebidas que a cualquier otro. Esto se explica porque en realidad un tren de fermentación industrial es muy similar a un proceso de fermentación alcohólica, como la producción de cerveza por ejemplo.

V.- Producción de vapor

Ya en nuestro caso en concreto, en primer lugar se va a encuadrar el perfil de las necesidades de energía térmica y la justificación del sistema de producción elegido.

Las necesidades de energía térmica de la planta se agrupan en torno a los procesos siguientes. Se describen, aproximadamente ordenados, según la secuencia del proceso:

- ✓ La esterilización de los equipos y materias primas a procesar. Temperatura demandada: 121°C
- ✓ La formación de barreras de vapor para asegurar la esterilidad del proceso. Con la misma temperatura que en el caso anterior.
- ✓ El calentamiento del sistema de limpieza automatizada CIP (*Clean in place*). Temperatura de servicios 75-80 °C.

Dadas las necesidades de temperatura y según lo comentado en el apartado III.2.3, el medio más favorable de calentamiento es mediante de vapor a baja presión. Una vez tomada esta decisión, en los apartados que siguen se profundiza en este sistema.

V.1.- Tecnologías. Estado del arte

La producción de vapor es una tecnología muy madura y que está presente en las unidades SSGG de las plantas de producción industrial desde la primera revolución industrial entre los siglos XVIII y XIX, cuando el vapor era el principal medio productor de movimiento mecánico. En la actualidad se usa mayormente como medio de transporte y entrega de energía térmica, aunque su uso como accionamiento mecánico sigue existiendo, pero con escasa presencia en las plantas de proceso actuales, debido al progreso y bajo coste de los motores eléctricos.

En los puntos siguientes se describen a grandes rasgos los dos principales sistemas de producción de vapor, que son de aplicación tanto para sistemas de recuperación de calor de energía residual o secundaria, como en los equipos de combustión cuyo objetivo único sea la producción de vapor.

V.1.1.- Acuotubular

La propia designación indica que la característica de esta tecnología es que el agua que se transformará en vapor se encuentra en el interior de los tubos y la energía térmica, sea en el formato que sea (radiante, convectiva, etc.) se aporta desde el exterior.

Dentro de esta gran distinción hay que distinguir a su vez dos casos. El primero de ellos es de las calderas de potencia, que se usan normalmente en las grandes centrales térmicas de combustión, que se caracteriza por tener “paredes de agua”, es decir, que todo el hogar se encuentra rodeado de tubos de agua/vapor que van a capturar, fundamentalmente, la parte radiante de la energía de la combustión. Este tipo de calderas se encuentran poco en las unidades SSGG, se pueden encontrar en grandes plantas industriales, pero en general formando parte de centrales de producción de vapor y/o energía eléctrica que aprovechan subproductos para su combustión (por ejemplo leñas negras) o energía térmica procedente de procesos propios de la planta (por ejemplo incineradoras).

En la figura siguiente se ilustra esta tecnología (tomada de [3])

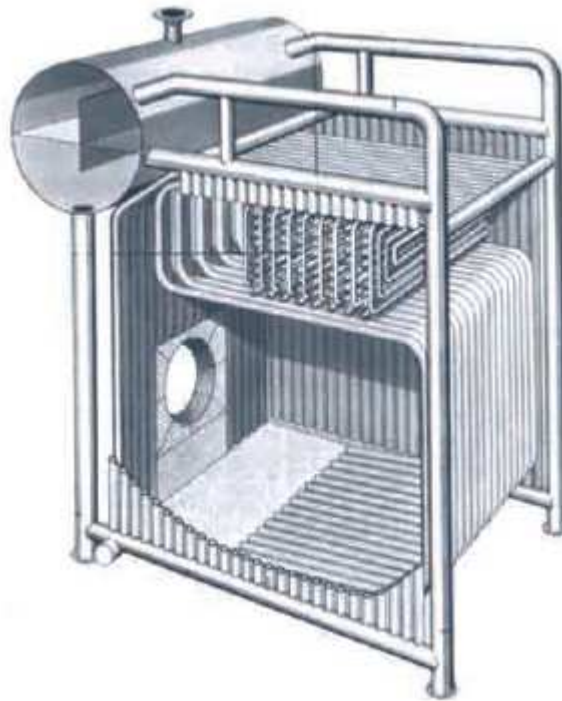


Figura 2: Caldera de producción de vapor acuotubular con paredes de agua

El segundo caso es el de las calderas verticales de tubos espirales, que algunos autores llaman generadores instantáneos. Esta tecnología sí tiene su sitio en las unidades SSGG porque tienen dos ventajas fundamentales:

- ✓ Son muy compactas, ocupando muy poco espacio en relación a su producción de vapor.
- ✓ Las obras asociadas a su instalación son más económicas. Esto es una consecuencia de la anterior porque son calderas que casi para cualquier producción de vapor están clasificadas como categoría primera por el art.3, ITC-EP-1 del RD2060/2008. Debiéndose cumplir que $P_{ms} * VT < 50000$.

Como desventajas podemos nombrar dos, bastante relevantes, ya que están limitando su implantación masiva, y son:

- ✓ Su elevado precio: son sustancialmente más caras que las pirotubulares de la misma capacidad.
- ✓ Los requerimientos de calidad del agua de alimentación son más rigurosos. Se puede decir que son más delicadas.

Como en el caso anterior, se muestra una figura para clarificar su construcción (tomada de [3])

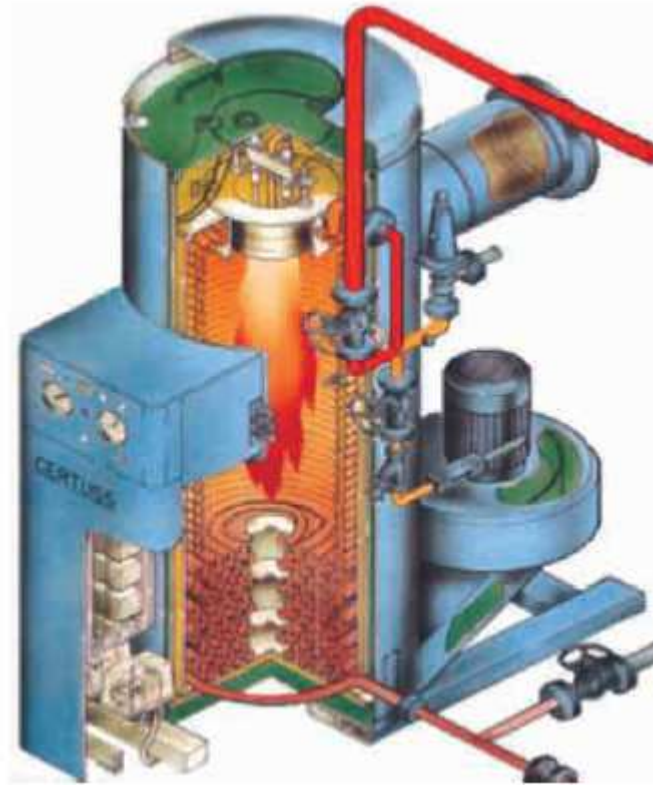


Figura 3: Caldera acuotubular, hogar vertical y tubos espirales

V.1.2.- Pirotubular

Esta es el tipo más habitual en las unidades SSGG. En estas, al contrario que en las anteriores, por el interior de los tubos circulan los humos, ya vengan de la combustión directa en el interior del hogar o de una corriente de gases calientes, siendo el agua-vapor la que se encuentra en el exterior “bañando” a éstos. También se llaman calderas de nivel definido porque se intenta mantener dentro de ellas siempre un nivel de agua similar, tal que cubra sobradamente todos los tubos de humos y dejen espacio suficiente para el vapor en la parte superior del interior de la caldera.

La figura siguiente ilustra estos conceptos (tomada de [4]) :

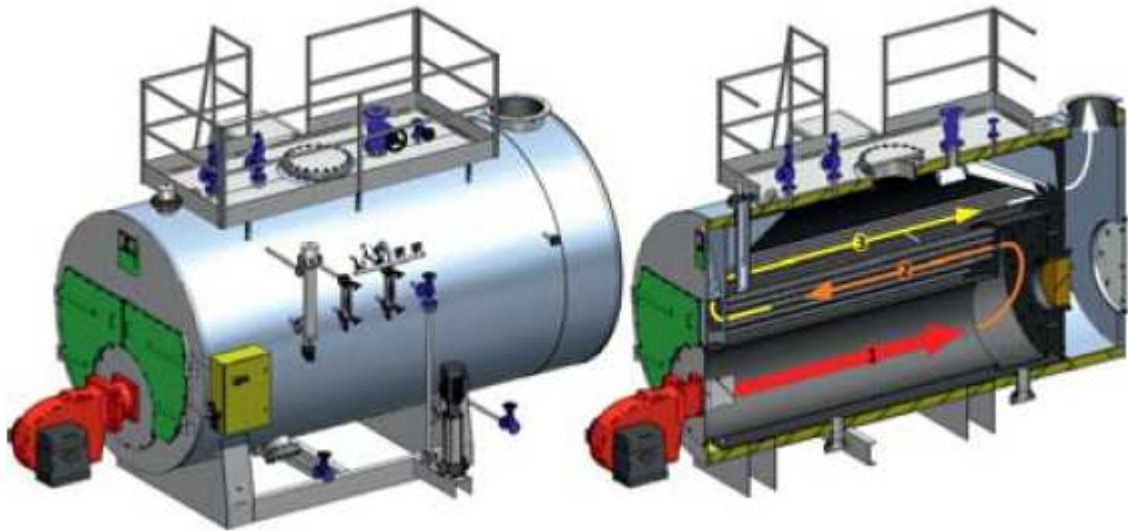


Figura 4: Caldera pirotubular de nivel definido

En mi opinión el secreto de su éxito comercial es que son muy sencillas de construir y mantener, son robustas y hay mucha oferta en el mercado, por lo cuál, el resultado de estas circunstancias es que su precio es muy competitivo.

V.1.3.- Solución retenida. Tecnología

En el caso de nuestra planta también entraba otro factor en la toma de decisiones y era la necesidad de disponer de este equipamiento en alquiler por la inmediatez de su puesta en servicio. Se realizaron consultas a varios proveedores (fabricantes) de calderas de ambas tecnologías, tanto acuotubulares como pirotubulares y los resultados fueron claros:

- 1) Las más caras y restrictivas en los aspectos relativos a la instalación, fueron las acuotubulares, hecho que viene a corroborar la opinión vertida más arriba, de que son más delicadas.
- 2) Dentro de las pirotubulares, se seleccionó la más potente y más económica dentro de la categoría primera $P_{ms} * VT < 15000$. Para poder instalarla lo más cerca posible de la instalación receptora
- 3) Se seleccionó el gasóleo como combustible por la facilidad del suministro y su elevada seguridad. Aunque sea sustancialmente más caro que el gas natural, el periodo de explotación previsto en alquiler no es lo suficientemente largo para que llegue a compensar el coste de realizar una infraestructura fija, la acometida de gas natural, que luego se debía dismantelar o dejar sin uso.

Así pues, la caldera que prestará el servicio en este primer periodo de explotación es marca ATTSU, modelo RL 2000/8, con una capacidad de 2000 kg/h y una presión máxima de 8 bar.

V.2.- Rendimiento. Medidas de eficiencia energética

Este apartado se va a analizar el estado del arte de los sistemas más comúnmente utilizados para la mejora del rendimiento de las calderas de vapor pirotubulares, aún cuando sabemos que en nuestro caso no se aplicarán por tratarse de un equipo en alquiler. Sin embargo, servirán igualmente a Fertinagro para la optimización del rendimiento del futuro sistema de producción de vapor central que se está construyendo para el complejo industrial en el que también se encuentra nuestra planta de biotecnología.

V.2.1.- Economizadores

Normalmente, la temperatura de salida de los gases de combustión de una caldera de vapor razonablemente eficiente está unos 25-30°C por encima de la temperatura del vapor saturado a la presión de producción (*Pitch*) y esto nos hace pensar que en esa corriente gaseosa hay un potencial ahorro de energía térmica. Pues bien, en función de las posibilidades de aplicación del calor recuperado y del nivel térmico del destino, se pueden proyectar economizadores de dos tipos:

- 1) De calor sensible o secos: cuando la temperatura final de los humos a la salida del equipo es superior al punto de rocío de los gases de combustión. La aplicación destino es de media-alta temperatura (>60°C)
- 2) De calor sensible y latente: en este caso la temperatura de salida de los gases queda por debajo de la de rocío y se produce por tanto condensación del vapor de agua incluido en la corriente sobre el equipo economizador. La temperatura del medio debe de ser baja (<30°C). Es evidente que la aparición de líquido determina el material y el formato de la construcción del equipo.

En aplicaciones del sector servicios o residencial es posible la aplicación de los equipos de calor sensible y latente (producción de ACS, suelos radiantes, etc) pero en la industria es poco común disponer de sumideros de baja temperatura, por lo que los más extendidos son los de calor sensible siendo su aplicación más directa el precalentamiento del agua de suministro de la propia caldera.

La aplicación de economizadores secos en unidades SSGG es, en la mayor parte de los casos, viable económicamente porque:

- 1) La instalación es barata por la proximidad y el bajo coste de las tuberías de interconexión.
- 2) El ahorro potencial está alrededor del 4-5 % en casi todos los casos.
- 3) En opinión de muchos autores [3] los equipos no son especialmente caros porque la aplicación no contiene la condensación y por tanto no es necesario el uso de materiales de alta calidad para su construcción.

Sin embargo, se debe discrepar con la tercera razón, porque, si se quiere evitar en todo momento la condensación, incluyendo los periodos de arranque y/o de muy baja carga, sería necesaria la instalación de válvulas y conductos de by-pass de gases de combustión que, normalmente, son más caros que el incremento del coste de los materiales inoxidables.

V.2.2.- Recuperación de condensados

Asimismo se incluye esta medida de mejora de la eficiencia energética, al igual que se hace en la nota bibliográfica [3], aunque su aplicación está recogida en toda la bibliografía sobre la construcción de redes y sistemas de distribución de vapor, más como una buena práctica, que como una medida de eficiencia energética en sí misma. Se puede pensar que porque los caudales sean bajos su contenido energético lo es también, y su deshecho puede parecer que no es importante. Sin embargo, con el retorno de condensados se consigue un doble ahorro:

- 1) Se necesita menos energía para la producción del vapor: en el límite, en una instalación en la que todo el vapor se usa para el calentamiento, es decir, que potencialmente se pudiera retornar el 100% del condensado y, suponiendo nulas las pérdidas de calor (aislamiento infinito) y las pérdidas de carga en las tuberías, la energía necesaria en la caldera sería solamente la correspondiente al calor latente de vaporización.
- 2) El coste del tratamiento del agua para el suministro del agua a la caldera (EN12953-10) no es despreciable, siendo muchas veces superior a 1 €/m³/h.

V.2.3.- Aislamiento térmico

Es claro que las tuberías de vapor y condensado se deben aislar para minimizar las pérdidas de calor entre el punto de producción y el de consumo. En concreto, en el caso del vapor vivo, es más importante porque la condensación en el interior de las tuberías puede producir corrosión y disfunciones si no es evacuada convenientemente de la red.

En este trabajo se realiza un cálculo de las pérdidas de calor de una red de tuberías de vapor vivo y de condensado, para el estudio de la medida de ahorro energético (MAE) contenida en el apartado IX.4.

V.2.4.- Otros

Existen otras fuentes posibles de energía térmica residual dentro de una instalación de producción de vapor, aunque de menor entidad que las nombradas anteriormente, en la siguiente lista, no exhaustiva, se describen algunas de ellas:

- 1) Recuperación de calor de las purgas de lodos/sales: es posible la instalación de un intercambiador de calor en la corriente de salida de las purgas periódicas de sales y lodos, ya que se encuentran a una temperatura similar a la del vapor saturado a la temperatura de producción. El problema es la poca entidad del caudal y la intermitencia del mismo.
- 2) Precalentamiento del aire de combustión: es posible el calentamiento del aire de combustión de la caldera a partir de la corriente de gases de combustión. En este caso la dificultad proviene de la baja eficiencia de los intercambiadores gas-gas, que normalmente hacen inviable económicamente su instalación.

VI.- Producción de frío

Al igual que se procedió en el capítulo V, para comenzar se va a encuadrar el perfil de las necesidades de refrigeración de forma que se justifique el sistema seleccionado para este servicio. Las necesidades de refrigeración de la planta son las siguientes:

- ✓ El enfriamiento de los equipos y materias primas esterilizados desde la temperatura de esterilización 121°C hasta la temperatura de proceso, alrededor de 30°C
- ✓ El control de la temperatura de fermentación, que es un proceso claramente exotérmico, dentro de la consigna del proceso. Entre 20 y 30 °C.
- ✓ Enfriamiento y/o conservación del producto final previamente a su expedición. Temperatura en torno a los 15°C.

A la vista de los niveles térmicos que se deducen de lo dicho arriba y según la introducción realizada en el apartado III.2.4, lo más razonable sería la adopción de dos sistemas de refrigeración:

- 1) Torre de refrigeración evaporativa: para el abatimiento de la temperatura desde las altas temperaturas de esterilización hasta las temperaturas de trabajo. En este caso también se podría haber elegido aerorrefrigeradores, pero hay dos poderosas razones que aconsejaban la instalación de la torre de refrigeración:
 - i. Las temperaturas húmedas en Utrillas son muy bajas durante todo el año, clima continental seco, luego el rendimiento de éstas no se ven penalizado en ninguna época del año.
 - ii. Los equipos de refrigeración elegidos en el punto siguiente son mucho más eficientes si el medio de condensación es el agua, en lugar del aire.
- 2) Sistema de refrigeración indirecto: por las temperaturas de trabajo y la previsible amplia variabilidad en la demanda se elige este sistema, con planta enfriadora agua-agua como equipo productor y un circuito cerrado de agua que trabajará entre 5 y 15 °C.

VI.1.- Tecnologías. Estado del arte

Al igual que en el caso del vapor, la producción de frío a escala industrial es una tecnología madura, aunque algo más reciente, en su concepción actual que la producción de vapor. Su uso comenzó a mediados del siglo XIX en la industria de la alimentación, como medio de conservación, y de la producción cervecera para el control de la fermentación, es decir, para un caso muy parecido al que nos ocupa.

En la actualidad el uso de la refrigeración está tan extendido y los sistemas son tan variados que hablar de su estado del arte daría, por sí mismo, para un TFM completo y no es el objeto del presente. Pero sí vamos a nombrar los dos ciclos de refrigeración, de características y tecnología muy dispares, así como su penetración en el mercado global:

- 1) Ciclo de refrigeración por compresión mecánica de refrigerante o ciclo de Rankine inverso: es con mucha ventaja el más extendido y conocido. Se trata de un ciclo termodinámico en el que la fuente de energía externa entra a través del consumo del compresor, con tecnologías muy diversas, pero que de forma general es accionado por un motor eléctrico.
- 2) Ciclos de refrigeración por absorción: el refrigerante en este caso es una solución (BrLi-H₂O ó NH₃-H₂O) que cambiando su concentración produce el efecto de extracción del calor del medio deseado. Su medio de activación es una fuente de calor que se aplica al generador, para obtener el efecto refrigerante en el evaporador. Como consecuencia se ha de extraer calor residual a temperatura media. Su grado de implantación es bajo y limitado a aquellas

instalaciones en las que la fuente de calor es gratuita o residual.

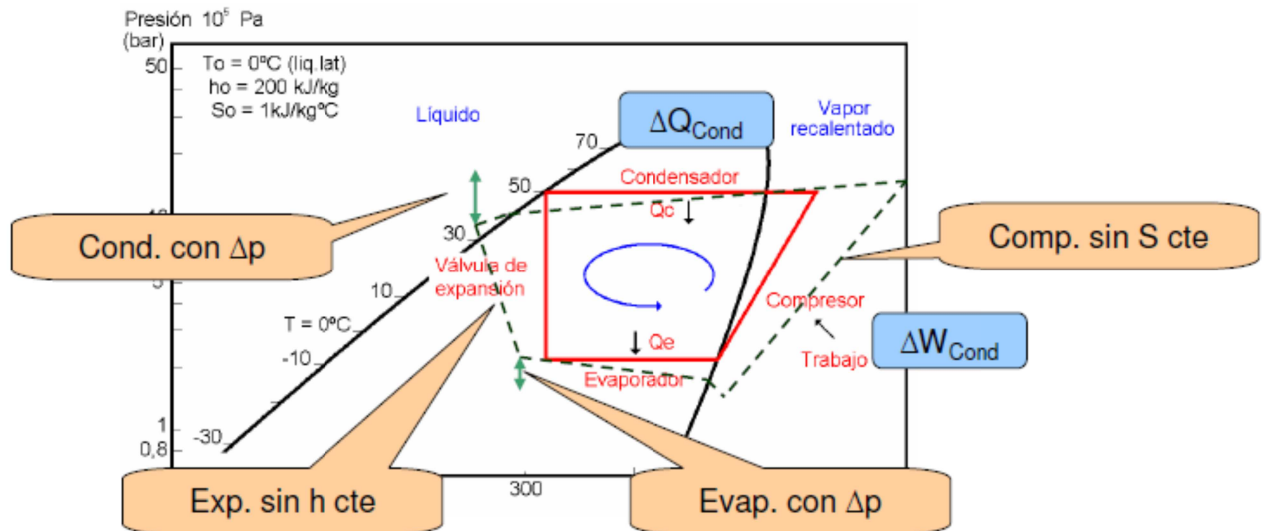


Figura 5: Ciclo real de compresión mecánica de una etapa

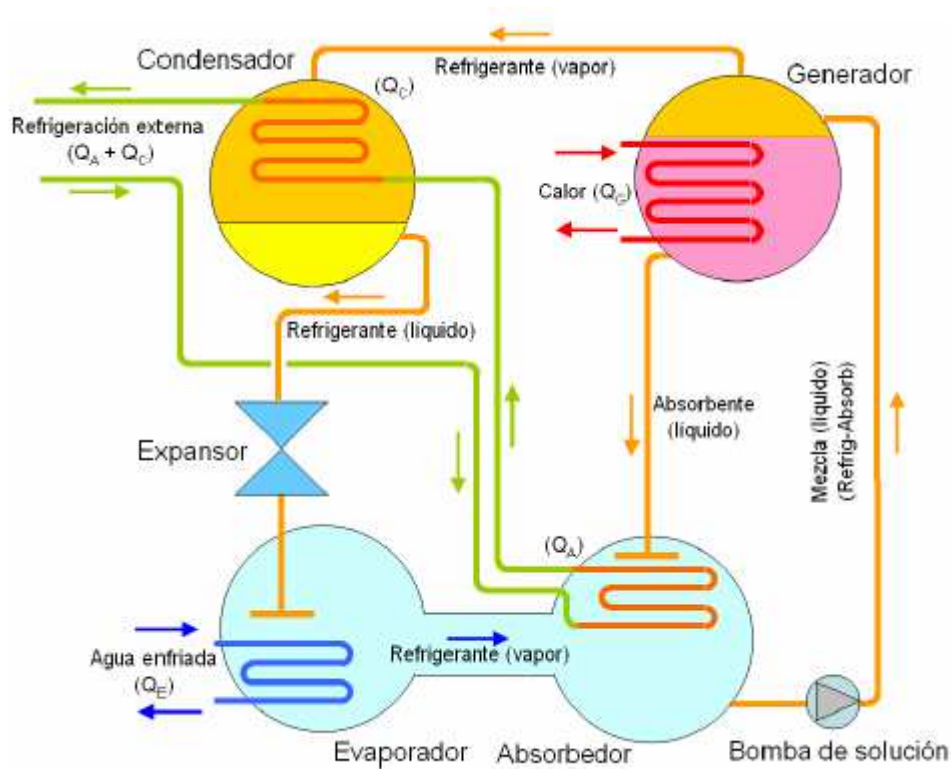


Figura 6: Ciclo de absorción simple

Estas figuras se han tomado de [5]

Sin embargo, se considera conveniente comentar aquí los grandes tipos de refrigeración y el porqué de la selección realizada para este proyecto. Para ello se reproduce la figura del RD 138/2011 (Reglamento de Seguridad de Plantas e Instalaciones Frigoríficas y sus Instrucciones Técnicas Complementarias) que sirve para clasificar de forma esquemática los sistemas de refrigeración normalmente utilizados.

| NUM. | DESIGNACIÓN | FUENTE DE FRÍO | MEDIO A ENFRIAR |
|------|-------------------------------------|----------------|-----------------|
| | SISTEMA DIRECTO | | |
| | SISTEMA INDIRECTO ABIERTO | | |
| | SISTEMA INDIRECTO ABIERTO VENTILADO | | |
| | SISTEMA INDIRECTO CERRADO | | |
| | SISTEMA INDIRECTO CERRADO VENTILADO | | |
| | SISTEMA DOBLE INDIRECTO ABIERTO | | |

Tabla 2: Diagramas de los sistemas de refrigeración (MI-IF-003)

De todos los anteriores, los más utilizados son el primero y el cuarto y es por ello por lo que son aquí comentados.

Todos los demás se utilizan solamente cuando, por las necesidades propias del proceso, no es posible hacerlo con los anteriores. Esto es por razones prácticas, ya que en todos los sistemas abiertos y/o ventilados, el contacto del medio con la atmósfera supone la incorporación del oxígeno, que normalmente lleva emparejado el riesgo de la corrosión y el deterioro del equipamiento.

VI.1.1.- Sistemas directos

A la vista del diagrama se puede deducir que la característica fundamental de los sistemas directos y de ahí su nombre, es que es el propio refrigerante el que se desplaza hasta el medio a enfriar completándose el ciclo frigorífico en éste, con el proceso de evaporación. Desde el punto de vista termodinámico y exergético es el más eficiente y el que permite obtener unas temperaturas de trabajo más bajas, ya que no existen intercambiadores intermedios que nos obliguen a tener escalones de nivel térmico (exergético) entre el refrigerante y el medio a refrigerar.

Estos hechos podían hacer pensar que la mayor parte de las plantas de servicios SSGG se ejecutan siguiendo este método y sin embargo no es así, de nuevo por razones prácticas. A continuación se enumeran algunas de ellas:

- 1) Seguridad para las personas y el medio ambiente: en la actualidad, la mayor parte de los refrigerantes que se usaban masivamente hace 10 años están en desuso, y los que se usaban hace 30 años están prohibidos por sus efectos en la capa de ozono y su aporte al creciente efecto invernadero y calentamiento global. Los refrigerantes actuales de bajo PCA (Potencial Calentamiento Atmosférico) tienen una característica común que no tenían los anteriores y es que son peligrosos, o bien por su toxicidad (sobre todo el NH_3), o bien por su inflamabilidad (los más actuales R-1234ze, R-32, R-513A, etc.). Si el sistema es directo estos refrigerantes están presentes en toda la planta de producción, no solo en la unidad SSGG, por lo que, en caso de decantarse por este sistema, las medidas de seguridad se deben extender a todos los lugares en que se usa, o por los que circulan las líneas de refrigerante.
- 2) El control de los parámetros de proceso es, en algunos casos, más complejo. Aquí vamos a distinguir dos caminos para explicar en qué casos sí, y en cuales, no.
 - i. El caso más simple, en el que no se presenta esta dificultad, es el enfriamiento del aire para la conservación de una estancia (cámara frigorífica, túnel de congelación, etc.) a una temperatura determinada. En este caso el control del proceso es sencillo porque en realidad hay un medio secundario (aun siendo un sistema directo) de absorción del calor y es el aire que mueven los evaporadores.
 - ii. Cuando debemos refrigerar directamente el medio, por ejemplo, para controlar la temperatura de un depósito, como es nuestro caso, si la evaporación no se produce de una forma muy controlada y distribuida, pueden aparecer puntos en los que la temperatura es mucha más baja que la requerida en el proceso, produciéndose riesgo de daños cualitativos en el medio a refrigerar.
- 3) Las instalaciones en su conjunto no son más económicas. Las dos razones anteriores derivan en que las medidas de seguridad y de control son caras y repercuten en el coste final de la instalación de forma relevante.

VI.1.2.- Sistemas indirectos

Como se muestra en el diagrama, los sistemas indirectos se caracterizan porque el ciclo frigorífico se realiza completamente en el equipo central de producción y que hay un fluido caloportador que comunica éste con el medio a refrigerar. Estrictamente, desde el punto de vista termodinámico y exergético, es menos eficiente que los sistemas directos, sin embargo, tiene otras ventajas que lo hacen ser muy práctico y funcional. Se van a mostrar éstas en contraposición con lo descrito en los sistemas anteriores:

- 1) Seguridad para las personas y el medio ambiente: los sistemas indirectos mantienen los refrigerantes actuales (niveles de seguridad A2L s/RD138/2011) confinados en las unidades SSGG, por lo que la seguridad es mucho mayor.

- 2) El control de los parámetros de proceso es más sencillo: tanto cuando refrigeramos directamente el medio, como un fluido intermedio (por ejemplo el aire) es muy fácil conseguir los parámetros óptimos porque el fluido caloportador está a una temperatura próxima a la del medio (en apartados posteriores se profundiza en este tema), luego la uniformidad de la distribución de las temperaturas está asegurada, existiendo pocos riesgos desde el punto de vista de la calidad del producto/medio a refrigerar.
- 3) Seguridad funcional y rendimiento: los refrigerantes actuales, aparte de ser algo más peligrosos, tienen otras muchas ventajas, como mayores rangos de temperaturas de operación y rendimientos. Por ello, su uso dentro de los sistemas indirectos hace que las mermas del rendimiento exergético sean muy pequeñas. Asimismo, cuando se usa un fluido caloportador tan conocido como el agua (o soluciones de ésta con sales o alcoholes) es posible un alto grado de optimización del proceso de evaporación, consiguiendo rendimientos de transferencia de calor muy altos que difícilmente se pueden conseguir en los sistemas directos, en los que el comportamiento del medio (variable por naturaleza) influye directamente en la respuesta del ciclo frigorífico.
- 4) Las instalaciones en su conjunto tienen un precio competitivo. Los circuitos de agua refrigerada, con unas presiones de trabajo bajas y unas temperaturas de trabajo intermedias, hacen que sus costes de instalación sean muy razonables.

VI.1.3.- Solución retenida. Tecnología

Por todo lo anterior, para nuestra planta lo más lógico era decantarse por un sistema indirecto cerrado. El fluido caloportador, el agua, pues se va a trabajar a temperaturas por encima de los +5°C y toda la red estará en el interior del edificio, luego no es necesario el aditivado con anticongelantes pues el riesgo de congelación es nulo.

A partir de aquí la decisión fundamental era la selección del equipo central de producción de agua refrigerada. Como parámetros importantes:

- 1) Potencia frigorífica: la derivada del proceso más crítico, la fermentación, determinada por éste (dato de proceso). Potencia frigorífica seleccionada: 200 kW.
- 2) Alto rendimiento de operación en cualquier nivel de potencia frigorífica: dados los múltiples equipos consumidores, con capacidades muy dispares, desde 10-12 kW hasta 200 kW, era aconsejado un equipo muy flexible. Se selecciona con variador de frecuencia en el accionamiento del compresor para adaptarse a muchos rangos de capacidad y válvula de corredera de control del volumen de refrigerante para mantener un alto rendimiento del ciclo frigorífico en todas las capacidades.
- 3) Condensación por agua: para mayorar el rendimiento frigorífico dado que ya se había decidido la instalación de una torre de refrigeración evaporativa para otros procesos de enfriamiento.
- 4) Refrigerantes de última generación: por sus grandes rangos de temperaturas de trabajo, y así ofrecer posibles sinergias de optimización energética.

Así pues la planta enfriadora seleccionada es marca TRANE, modelo RTSF 060 G, con una potencia frigorífica de 201,28 kW (agua evaporador 12/7 °C y condensador 30/35°C) EER y COP Brutos de 4,67/5,67 kW/kW respectivamente y compresor de tornillo helicoidal de una sola etapa.

En este apartado no se ha entrado en la tecnología interna del compresor porque se va a comentar de forma extensa en el siguiente capítulo correspondiente a la producción de aire comprimido. Lo que allí se razonará es aplicable también aquí por ser el compresor el principal equipo consumidor de energía del sistema de refrigeración.

VI.2.- Rendimiento. Medidas de eficiencia energética

Al contrario de lo que ocurría para la producción de vapor (caldera en alquiler), en este caso la instalación de refrigeración se ejecuta completamente nueva y es una parte importante de la unidad de SSGG objeto del presente trabajo. Es por ello que se han podido implementar las dos medidas de mejora de la eficiencia energética que se detallan a continuación.

VI.2.1.- Temperaturas de trabajo

En las distintas secuencias del proceso, las temperaturas del medio a refrigerar son variables y por lo tanto, es posible usar diferentes temperaturas del agua refrigerada para atender a la demanda.

La potencia frigorífica (Q_0 , q_0), COP y consumo W dependen de cuatro **parámetros de funcionamiento** de la MF. El ciclo real de refrigeración, queda prácticamente definido cuando en él se establecen estas siguientes variables térmicas del refrigerante:

- Temperatura (o presión) de evaporación.
- Temperatura (o presión) de condensación.
- Grado de subenfriamiento del líquido.
- Grado de recalentamiento del vapor.

| | q_0 | Q_0 | EER | \dot{W} |
|---------------------|-------|-------|-----|-----------|
| T_{evap} ↑ | ↑ | ↑ | ↑ | ↓ |
| T_c ↑ | ↓ | ↓ | ↓ | ↑ |
| Subenfriamiento ↑ | ↑ | ↑ | ↑ | = |
| Recalentamiento ↑ | = | ↓ | ↓ | = |

Figura 7: Factores que influyen en el rendimiento frigorífico

A la vista de la figura anterior (tomada de [6]) de las 4 variables que se nombran las dos primeras las decide el fabricante del equipo y ya están suficientemente optimizadas por él. Sin embargo las dos primeras dependen del diseño de la instalación, de las prestaciones de ésta y de las decisiones de operación que tome el usuario. En nuestro caso concreto:

- 1) La temperatura de salida del agua refrigerada de la planta enfriadora de agua es variable y la consigna se puede cambiar de forma remota desde el sistema de control de la instalación. A esta temperatura, va asociada la de evaporación del ciclo frigorífico interno de la planta enfriadora que tiene válvula de expansión electrónica y sistema de control autoadaptativo que optimiza en todo momento, tanto éste parámetro como los otros dos internos (subenfriamiento y recalentamiento)
- 2) La temperatura de condensación se mantendrá en todo momento lo más baja posible, dentro de lo que permita, tanto la temperatura húmeda exterior, como las propias limitaciones impuestas por el equipo. Para ello, en la entrada del agua de condensación se instala una válvula de control, controlada por la enfriadora, que mantiene el caudal de agua en el mínimo necesario para su correcto funcionamiento.

VI.2.2.- Caudales de circulación fluido intermedio

Tanto con la selección del sistema, como de la planta enfriadora y con las medidas de eficiencia energética propuestas en el punto anterior, se ha optimizado en la medida de lo posible la parte puramente frigorífica de la instalación. Sin embargo, todavía queda un subsistema, dentro de la instalación de refrigeración, susceptible de mejora y es el circuito hidráulico de distribución de fluido calorportador. Actualmente, y quiero decir de hace 10 años a la actualidad, se está prestando mucha atención a este aspecto de los sistemas de refrigeración de las unidades SSGG, y se promueven proyectos e inversiones asociadas a la disminución del consumo energético de esta parte de la instalación.

Tradicionalmente, la tendencia era diseñar el circuito hidráulico para un caudal constante e igual al necesario para transmitir la máxima demanda del conjunto de la instalación con el salto térmico previsto. Esto implicaba que, para el control de la variable energía demandada por los diferentes destinos de la producción frigorífica, se debía utilizar válvulas de tres vías que permitían desviar la parte de caudal que no era demandada por el destinatario, pero manteniendo siempre el caudal global de la circulación. En consecuencia, la energía absorbida por las bombas de circulación era siempre constante y relevante, más adelante se va a calcular. Sin embargo, si en lugar de controlar los múltiples destinatarios con válvulas de tres vías lo hacemos con las de dos vías, es posible la disminución del caudal de circulación del fluido caloportador y por tanto, disminuir su consumo eléctrico linealmente (bombas centrífugas). En la figura siguiente (tomada de [7]) se ilustra este punto:

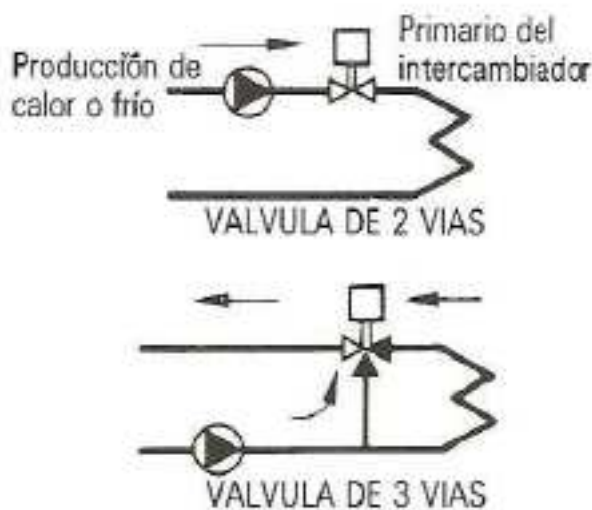


Figura 8: Válvulas de control de 2 y 3 vías

Pues bien, en nuestro caso, la variedad de potencias frigoríficas demandadas es muy grande (ver VI.1.3) y por ello se ha elegido el control con válvulas de 2 vías y caudal variable de circulación del agua refrigerada. Evidentemente, para conseguir esto las bombas de circulación deben de llevar variadores de frecuencia para sus motores eléctricos y la planta enfriadora debe de estar preparada para ello.

Pasamos a calcular el consumo energético de la bomba, a máximo y a mínimo caudal para ilustrar el ahorro energético potencial.

$$W_{bmax} = V_{H2OM} * \frac{\Delta P_{max}}{\eta_{bomba}} = 2,4 \text{ kW}$$

$$W_{bmin} = V_{H2Om} * \frac{\Delta P_{min}}{\eta_{bomba}} = 0,15 \text{ kW}$$

donde:

W_{bmax} = consumo máximo de la bomba de circulación

W_{bmin} = consumo mínimo de la bomba de circulación

V_{H2OM} = caudal máximo de agua: 0,0096 m³/seg

V_{H2Om} = caudal mínimo de agua: 0,00385 m³/seg

ΔP_{max} = pérdida de carga del circuito a máximo caudal: 150 kPa

ΔP_{min} = pérdida de carga del circuito a mínimo caudal: 24 kPa

η_{bomba} = rendimiento bomba (mecánico + eléctrico), constante: 0,6

VII.- Aire comprimido

Al igual que en los capítulos anteriores, en primer lugar, se va a encuadrar el perfil de las necesidades de aire comprimido de la planta receptora y se justifica la tecnología de producción elegido.

Existen dos grupos de consumo de aire comprimido, con necesidades de caudal y presión bastante diferentes, es por ello, por lo que se opta por suministrarlo desde dos equipos y redes independientes, a saber:

- 1) Aire de instrumentación y de transporte de fluidos, de menor entidad en cuanto a volumen y una presión de trabajo media-alta, 6-6,5 bar. Este grupo se servirá desde un compresor existente y no es objeto del presente trabajo.
- 2) Aire de proceso u oxidante del tren de fermentación: el caudal en este caso es relevante y la presión de suministro media-baja, según lo propuesto en las condiciones de proceso 3,15 bar. El caudal punta nos viene determinado por el aporte al biorreactor principal del orden de 11-12 m³/min, aunque también cabe la posibilidad de necesitar caudales mucho más bajos hasta de 1-2 m³/min.

Dadas estas condiciones y según lo comentado en el apartado III.2.5, el tipo de compresor más adecuado para este servicio sería el de tornillos helicoidales y será el elegido. En apartados posteriores se justifica esta decisión y se precisan las características técnicas del equipo seleccionado.

VII.1.- Tecnologías. Estado del arte

La técnica del aire comprimido o neumática (del griego *pneuma*: respiración, soplo) es todavía más antigua que las anteriores y los primeros escritos se encuadran en Alejandría en el siglo III a.C. y se atribuyen a Ctesibio¹ aunque no se conservan.

Sin embargo hasta hace poco tiempo, no se le venía prestando la debida atención dentro de las unidades de SSGG. En otras aplicaciones, en las que su potencia absorbida es muy relevante: estaciones de compresión de gas, plantas de separación de aire, etc. el caso es diferente.

Pues bien, en nuestro caso el aire comprimido es el mayor consumidor de energía eléctrica, y supone el 46% del consumo total de la planta y el 63% sobre el consumo de los SSGG. Es por ello por lo que en este trabajo se le va a prestar especial atención.

VII.1.1.- Tornillo

Este tipo de compresor, al igual que los de pistones, se engloban dentro de la clase de desplazamiento positivo, que son aquellos en los que su principio de funcionamiento es disminuir el volumen existente en la cámara de compresión en la que se encuentra confinado el aire, obteniendo como resultado un aumento de la presión interna.

Existen dos tipos, de un solo tornillo motriz y dos satélites (usado en máquinas frigoríficas como Daikin o McQuay) y el de dos tornillos helicoidales paralelos que es el más común, tanto en refrigeración como en aire comprimido, y es el que vamos a estudiar aquí.

¹ Fuente: Wikipedia

La cámara de compresión se forma en el interior de dos tornillos helicoidales, uno motor (habitualmente el macho) y otro satélite, que en su movimiento de rotación, hacen avanzar el aire hacia adelante, disminuyendo progresivamente su volumen. La estanqueidad, de forma genérica, se produce mediante la inyección de lubricante entre los tornillos que, por efecto de la tensión superficial de éste, sella perfectamente las cavidades a la vez que sirven para extraer el calor que se produce en el proceso de compresión y posteriormente este aceite es refrigerado y separado de la corriente de aire.

Sin embargo para nuestra aplicación, en la que el aire debe de estar totalmente limpio y exento de aceite por ser una aplicación muy sensible a la contaminación, la estanqueidad se realiza por ajuste mecánico puro y tratamientos superficiales de alta calidad.

En las figuras siguientes (tomadas de [8]) se ilustra lo descrito arriba:



Figura 8: Compresor tornillo helicoidal

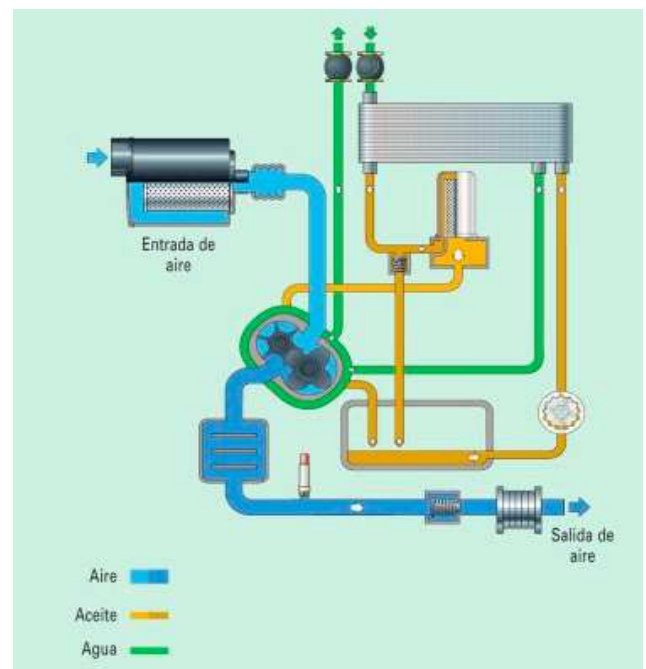


Figura 9: Esquema flujo general

Las ventajas de esta tecnología y que se acoplan muy bien con nuestra aplicación, son las siguientes:

- ✓ Presentan una gama de regulación de la presión muy amplia, manteniendo unos rendimientos bastante constantes. En apartados posteriores se encuentran calculados.
- ✓ Alta fiabilidad mecánica y bajo desgaste.
- ✓ Bastante silenciosos

El análisis se centra en los de una sola etapa de compresión ya que la relación de compresión no es muy alta 4,3:1 y la compresión en dos etapas en estos ratios no es viable económicamente.

VII.1.2.- Centrífugo

Esta tecnología es totalmente diferente de la anterior y se encuadra dentro de lo que se entiende como compresores dinámicos, en los que el aumento de presión viene dado del aumento de la energía cinética del fluido.

Los encontramos en los ámbitos de la refrigeración y del aire comprimido, normalmente en altas capacidades. Para esta tecnología lo más común, incluso para presiones bajas, es la compresión en al menos 2 etapas. Esto es debido a la necesidad de aumentar la flexibilidad y rendimiento del equipo alejando la línea de bombeo (*Surge*) y ampliando el rango de capacidad de uso. En la figura siguiente se ilustra este hecho. Se hace notar que estos diagramas se han extraído de un caso de compresión de refrigerante, pero el efecto es similar para el caso del aire comprimido..

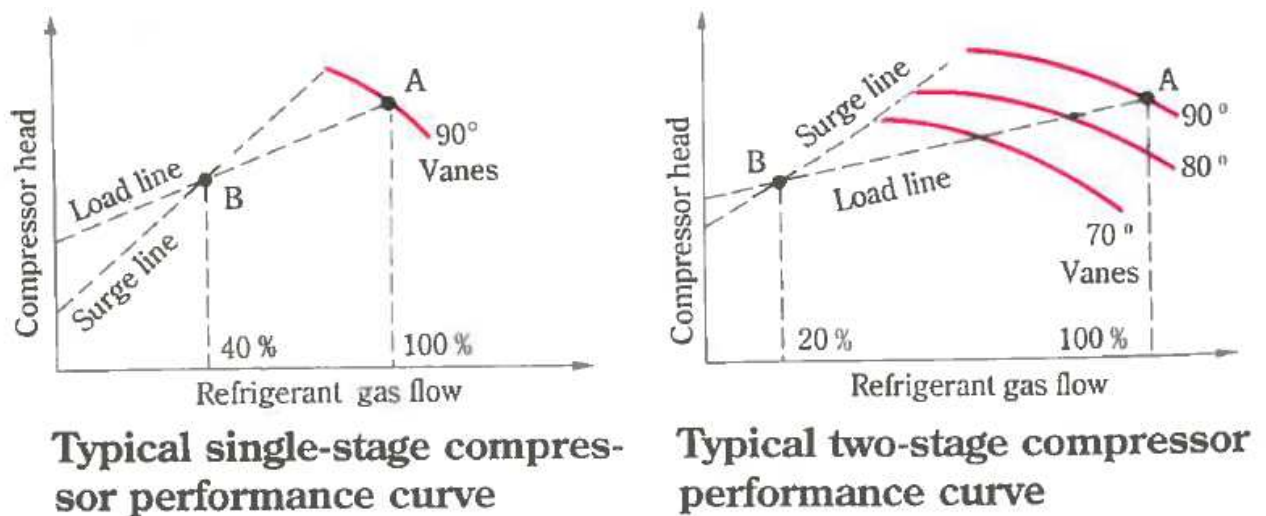


Figura 10: Comparativa compresores centrífugos 1 y 2 etapas

Se hace notar que estos diagramas (tomados de [9]) se han extraído de un caso de compresión de refrigerante, pero el efecto es similar para el caso del aire comprimido, aunque la flexibilidad en el rango de caudales es menor en el caso del aire comprimido. La figura adjunta (tomada de [10]) ilustra este hecho.

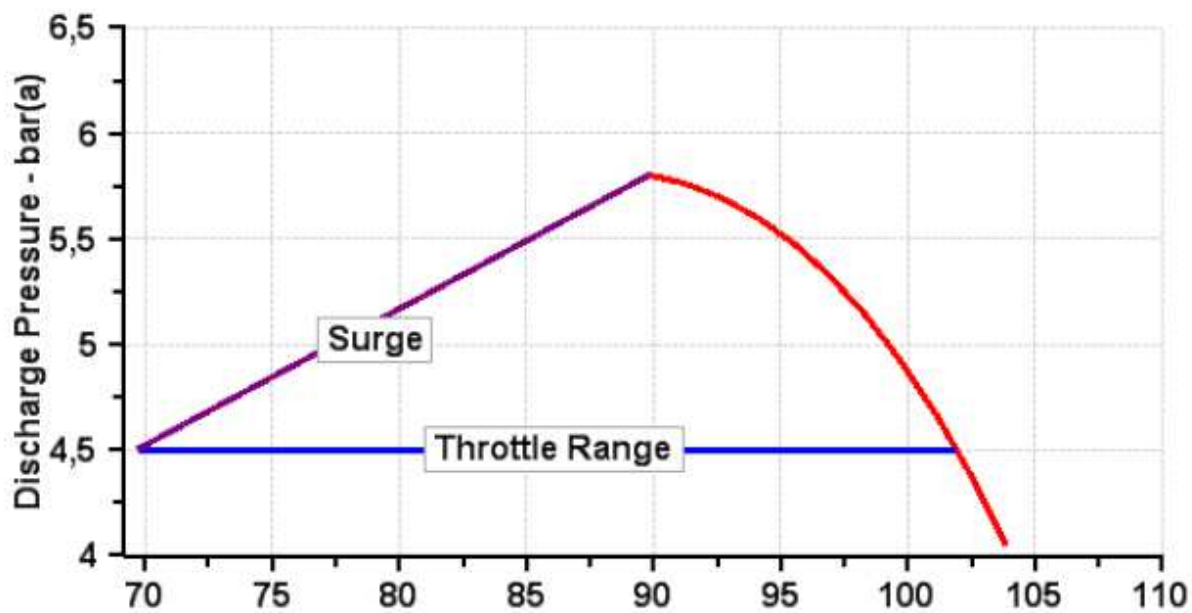


Figura 11: Curva de capacidad compresor centrífugo 2 etapas

Aún cuando este es el tipo de compresor más eficiente, no es muy adecuado para nuestra instalación por lo poco flexible que es en la regulación de caudales y porque el coste de esta tecnología es bastante elevado por la complejidad mecánica intrínseca de las dos etapas, la refrigeración intermedia, las altas velocidades de giro, etc.

VII.1.3.- Solución retenida. Tecnología

A la vista de las características de cada una de las tipologías descritas anteriormente, parece que la solución más razonable para nuestra aplicación es la elección de un compresor de tornillos helicoidales de baja presión.

Al igual que en el caso de la caldera de vapor, se acudió al mercado para comparar ofertas y tecnologías antes de tomar la decisión del equipo a instalar, con las especificaciones de proceso (realizadas por otros) y que son las siguientes:

- 1) Caudal de suministro nominal: 12 m³/min.
- 2) Calidad del aire: clase 0, s/ISO 8573-1
- 3) Alto rendimiento de operación en cualquier nivel de caudal y de presión.
- 4) Refrigeración por agua, ya que hay instalado un circuito al efecto y es más fácil la recuperación de calor si procede.

Así pues, a la vista de los ofertas se seleccionó un compresor marca ATLAS COPCO, modelo ZA 2 VSD, con las siguientes prestaciones y características (tomadas de [11]) :

| MODELO | ZA 2 VSD / 3,5 bar | | | | |
|---------------------|--------------------|-------|--------|--------|--------|
| Presión (bar) | 3 bar | | | | |
| R.P.M | 1250 | 1596 | 2285 | 2980 | 3315 |
| Caudal (l/s) | 88,5 | 117,3 | 181,2 | 243,3 | 272,4 |
| Caudal (m3/min) | 5,31 | 7,038 | 10,872 | 14,598 | 16,344 |
| Consumo Pack (kw) | 31,7 | 38,8 | 56,5 | 76,5 | 87,1 |
| Potencia Motor (kw) | 90 KW | | | | |

Tabla 3: Prestaciones compresor seleccionado

A partir de estos datos se realizarán los estudios de mejora de la eficiencia energética que se encuentran en apartados posteriores.

VII.2.- Rendimiento. Medidas de eficiencia energética.

Al igual que en el caso anterior para la producción de frío, esta instalación de aire comprimido es de nueva planta y es la principal consumidora de energía eléctrica. Es por ello, que se realizan los estudios siguientes, como contraste con las decisiones de construcción adoptadas y para tenerlas presentes si, a la vista de la secuencia del proceso y las condiciones de explotación, es posible su aplicación dado que sus costes son muy bajos.

VII.2.1.- Rendimiento comparado compresor centrífugo vs tornillo

Aún cuando en el apartado anterior se justificó la elección de la tecnología del tornillo como la más adecuada para nuestra aplicación, se cree conveniente hacer un estudio comparativo del rendimiento de las tecnologías que serían susceptibles de aplicar en el rango de baja presión, los centrífugos y los de tornillo helicoidal. Se realiza en EES y la formulación utilizada se encuentra en el anexo XII.2. Los datos de partida se toman de las fuentes siguientes:

- ✓ Compresor centrífugo, marca Ingersoll Rand, mod. C700: documentación bibliografía [10]
- ✓ Compresor tornillo, marca Atlas Copco, mod. ZA-6: documentación bibliografía [8]

Las condiciones generales que se han usado para estos cálculos son:

- 1) Suponer el aire seco y gas ideal
- 2) Que todas las irreversibilidades se transforman en calor que deben ser evacuadas por el agua de refrigeración.
- 3) Los coeficientes de fuga son estimados porque son datos que no suministran los fabricantes.

Según los datos, los consumo eléctricos y prestaciones de ambos compresores son muy similares. La única diferencia relevante es que la potencia calorífica a evacuar es ligeramente más baja en el caso del compresor centrífugo, hecho que por otro lado, tiene todo el sentido ya que en éste no existe rozamiento en las partes involucradas en la compresión por tratarse de un compresor dinámico. Por otro lado, estas pequeñas diferencias, unidas a la flexibilidad en el caudal que ofrecen los compresores de tornillo, refuerzan lo adecuado de la elección de éstos para la instalación objeto del presente trabajo.

VII.2.2.- Reducción de la presión de suministro

Esta medida surgió a la vista de que, según el diseño de la ingeniería que desarrolló el proceso, la alimentación de oxidante al biorreactor tiene una válvula reductora de presión, que, posiblemente, no sea necesaria ya que el compresor es de velocidad variable y puede bajar su presión de forma que podría llegar directamente a la válvula de control sin esta restricción previa.

Para el análisis técnico de esta medida se va a realizar una simulación en EES del equipo seleccionado a partir de los datos contenidos en el documento [8]. Se seguirá el procedimiento de análisis que propone Zang [12] que se considera validado por aparecer como referencia bibliográfica en la tesis de Mahmoud [13] y por el uso de fórmulas conocidas y validadas en múltiples documentos. Aunque este procedimiento está pensado para compresores de tornillo con inyección de aceite, la única diferencia que se considera que existe es que las temperaturas del proceso “isotónico” son mucho más altas en nuestro caso porque no está el flujo de aceite para llevarse esa parte del calor generado.

En la tabla siguiente se muestran los resultados principales relacionados con el consumo energético y los rendimientos del equipo. Presión (MPa (a)), potencias (kW) y consumo específico (kW/m³/min)

| P[i] | eta_adiab[i] | eta_elec[i] | W_abs[i] | W_eje[i] | W_teorico[i] | C_esp_m[i] |
|------|--------------|-------------|----------|----------|--------------|------------|
| 0,45 | 0,6176 | 0,93 | 69,8 | 64,91 | 40,08 | 5,816 |
| 0,35 | 0,6265 | 0,9329 | 55,16 | 51,45 | 32,24 | 4,596 |
| 0,25 | 0,5808 | 0,9316 | 42,38 | 39,49 | 22,94 | 3,532 |

Tabla 4: Rendimientos, Pot. Absorbida y Consumo específico vs. Presión de trabajo

Como se deduce de la tabla 4, el consumo específico disminuye claramente con el descenso de la presión de compresión, no de forma lineal sino potencial inversa. Para nuestro caso: bajar de una presión en la línea **de 3,5 bar a 2,5 bar supone un ahorro del 21% de la energía de compresión**. Luego valdrá la pena intentar bajar la presión de la línea en lo posible.

Asimismo se calculan las potencias térmicas disponibles para su eventual uso en otros subsistemas. En la tabla siguiente los resultados.

| P[i] | Pot_comp[i] | DELTA_isot[i] | Pot_post[i] | DELTA_post[i] | Pot_total[i] | Ratio_RefQ[i] |
|------|-------------|---------------|-------------|---------------|--------------|---------------|
| 0,45 | 23,28 | 105,1 | 35,2 | 162 | 58,48 | 4,873 |
| 0,35 | 18,41 | 83,83 | 27,75 | 128 | 46,16 | 3,846 |
| 0,25 | 13,76 | 63,08 | 21,2 | 98 | 34,96 | 2,913 |

Tabla 5: Potencias y saltos térmicos en función de la presión de uso

Notación: Pot_comp/post/total=potencia residual en kW en compresor, postenfriador y total respectivamente; $\Delta_{isot/post}$ =saltos térmicos del aire en Ken compresor y postenfriador respectivamente; Ratio_RefQ= ratio refrigeración vs.caudal en kW/m³/min

También se ha calculado, en función del caudal usado en la aplicación (en m³/min) y a la presión absoluta de 0,35 MPa de:

- ✓ El rendimiento eléctrico como cociente entre la potencia absorbida en el eje y la total absorbida del equipo obtenida de los datos del fabricante contenidos en la oferta económica del equipo seleccionado (ver VII.1.3)

- ✓ El rendimiento adiabático como cociente entre el potencia teórica y el absorbida en el eje.
- ✓ La potencia térmica disponible en kW.

| V_dot_f | eta_adiab[2] | eta_elec[2] | Pot_total[2] |
|---------|--------------|-------------|--------------|
| 5 | 0,59 | 0,8793 | 20,5 |
| 6 | 0,6084 | 0,8879 | 23,81 |
| 7 | 0,6219 | 0,8965 | 27,14 |
| 8 | 0,6305 | 0,9048 | 30,57 |
| 9 | 0,6346 | 0,9127 | 34,15 |
| 10 | 0,6348 | 0,92 | 37,93 |
| 11 | 0,6318 | 0,9267 | 41,94 |
| 12 | 0,6265 | 0,9329 | 46,16 |
| 13 | 0,6198 | 0,9385 | 50,58 |
| 14 | 0,6124 | 0,9437 | 55,17 |

Tabla 6: Rendimiento eléctrico, adiabático y potencia térmica vs caudal aire

Para una visualización más directa se representa la tabla anterior gráficamente:

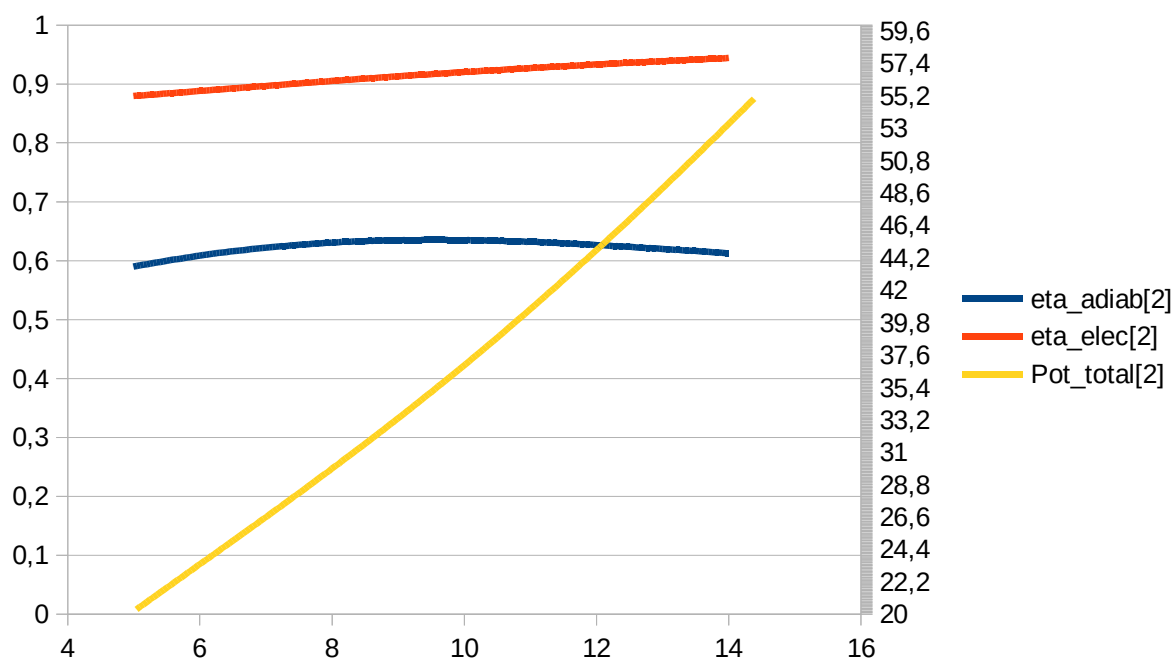


Figura 12: Rendimiento eléctrico, adiabático y potencia residual vs. caudal

Asimismo se ha calculado la función lineal de la potencia térmica disponible en función del caudal para su uso en posteriores apartados.

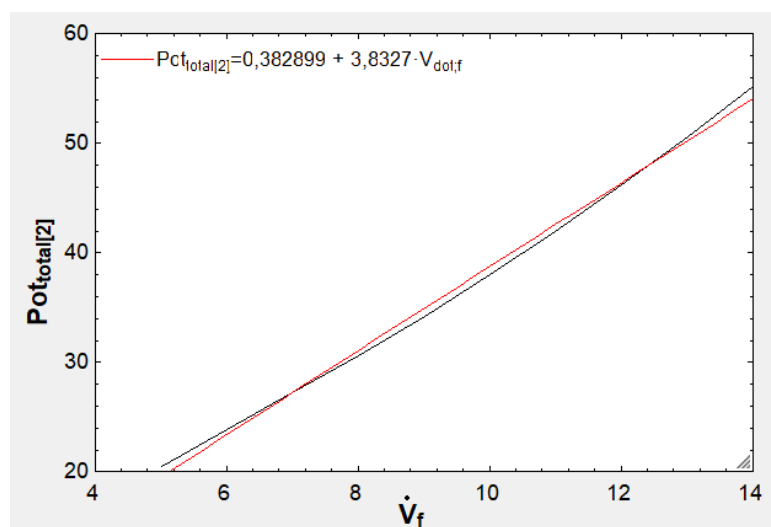


Figura 13: Potencia térmica vs Caudal

VII.2.3.- Enfriamiento del aire de admisión al compresor

Finalmente se presenta una medida de eficiencia energética, tomada de la tesis de Mahmoud [13], que es consecuencia de que el compresor seleccionado es de desplazamiento positivo y del descenso de la densidad del aire con el aumento de la temperatura exterior.

Se presenta una tabla conjunta en función de la temperatura exterior, para el caudal nominal de 12 m³/min (condiciones FAD¹) y a la presión absoluta de 0,35 MPa de:

- ✓ La temperatura teórica de salida en condiciones adiabáticas
- ✓ El caudal volumétrico en función de la temperatura
- ✓ La potencia de compresión en kW.

| T_ext | T_v[2] | V_dot_t | E_aire_v[2] |
|-------|--------|---------|-------------|
| 280 | 412,7 | 11,46 | 27,25 |
| 282 | 415,7 | 11,54 | 27,64 |
| 284 | 418,6 | 11,63 | 28,03 |
| 286 | 421,6 | 11,71 | 28,43 |
| 288 | 424,5 | 11,79 | 28,83 |
| 290 | 427,5 | 11,87 | 29,23 |
| 292 | 430,4 | 11,95 | 29,63 |
| 294 | 433,4 | 12,03 | 30,04 |
| 296 | 436,3 | 12,12 | 30,45 |
| 298 | 439,3 | 12,2 | 30,86 |

Tabla 7: Tª exterior vs. potencia de compresión

Para saber si esta medida es susceptible de aplicación se esperará a ver si en la sala de máquinas

1 Aire la temperatura de 20°C y en las condiciones de presión de aspiración

existe una diferencia sustancial de temperatura con el exterior, ya que no hay muchas cargas positivas en su interior. Si durante las primeras fases de la explotación, esta diferencia resultase relevante su aplicación sería tan sencilla como hacer una canalización que tomara aire directamente del ambiente exterior, en lugar del interior de la sala de máquinas.

VIII.- Secuencia del proceso. Estados de carga

En este apartado se va a hablar de la secuencia de proceso del tren de fermentación para un producto tipo. Los datos de demandas de servicios y duración de cada fase se han obtenido de los datos de la ingeniería que ha desarrollado el proceso y de la experiencia del usuario en la explotación de un tren de fermentación similar pero de menos capacidad, es por ello que no se presentan en la tabla siguiente para mantenerlos como confidenciales.

Como datos aclaratorios para la interpretación de la tabla del anexo XII.1:

- ✓ Las energías se expresan en kWh y se obtienen de multiplicar la potencia útil por el tiempo de duración de cada fase.
- ✓ En la columna Tipo (h) se representa el tiempo en horas de forma acumulada, es decir, que la duración de cada fase se suma a la anterior. Así pues, la última celda se corresponde con la duración total del proceso.
- ✓ La potencia térmica disponible es la que disipan la planta enfriadora y el compresor y que es evacuada por el agua de refrigeración en las condiciones normales de proceso. Esta potencia es la máxima que se podría recuperar para otras aplicaciones (ver apartados IX.1 y IX.3)
- ✓ La carga CV es índice de carga de la caldera de vapor como cociente de la potencia útil necesaria en el proceso y su potencia nominal.
- ✓ La Energía térmica absorbida es la energía procedente del combustible calculada a partir de la potencia necesaria para el proceso corregida por el rendimiento de la caldera estimado en sus condiciones de carga (ver apartado IX.4)
- ✓ Los datos totales de energía eléctrica se han empleado para los cálculos de la demanda de energía total del proceso y de los SSGG (ver tabla 1, capítulo IV)
- ✓ Los datos totales de energía térmica se utilización en el apartado IX.4

Para ayudar a la visión global del modo de uso de la energía en este proceso tan particular se realizan gráficas de dispersión entre el tiempo y las potencias demandadas. Estas gráficas nos ayudarán al establecimiento de las sinergias entre la energía térmica demandada y la disponible en una determinada fase del proceso.

En primer lugar se muestra la de la potencia eléctrica:

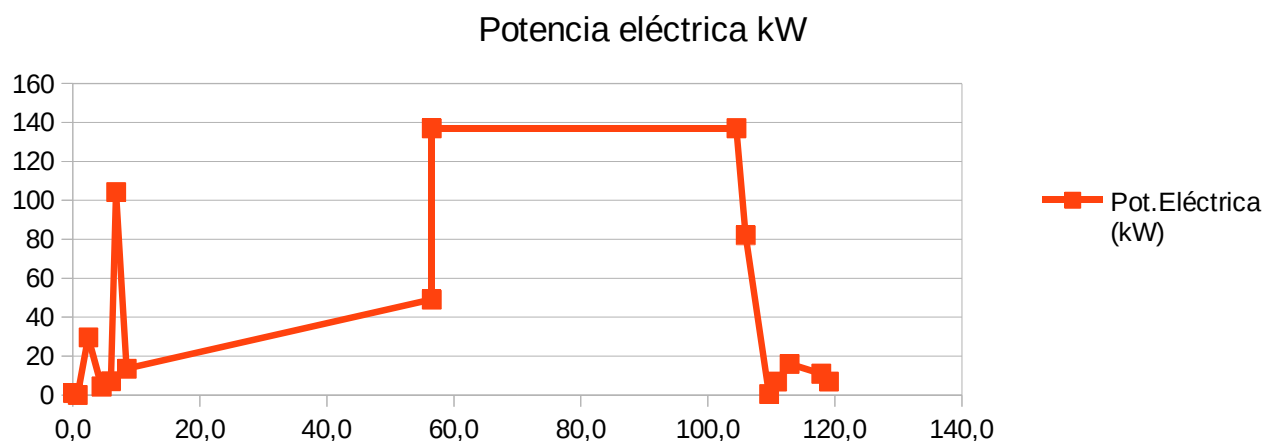


Figura 14: Demanda de potencia eléctrica en función del tiempo

En segundo lugar se muestra el perfil de la demanda de vapor:

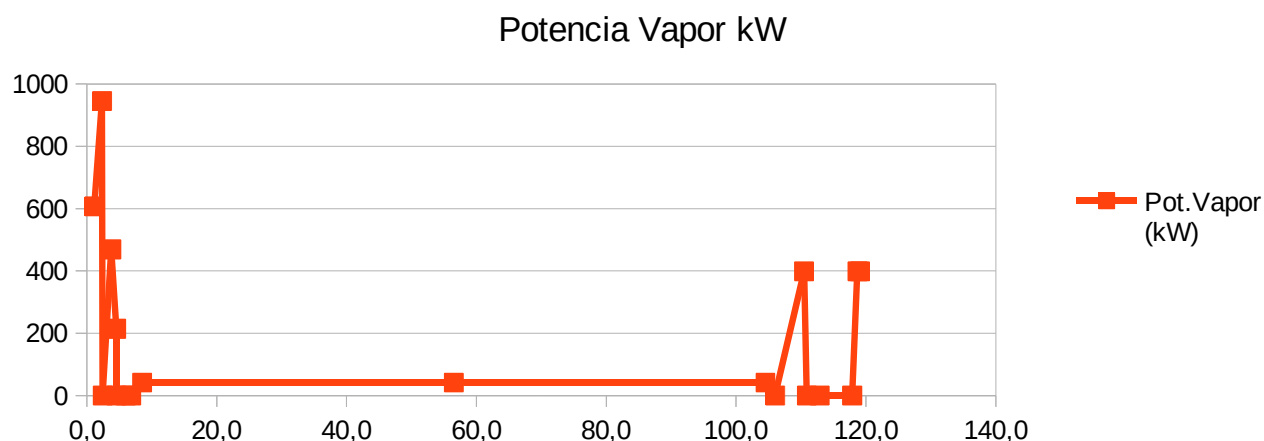


Figura 15: Demanda de vapor

Finalmente la potencia térmica disponible en el transcurso del proceso:

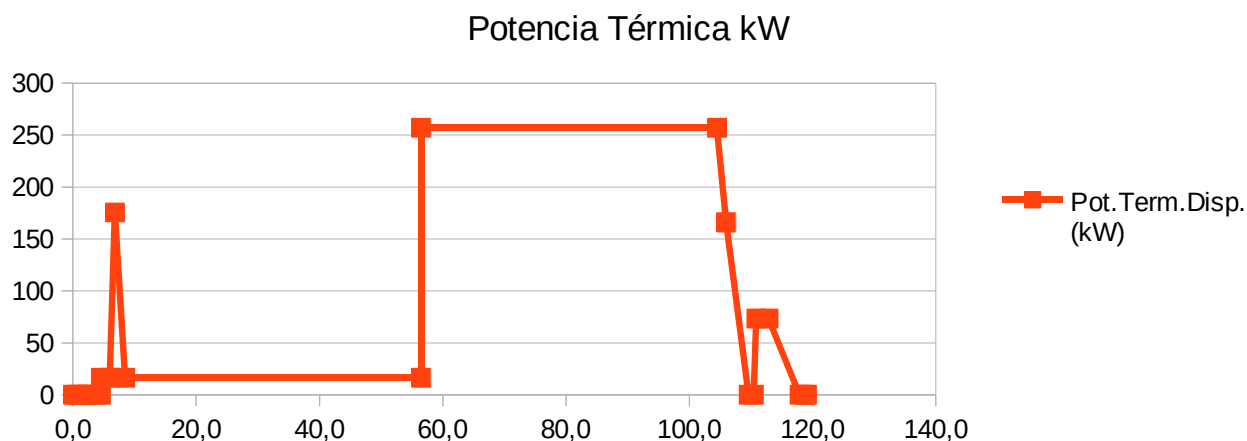


Figura 16: Potencia térmica disponible en cada momento

A la vista de las gráficas anteriores, se puede ver que es un proceso continuo y secuencial, con potencias de base relativamente bajas con respecto a la media, y elevadas en periodos de tiempo limitados. Es por ello que las posibilidades de optimización energética con flujos internos al propio proceso son complicadas, sin embargo, mirando a los servicios generales sí es posible la aplicación de las medidas de ahorro energético que se proponen en el capítulo siguiente.

IX.- Oportunidades de mejora. Medidas de ahorro energético

Para comenzar este capítulo se va a decir que, por tratarse de un proceso totalmente secuencial y además por *Batch* las posibilidades de aplicación de medidas de ahorro energético o MAE's son limitadas, ya que hay pocos procesos que tienen lugar simultáneamente. Basta con ver las gráficas del anterior apartado para deducir que:

- ✓ La única de las demandas que es más o menos amplia en casi cualquier fase del proceso es la eléctrica. Por esta razón todas las medidas de eficiencia energética que se refieren a este tipo de energía se proponen implementar en primera instancia. Además, a priori, es el tipo de energía más cara.
- ✓ La demanda de vapor es fuertemente pulsatoria y de una gran amplitud entre los máximos y los mínimos. Este comportamiento nos lleva a estudiar una MAE específica para minimizar su impacto (ver apartado IX.4)
- ✓ La disponibilidad de energía térmica “aprovechable” solamente es simultánea con la demanda de vapor en la parte final del proceso, es decir, cuando se van a calentar los depósitos de CIP. Por este hecho se proponen las MAE's de los apartados IX.1, IX.2 y IX.3

Para todas las MAE's se va a realizar un análisis técnico, en el que figurarán los cálculos realizados con relación a las materias estudiadas en el Máster, y un estudio económico, en el que se tendrán en cuenta precios medios de la energía, los ratios de conversión kW/CO₂ y el coste de las emisiones tomando el precio actual (con tendencia al alza) de 23 €/Tm CO₂

IX.1.- Calentamiento de depósito de CIP con energía residual.

Esta MAE es la más evidente y produce unos ahorros directos en energía y emisiones. Pretende aprovechar, al menos en parte, el pico continuado de energía disponible en las fases 6ª y 7ª del proceso para suprimir el pico de demanda de vapor de las fases 9ª y 10ª.

IX.1.1.- Análisis

De nuevo con la herramienta EES, se hace un pequeño programa (ver anexo XII.4) en el que se comparan los costes de calentamiento del depósito de agua de CIP desde la temperatura de llenado (10°C en media anual) hasta la temperatura de uso (78°C), siendo la fuente de energía la convencional (vapor vivo a 3,2 bar) y la alternativa (residual).

Como energía residual se va a calcular solamente la que proviene de la condensación de la planta enfriadora de agua, reservando la disponible del compresor para la MAE IX.3. Según se adelantó en el apartado VI.2.1, al elevar la temperatura de condensación de todo equipo frigorífico aumenta su consumo, es por ello que para minimizar este incremento en el modo de calentamiento se realiza este proceso en dos escalones, el primero desde el inicio 10°C hasta 45°C, y el segundo desde ésta hasta los 78°C finales. Para el primer tramo se usará una temperatura de salida del lado condensador de la enfriadora de 55°C, mientras que para el segundo iremos a 80°C.

Para completar el estudio en el programa se encuentra un cálculo estimativo de los intercambiadores necesarios, se compara la eficiencia necesaria, que es similar, y por tanto se puede pensar que podría ser el mismo equipo. Se desprecian las pérdidas térmicas de la red hidráulica, por ser muy corta y resultarían irrelevantes.

IX.1.2.- Estudio económico

A partir de los datos obtenidos del EES y de la inversión estimada se configura la siguiente tabla resumen que contiene el estudio económico de la medida

| PRESUPUESTO INVERSIÓN | | | |
|--|--|------|-------------|
| 1 | Ud. intercambiador de placas desmontables, incluye conexión hidráulica | 1950 | 1950 |
| 1 | Ud. bomba de circulación en línea (precio medio), incluye conexión hidráulica. | 1050 | 1050 |
| 1 | Ud. red hidráulica de interconexión, incluso válvulas, aislamiento, etc. | 2910 | 2910 |
| 1 | Ud. parte proporcional de alimentación eléctrica e instalación de control. | 900 | 900 |
| TOTAL PRESUPUESTO (BASE IMPONIBLE): | | | 6810 |

| | |
|-----------------------|-----------------------|
| Emplazamiento: | Unidad APR/CIP |
|-----------------------|-----------------------|

| DATOS | | |
|-------------------------|-------|------------|
| | Vapor | Enfriadora |
| Energía por ciclo (kWh) | 391,2 | 36,62 |
| Energía anual (kWh) | 39120 | 3662 |

| | |
|------------------------------------|-----|
| Estimación ciclos/año (CIP US +DS) | 100 |
|------------------------------------|-----|

| RESULTADO | | |
|-------------------------------|-------------|------------|
| | Vapor | Enfriadora |
| Coste Energía Actual (€/kWh) | 0,028 | 0,08 |
| Coste explotación anual | 1095 | 293 |
| Ahorro anual energía | 802 | |
| Ratios emisiones (kg/kWh) | 0,202 | 0,38 |
| Emisiones anuales | 7902 | 1392 |
| CO2 AHORRADO | 6511 | |
| Ahorro anual emisiones | 150 | |
| Diferencia Inversión | 6810 | |
| Pay-Back simple | 7,15 | |

Tabla 8: Estudio económico MAE IX.1

Se debe comentar que aunque el ahorro económico y el tiempo de retorno son algo altos, se considera una MAE interesante porque se encuadra perfectamente en la secuencia de proceso.

IX.2.- Aumento del espesor del aislamiento de un depósito. Cálculo del espesor económico

Normalmente, para temperaturas medias y duraciones cortas de uso, se tiende a hacer una aislamiento de tipo “protección personal” para minimizar el coste de inversión. Sin embargo, es posible que el coste de las pérdidas térmicas llegasen a compensar la inversión de un mayor espesor de aislamiento, es decir, el espesor económico.

IX.2.1.- Análisis

Para comenzar, se pidió precio actualizado de los costes de aislamiento a una empresa del ramo y se simula una línea de tendencia de estos precios en función del espesor. Se adjunta la gráfica obtenida con la función lineal utilizada.

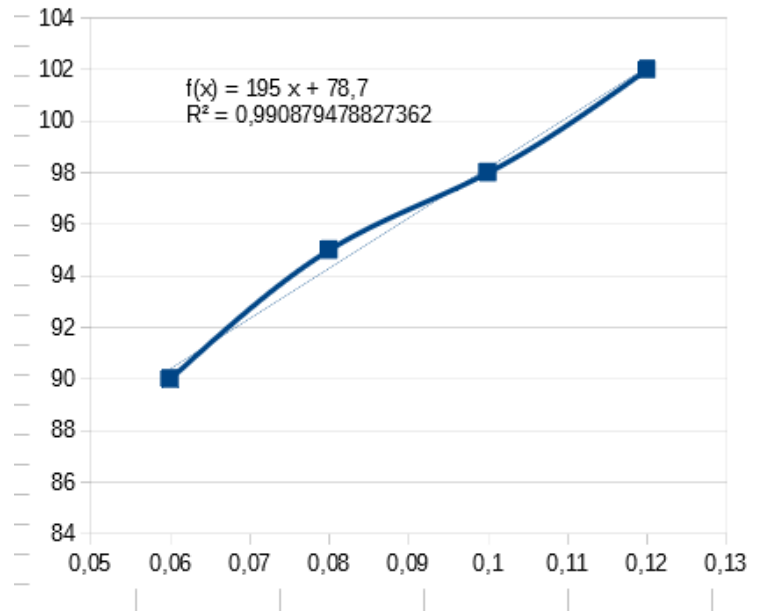


Figura 17: Coste económico vs. espesor aislamiento

Una vez más con la herramienta EES se programan las pérdidas del depósito, se aplican las horas de operación, los costes de energía para calcular finalmente el espesor económico. En el anexo XII.5 se encuentra el programa comentado y razonado el uso de las fórmulas en cada caso. Se han tenido en cuenta las pérdidas por conducción, convección y radiación, aun cuando estas dos últimas se suelen despreciar.

Es evidente que el espesor económico depende del tiempo en el que se debe mantener caliente el fluido en el interior del depósito. Por ello se ha lanzado el programa para 3 casos (12, 18 y 24 h) compatibles todos con el proceso, aunque el más frecuente sería el caso intermedio. Los espesores económicos resultantes serían 84, 120 y 130 mm respectivamente. En el estudio económico del apartado siguiente se presentan los resultados del caso más frecuente.

IX.2.2.- Estudio económico

A partir de los datos obtenidos del EES y de los costes recibidos del profesional del ramo se configura la siguiente tabla resumen que contiene el estudio económico de la medida

| PRESUPUESTO INVERSIÓN | | | |
|--|---|------|------------|
| -1 | Ud. aislamiento depósito 4 m ³ con esp. 60 mm | 1392 | -1392 |
| 1 | Ud. aislamiento depósito 4 m ³ con esp. 120 mm | 1572 | 1572 |
| TOTAL PRESUPUESTO (BASE IMPONIBLE): | | | 180 |

| | |
|-----------------------|-------------------|
| Emplazamiento: | Unidad CIP |
|-----------------------|-------------------|

| DATOS | | |
|-------------------------|-----------|------------|
| | Esp.60 mm | Esp.120 mm |
| Energía por ciclo (kWh) | 39,24 | 22,14 |
| Energía anual (kWh) | 1962 | 1107 |

| | |
|--------------------------------|----|
| Estimación ciclos/año (CIP US) | 50 |
|--------------------------------|----|

| RESULTADO | | |
|-------------------------------|-------------|------------|
| | Esp.60 mm | Esp.120 mm |
| Coste Energía Actual (€/kWh) | 0,028 | 0,028 |
| Coste explotación anual | 54,936 | 30,996 |
| Ahorro anual energía | 24 | |
| Ratios emisiones (kg/kWh) | 0,202 | 0,202 |
| Emisiones anuales | 396 | 224 |
| CO2 AHORRADO | 173 | |
| Ahorro anual emisiones | 4 | |
| Diferencia Inversión | 180 | |
| Pay-Back simple | 6,45 | |

Tabla 8: Estudio económico MAE IX.2

Se debe comentar que aunque el ahorro económico es bajo, la diferencia en la inversión es también muy baja, por lo que la MAE puede interesante.

IX.3.- Calentamiento del aire de presurización con energía residual.

La sala que contiene el tren de fermentación debe de estar permanentemente ventilada con aire exterior para protegerla en lo posible de la entrada de contaminación exterior. La temperatura de trabajo de esta sala en verano puede oscilar entre los 25 y los 30°C, luego prácticamente no se prevé demanda de refrigeración. Sin embargo, en el ciclo de calefacción, en la que la temperatura no debería de bajar de los 17-18 °C, en un emplazamiento a 1000 m.s.n.m. la demanda de calefacción es clara y sostenida.

IX.3.1.- Análisis

En este caso se parte de la tabla de temperaturas secas por intervalo de temperatura de la localidad de Calatayud, muy similar desde el punto de vista climatológico. Se calcula la potencia térmica demandada en función de la temperatura exterior, para una temperatura de impulsión constante de 25°C. Se obtiene la energía anual, teniendo en cuenta las horas de operación de la planta, es decir, 120 h (duración del ciclo) sobre 168 h. semanales. Finalmente se calcula la potencia térmica residual disponible en los SSGG.

La energía residual se considera gratuita, el resto de la energía de calefacción se deberá seguir aportando con el sistema convencional y se refleja un aumento del coste de energía eléctrica debido al bombeo del agua del caloportador de energía residual.

IX.3.2.- Estudio económico

A partir de los datos obtenidos de la tabla de temperaturas, los costes de la energía y la inversión económica se configura la siguiente tabla resumen que contiene el estudio económico de la medida.

| PRESUPUESTO INVERSIÓN | | | |
|--|--|------|-------------|
| 2 | Ud. colector montaje de colectores de captura de agua en salida de equipos productores de calor residual | 350 | 700 |
| 1 | Ud. intercambiador de placas desmontables, incluye conexión hidráulica | 1950 | 1950 |
| 1 | Ud. bomba de circulación en línea, incluye conexión hidráulica. | 1050 | 1050 |
| 1 | Ud. red hidráulica de interconexión, incluso válvulas, aislamiento, etc. | 3980 | 3980 |
| 1 | Ud. parte proporcional de alimentación eléctrica e instalación de control. | 900 | 900 |
| TOTAL PRESUPUESTO (BASE IMPONIBLE): | | | 8580 |

| | |
|-----------------------|----------------------------|
| Emplazamiento: | Unidad Fermentación |
|-----------------------|----------------------------|

| DATOS | | |
|-------------------------------|--------|-------------|
| | Vapor | Alternativa |
| Energía anual vapor (kWh) | 219896 | 78783 |
| Energía anual eléctrica (kWh) | | 5940 |

| RESULTADO | | |
|--------------------------------|--------------|-------------|
| | Vapor | Alternativa |
| Coste Energ.Térmica (€/kWh) | 0,028 | 0,028 |
| Coste Energ. Eléctrica (€/kWh) | | 0,08 |
| Coste explotación anual | 6157 | 2681 |
| Ahorro anual energía | 3476 | |
| Ratios emisiones (kg/kWh) | 0,202 | 0,202 |
| | | 0,38 |
| Emisiones anuales | 44419 | 18171 |
| CO2 AHORRADO | 26248 | |
| Ahorro anual emisiones | 604 | |
| Diferencia Inversión | 8580 | |
| Pay-Back simple | 2,10 | |

Tabla 9: Estudio económico MAE IX.3

Esta MAE es muy interesante desde todos los puntos de vista y, sin duda, a la vista de los resultados se ejecutará en breve.

IX.4.- Comparativa del uso de una caldera dedicada y la conexión a un anillo de vapor central

Aún cuanto la energía térmica anual consumida no es muy elevada, como el rendimiento de la caldera por la baja carga es también bajo y el combustible gasóleo no es muy barato, hace pensar que la conexión a un futuro anillo de vapor que se va a realizar en la planta pueda ser interesante desde el punto de vista económico y medioambiental.

IX.4.1.- Análisis

En el apartado VIII y el anexo XII.1 se estudió la secuencia de proceso, se analizó el estado de carga de la caldera de vapor y se calculó la energía realmente consumida, sin embargo, no se explicó el método de cálculo utilizado para esto último. Pues bien, para calcular el rendimiento en diversos estados de carga, se toman los cálculos realizados para una aplicación similar en [14], y son asimilados a una curva de tendencia polinómica según se refleja en la siguiente figura. También se aproxima la energía de arranque, del lado de la seguridad, sin tener en cuenta el calentamiento del acero contenido en la caldera por desconocer el dato.

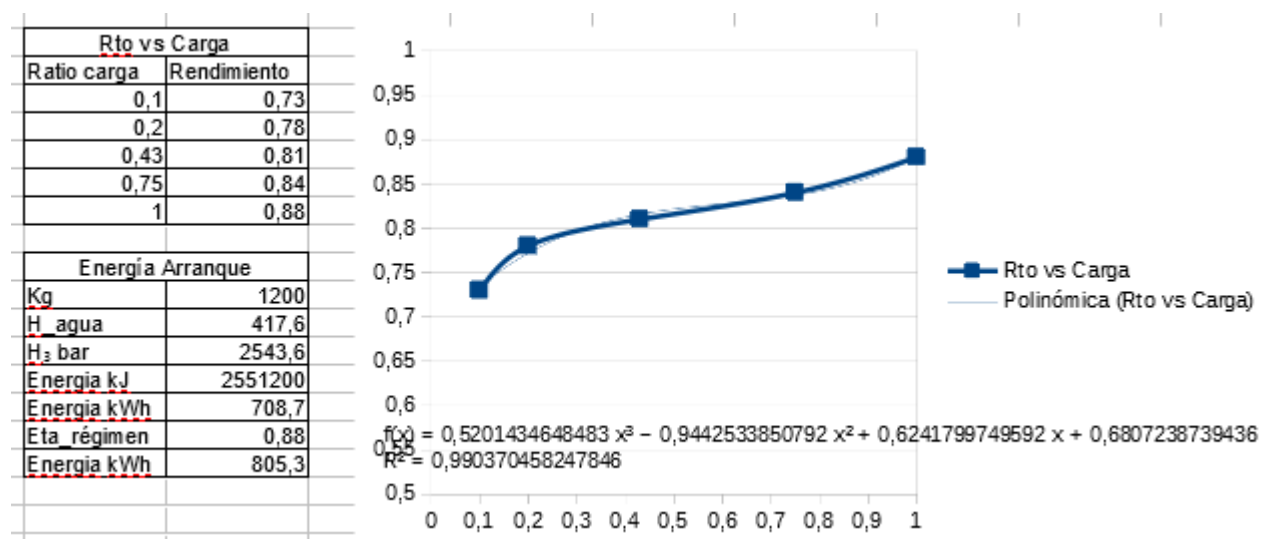


Figura 18: Rendimiento caldera de vapor vs carga y energía arranque

Para poder comparar la energía absorbida con la que alternativa propuesta de conectar la instalación a un anillo de vapor que se está instalando para toda la planta, se realiza un programa en EES para calcular las pérdidas térmicas en las tuberías de vapor y condensado de interconexión.

Finalmente, para calcular la demanda total de energía en la situación alternativa se considera la energía útil necesaria, un rendimiento medio de la caldera de vapor y su red de distribución del 88% y las pérdidas térmicas en las tuberías de interconexión.

Para los cálculos económicos se consideran los precios y emisiones de cada uno de los combustibles utilizados, gasóleo en la caldera dedicada actual y gas natural en la central.

IX.4.2.- Estudio económico

Se van a presentar dos estudios, el primero de la situación actual particular de este proyecto, y el segundo de una situación hipotética, en el que no hubiera cargos por alquiler, el anillo de vapor estuviera más próximo y más accesible y el combustible fuera el mismo, situación más general.

| PRESUPUESTO INVERSIÓN | | | |
|--|--|------|--------------|
| 120 | MI. tubería de acero carbono DN80, incluso aislamiento en coquilla de fibra de vidrio de 60 mm de espesor y terminada en aluminio | 75 | 9000 |
| 120 | MI. tubería de acero inoxidable DN40, incluso aislamiento en coquilla de fibra de vidrio de 60 mm de espesor y terminada en aluminio | 55 | 6600 |
| 1 | Ud. trabajos de obra civil y/o soportes de tuberías asociados a la instalación de las tuberías anteriores. | 5200 | 5200 |
| TOTAL PRESUPUESTO (BASE IMPONIBLE): | | | 20800 |

| | |
|-----------------------|--------------------|
| Emplazamiento: | Unidad SSGG |
|-----------------------|--------------------|

| DATOS | | |
|---------------------------|---------------|--------------|
| | Cald.Dedicada | Anillo Vapor |
| Energía anual vapor (kWh) | 9429 | 7936 |

| | |
|------------------------|----|
| Estimación ciclos/año: | 50 |
|------------------------|----|

| RESULTADO | | |
|-------------------------------|--------------|-------------|
| | Vapor | Alternativa |
| Coste Energ.Termica (€/kWh) | 0,08 | 0,028 |
| Coste Alquiler anual (€/año) | 14400 | |
| Coste explotación anual | 37715 | 11111 |
| Ahorro anual energía | 41004 | |
| Ratios emisiones (kg/kWh) | 2,868 | 0,202 |
| Emisiones anuales | 27042 | 1603 |
| CO2 AHORRADO | 25438 | |
| Ahorro anual emisiones | 585 | |
| Diferencia Inversión | 20800 | |
| Pay-Back simple | 0,50 | |

Tabla 10: Estudio económico MAE IX.4 (situación actual)

Como se deduce de este estudio, la situación actual es anti-económica y no se prolongará en el tiempo más allá de lo estrictamente necesario.

| PRESUPUESTO INVERSIÓN | | | |
|--|--|----|-------------|
| 75 | MI. tubería de acero carbono DN80, incluso aislamiento en coquilla de fibra de vidrio de 60 mm de espesor y terminada en aluminio | 75 | 5625 |
| 75 | MI. tubería de acero inoxidable DN40, incluso aislamiento en coquilla de fibra de vidrio de 60 mm de espesor y terminada en aluminio | 55 | 4125 |
| TOTAL PRESUPUESTO (BASE IMPONIBLE): | | | 9750 |

| | |
|-----------------------|--------------------|
| Emplazamiento: | Unidad SSGG |
|-----------------------|--------------------|

| DATOS | | |
|---------------------------|---------------|--------------|
| | Cald.Dedicada | Anillo Vapor |
| Energía anual vapor (kWh) | 9429 | 7936 |

| | |
|------------------------|----|
| Estimación ciclos/año: | 50 |
|------------------------|----|

| RESULTADO | | |
|-------------------------------|--------------|-------------|
| | Vapor | Alternativa |
| Coste Energ.Termica (€/kWh) | 0,028 | 0,028 |
| Coste explotación anual | 13200 | 11111 |
| Ahorro anual energía | 2089 | |
| Ratios emisiones (kg/kWh) | 0,202 | 0,202 |
| Emisiones anuales | 1905 | 1603 |
| CO2 AHORRADO | 301 | |
| Ahorro anual emisiones | 7 | |
| Diferencia Inversión | 9.750 | |
| Pay-Back simple | 4,65 | |

Tabla 11: Estudio económico MAE IX.4 (caso general)

El anterior análisis económico viene a confirmar que en el caso del calentamiento con vapor suele ser interesante la centralización en plantas de SSGG, particularmente en los casos en los que el consumo es pulsatorio de gran amplitud.

IX.5.- Cuadro resumen de Medidas de Ahorro Energético

En la tabla siguiente se resumen las medidas de ahorro energético propuestas. De las dos contenidas en el último apartado se elige la de nuestro caso particular.

| MEDIDA AHORRO ENERGÉTICO | Ahorro energía kWh/año | Ahorro emisiones kg/año | Ahorro económico €/año | Inversión € | Pay-Back Simple |
|---|------------------------|-------------------------|------------------------|--------------|-----------------|
| Calentamiento depósito CIP con Energía residual | 35458 | 6511 | 952 | 6810 | 7,15 |
| Incremento aislamiento depósito CIP | 855 | 173 | 28 | 180 | 6,45 |
| Calentamiento aire presurización con Energía residual | 135173 | 26248 | 4080 | 8580 | 2,10 |
| Caldera dedicada vs. conexión con Anillo central | 74621 | 25438 | 41589 | 20800 | 0,50 |
| TOTALES (PAY-BACK MEDIO): | 246107 | 58369 | 46649 | 36370 | 0,78 |

Tabla 12: Resumen MAE's propuestas

Gráficamente, se comparan los parámetros principales de la tabla. Como los valores de las inversiones y de las energías son muy dispersos se ha elegido este tipo de gráfico en el que el tamaño de la burbuja representa la inversa del Pay-Back de cada medida, para dar idea del interés económico de las mismas.

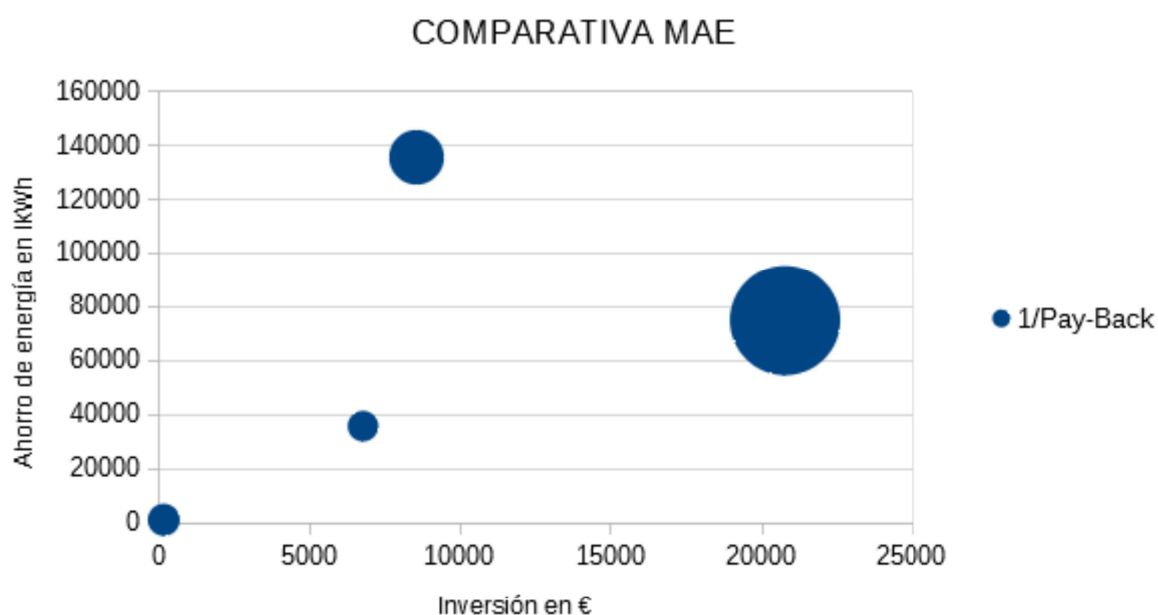


Figura 19: Representación gráfica del interés de las MAE's propuestas

X.- Conclusión. Líneas de trabajo futuras

En este trabajo se ha descrito el proceso llevado a cabo para el desarrollo del diseño y puesta en obra de una unidad SSGG, en este caso aplicada a una planta de biotecnología. Uno de los objetivos del mismo era llamar la atención sobre éstas porque, en mi opinión, son las grandes olvidadas del mundo industrial porque no tienen relación directa con el proceso de producción y, hasta el momento, se les venía prestando poca atención y un nivel de inversión bajo. Los servicios generales que contiene nuestra unidad son comunes a casi todas las plantas industriales de proceso, es decir, vapor, aire comprimido y refrigeración.

Se considera interesante la visualización del perfil del consumo de los dos tipos de energía demandada para ayudar al usuario a programar sus horarios de explotación. Se quiere resaltar, por lo laborioso, la simulación de la curva de potencia térmica residual disponible, porque integra la secuencia de proceso y los cálculos termodinámicos realizados y su utilidad como fuente de ahorro energético. También poner en valor que las medidas de eficiencia energética adoptadas ya en la instalación, y contenidas en los apartados VI.2.2 y VII.2.2, aportan un valor añadido importante y permiten ahorros directos en los costes de explotación.

En cuanto a las MAE's propuestas, se han realizado con el objetivo de profundizar en aquellos sistemas o equipos que eran susceptibles de mejora a la vista de los perfiles de consumo y energía residual disponible. Algunas de ellas se implementarán ya, antes de la puesta en explotación de la planta, como el aumento de espesor del depósito de CIP, y otras se dejan para un futuro próximo. Pasamos a comentarlas según el orden en el que aparecen en este trabajo:

- (a) IX.1.- Calentamiento del depósito CIP con energía residual: aparentemente poco interesante, sin embargo, para esta aplicación la escala si es importante porque, si el conjunto de la planta fuera 20 veces más grande (posible en el campo de biocombustibles, la levadura fresca o el lácteo), las energías si seguirían esa escala mientras que la inversión se multiplicaría sólo por 5 y en consecuencia se obtendría un pay-back inferior a 2 años.
- (b) IX.2.- Aumento del espesor del aislamiento del tanque de CIP. Cálculo del espesor económico del aislamiento. Esta, aunque también parece poco interesante, la inversión es tan baja que se adoptará directamente. La razón es que la relación del coste del espesor de aislamiento, con el total del trabajo terminado (colocación de separadores, terminación en chapa de aluminio, etc.) es tan bajo que la pendiente de la recta de coste-espesor sea tan plana como se ve en la figura 15. Asimismo el industrial-explotador suele preferir tener los equipos disponibles para su uso en cualquier momento, que no estar pensando en cómo debe de proceder para optimizar el consumo energético.
- (c) IX.3.- Calentamiento del aire de presurización con energía residual: este es un caso muy general y que los números hacen que se sostenga por sí misma. Eso sí, hay que tener cuidado en calcular el intercambiador agua-aire del climatizador para una temperatura de agua bastante baja.
- (d) IX.4.- Comparativa del uso de caldera dedicada y la conexión a un anillo central: se ha realizado el análisis técnico tanto para el caso particular y como de un hipotético caso general, siendo los resultados interesantes en ambas situaciones.

La planta está actualmente en la fase inicial de las pruebas, pero el mercado potencial es muy prometedor, ya que la demanda de productos biotecnológicos está en alza y, a causa de la elevada inversión de implantación, la oferta es limitada. Asimismo, como puede verse en el esquema general (ver apartado IX.8) se han previsto líneas de ampliación para otros reactores o biorreactores, que pueden flexibilizar la oferta para productos de menor tirada y/o complementarios.

Líneas de trabajo Futuras

Tomando la estructura desarrollada en este trabajo, ampliar su aplicación a otros procesos de alta demanda energética, que trabajen igualmente por lotes y en los que los cambios químicos en el proceso desde las materias primas, hasta los productos finales (o semielaborados) sean llevados a cabo por microorganismos, por ejemplo, la producción de biocombustibles o de levaduras.

Otro posible campo de estudio sería la forma de sustituir el suministro de oxidante a los biorreactores, actualmente mediante la introducción de aire ambiente por compresión mecánica de un gas del que sólo es útil el 21%, por otro sistema que se pudiera introducir directamente el oxígeno y que, en conjunto, tuviera una menor demanda energética, como puedan ser las membranas separadoras, u otros.

Lugar y Fecha: Huesca a 20 de Noviembre de 2015

Autor: José Luis Lacostena Pérez

XI.- Bibliografía

- [1] H. J. Noorman, W. Van Winden, J. J. Heijnen, y R. G. J. M. Van Der Lans, «CHAPTER 1: Intensified Fermentation Processes and Equipment», en *RSC Green Chemistry*, vol. 2018-Janua, n.º 55, 2018, pp. 1-41.
- [2] Y. Chan y R. Kantamaneni, «Study on Energy Efficiency and Energy Saving Potential in Industry and on Possible Policy Mechanisms», *ICF Consult. Ltd.*, n.º December, 2015.
- [3] J. Uceda Martínez, «Guía Básica de Calderas Eficientes». Fundación de la energía de la Comunidad de Madrid, pp. 73-74, 2012.
- [4] Attsu, «Caldera de vapor HH». ATTSU, p. 2, 2016.
- [5] C. j. Renedo, «Transparencias Tecnología frigorífica». Universidad de Cantabria, Area Máquinas y Motores Térmicos.
- [6] F. J. Uche Marcuello, «Transparencias Bloque 4. Producción de Frío: técnicas y refrigerantes». Universidad de Zaragoza, Area Máquinas y Motores Térmicos, 2019.
- [7] R. Gyssan, *Técnicas de la regulación y gestión de energía en edificios*, 1ª. AFISAE, 1992.
- [8] A. Copco, «Compresores de aire exentos de aceite de baja presión ZE/ZA2-6 (VSD)». Atlas Copco, 2935 4570 13, 2013.
- [9] TRANE, «IOM Water Cooled Centrifugal Chillers». TRANE.
- [10] Ingersoll Rand, «Curva característica compresor IR C700HV18». Ingersoll Rand, 2009.
- [11] ATLAS COPCO, «Oferta Comercial Atlas Copco LTR». ATLAS COPCO LTR, 2019.
- [12] Y. Zhang, M. Cai, y D. Kong, «Overall energy efficiency of lubricant-injected rotary screw compressors and aftercoolers», 2009, doi: 10.1109/APPEEC.2009.4918581.
- [13] A. H. Ayoub, A. Razban, y J. Chen, «Modeling of industrial air compressor system energy consumption and effectiveness of various energy saving on the system», 2018.
- [14] A. chilena de la eficiencia Energética, «Guia para calificación de consultores en eficiencia energética», http://old.acee.cl/577/articles-62222_recurso_2.pdf .
- [15] V. Moreno Salas, Nathally; Trejo, «Presentaciones Fundamentos de las Turbomáquinas Térmicas. CT-3412». Universidad de Sttugart.

XII.- Anexos y Documentación Gráfica

XII.1.- Tabla-Resumen Secuencia de proceso

| SECUENCIA DE PROCESO TREN DE FERMENTACIÓN | | | | | | Pot.Nominal | |
|---|-------------------------|--------------------|--------------------------|---------------------|----------|--------------------------|-------------------------|
| | Energía Eléctrica (kWh) | Pot.Eléctrica (kW) | Energía Térm. Util (kWh) | Pot. Térmica (kW) | Tipo (h) | Pot. Termica Disp. (kW) | Energía Térm. Abs (kWh) |
| 1ª Fase: Llenado medio en biorreactor | | | | | | | 1524 |
| Transporte | 0,825 | 1,10 | | | 0 | | |
| 2ª Fase: Control Ph | | | | | | | |
| Transporte | 0,0396 | 0,10 | | | 0,75 | | |
| 3ª Fase: Autoclavado BIO | | | | | | | |
| BIORREACTOR | | | | | | | 850 |
| Calent. Camisa | | 1,89 | 720,69 | 607,50 | 1,15 | 0,40 | 888,95 |
| Vapor directo | | 0,29 | 109,97 | 945,40 | 2,34 | 0,62 | 132,97 |
| Agitador | 38,6 | 29,60 | | | 2,45 | | |
| MP1 | | | | | | | |
| Calent. Camisa | | 1,63 | 619,26 | 469,00 | 3,77 | 0,31 | 777,05 |
| | | 0,43 | 162,56 | 214,25 | 4,53 | 0,14 | 216,73 |
| Agitador | 9,1 | 4,40 | | | 4,53 | | |
| 4ª Fase: Enfriamiento BIO: Torre hasta 50+Chiller hasta 30; Enf. MP1: Hasta 40 °C con torre | | | | | | | |
| BIORREACTOR | | | | | | | |
| Tramo torre | 10,48 | 7,11 | | | 6,01 | 16,34 | |
| Tramo Chiller | 86,56 | 104,29 | | | 6,84 | 175,61 | |
| Agitador | 60,92 | | | | | | |
| MP1 | | | | | | | |
| Tramo torre | 22,65 | 13,59 | | | 8,50 | | |
| Agitador | 7,3 | | | | | | |
| 5ª Fase: Limpieza líneas, comienzo inóculo y llenado completo (48 h) | | | | | | | |
| Agitador | 1065,60 | 22,20 | | | 56,50 | 16,34 | |
| | 1289,12 | 26,86 | | | | | |
| Térmico | | | 2000 | 41,67 | 56,50 | 0,03 | 2872,49 |
| 6ª Fase: Fermentación | | | | | | | |
| BIORREACTOR | | | | | | | |
| Enfriamiento | 6577,12 | 137,02 | | | 104,50 | 257,10 | |
| Auxiliares | | | | | | | |
| Agitador | 1420,80 | | | | | | |
| Aire proceso | 3036,01 | | | | | | |
| Térmico | | | 2000 | 41,67 | 104,50 | 0,03 | 2872,49 |
| 7ª Fase: Enfriamiento BIO antes Downstream | | | | | | | |
| BIORREACTOR | | | | | | | |
| Enfriamiento | 122,29 | 82,10 | | | 106,0 | 166,04 | |
| | | | | | | | |
| Agitador | 27,56 | | | | | | |
| | | | | | | | |
| Aire proceso | 45,30 | | | | | | |
| 8ª Fase: Vaciado hacia Downstream (2-4 h) | | | | | | | |
| Agitador | 1,88 | 0,51 | | | 109,66 | | |
| 9ª Fase: CIP Upstream (Aprox. 1,5 h) | | | | | | | |
| Depósito 4 m³ | | | | | | | |
| Calent. Eyector | | | 321,94 | 398,40 | 110,47 | 0,26 | 409,01 |
| Calent. Chiller | 55,29 | | | | | | |
| Bombeo CIP | 2,9 | 7,00 | | | 110,88 | | |
| 10ª Fase: Downstream (2 h ó 6 con clarificado) | | | | | | | |
| Depósito 11m³ | | | | | | | |
| Enfriamiento | 31,89 | 16,05 | | | 112,9 | 73,26 | |
| | | | | | | | |
| Agitador | 2,38 | | | | | | |
| | | | | | | | |
| Clarificadora | 55,00 | 11,00 | | | 117,9 | | |
| 11ª Fase: CIP Downstream (Aprox. 1,5 h) | | | | | | | |
| Depósito 4 m³ | | | | | | | |
| Calent. Eyector | | | 321,94 | 398,40 | 118,68 | 0,26 | 409,01 |
| Calent. Chiller | 55,29 | | | | | | |
| Bombeo CIP | 2,9 | 7,00 | | | 119,09 | | |
| Energ. Elec. Porceso | 2640,01 | | 6256,36 | Energ. Util caldera | | Energ. Absorbida caldera | 9428,72 |
| Energ. Elec. Servicios | 9571,06 | | | | | | |

XII.2.- Programa EES Comparativa compresores centrífugos y tornillo helicoidal

Ver [15]

CENTRÍFUGO

Condiciones FAD

$$\dot{V}_f = 101,9 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$T_f = 20 + 273,15$$

$$P_f = 0,95 \text{ [bar]} \cdot \left| 0,1 \cdot \frac{\text{MPa}}{\text{bar}} \right| \text{ MPa}$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{V}_f}{60} \cdot \rho_f$$

$$\rho_f = \rho [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_f ; P = P_f]$$

$$P_2 = 4,5 \text{ [bar]} \cdot \left| 0,1 \cdot \frac{\text{MPa}}{\text{bar}} \right|$$

$$W_{\text{real}} = 442,2 \text{ kW de la curva representativa}$$

Otros datos de partida

$$k = 1,4$$

$$MW = \text{MolarMass} [\text{Air}_{\text{ha}}]$$

$$\eta_{\text{mec}} = 0,95$$

$$\eta_{\text{elec}} = 0,92$$

$$\beta_f = 0,03 \text{ contiene fricción y fugas inversas}$$

A continuación vamos a calcular las relaciones de compresión intermedias para calcular las temperaturas. Trabajo máximo igualando las relaciones de compresion

$$\frac{P_1}{P_f} = \frac{P_2}{P_1}$$

Se calcula el trabajo adiabático global del equipo

$$W_{\text{adiab}} = \left[\frac{k}{k-1} \right] \cdot \dot{m}_f \cdot \frac{8,314 \text{ [kJ/kmol-K]}}{MW} \cdot T_f \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_f} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right]$$

$$\eta_c = \frac{\dot{V}_f}{\dot{V}_b} \text{ Corrección por fuga de caudal}$$

$$\dot{V}_b = \dot{V}_f \cdot [1 + \beta_f] \text{ Caudal realmente comprimido}$$

$$W_{\text{teorico}} = \frac{W_{\text{adiab}}}{\eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{\text{elec}} \cdot \eta_c}$$

$$\eta_{\text{iso}} = \frac{W_{\text{teorico}}}{W_{\text{real}}} \text{ Usamos la fórmula de T32 de la Ref.Bibliográfica [15]}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{iso}}}$$

Con estos datos hacemos la distribución de etapas y cálculos de la energía de la torre de refrigeración etc.

$$\frac{T_1}{T_f} = \left[\frac{P_1}{P_f} \right]^{\left[\frac{n-1}{n} \right]}$$

$$\frac{T_2}{T_{r,1}} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\left[\frac{n-1}{n} \right]}$$

$$T_{r,1} = 40 + 273 \quad \text{Temperatura de refrigeración intermedia y final estimadas pero bastante aproximadas a la operación real}$$

$$T_{r,2} = 45 + 273$$

$$\Delta_{et,i} = T_i - T_{r,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 2$$

$$T_{cp,i} = \frac{T_i + T_{r,i}}{2} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 2 \quad \text{Se usa la temperatura media en el rango para el cálculo de la propiedad}$$

$$Pot_{et,i} = \dot{m}_f \cdot C_p [Air_{ha} ; T = T_{cp,i} ; P = P_i] \cdot \Delta_{et,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 2$$

$$Pot_{total} = \sum_{i=1}^2 [Pot_{et,i}]$$

$$Ratio_{RefQ} = \frac{Pot_{total}}{\dot{V}_f} \quad kW/m^3/min$$

TORNILLO HELICOIDAL

Condiciones FAD

$$\dot{V}_c = 101,9 \quad m^3/min$$

$$T_{fc} = 20 + 273,15$$

$$P_{fc} = 0,095 \quad MPa$$

$$\dot{m}_{fc} = \frac{\dot{V}_c}{60} \cdot \rho_{fc}$$

$$\rho_{fc} = \rho [Air_{ha} ; T = T_{fc} ; P = P_{fc}]$$

Otros datos de partida

$$\eta_{mec;c} = 0,95$$

$$\eta_{elec;c} = 0,92$$

Estudio a partir del paper de Zang [8]

$$P_c = 0,45$$

$$T_{out;c} = 211 + 273$$

$$\beta_{fc} = 0,035$$

$$E_{aire;c} = \dot{m}_{fc} \cdot \frac{8,314 \text{ [kJ/kmol-K]}}{MW} \cdot T_{fc} \cdot \left[\ln \left(\frac{P_c}{P_{fc}} \right) + \left(\frac{k}{k-1} \right) \cdot \left(\frac{T_{out;c} - T_{fc}}{T_{fc}} - \ln \left[\frac{T_{out;c}}{T_{fc}} \right] \right) \right]$$

$$W_{\text{adiab;c}} = \left[\frac{k}{k-1} \right] \cdot \dot{m}_{\text{fc}} \cdot \frac{8,314 \text{ [kJ/kmol-K]}}{\text{MW}} \cdot T_{\text{fc}} \cdot \left[\left(\frac{P_c}{P_{\text{fc}}} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right]$$

$$T_c = T_{\text{fc}} \cdot \left[\frac{P_c}{P_{\text{fc}}} \right]^{\left[\frac{k-1}{k} \right]}$$

$$\eta_{\text{cc}} = \frac{\dot{V}_c}{\dot{V}_{\text{cc}}} \quad \text{Corrección por fuga de caudal}$$

$$\dot{V}_{\text{cc}} = \dot{V}_c \cdot [1 + \beta_{\text{fc}}] \quad \text{caudal realmente comprimido}$$

$$W_{\text{teorico;c}} = \frac{W_{\text{adiab;c}}}{\eta_{\text{mec;c}} \cdot \eta_{\text{elec;c}} \cdot \eta_{\text{cc}}}$$

Se programa la potencia absorbida en función de los datos del fabricante según curvas

$$W_{\text{abs;c}} = 442$$

Calculamos los rendimientos adiabáticos por comparación entre el teórico y la absorbida

$$\eta_{\text{adiab;c}} = \frac{W_{\text{teorico;c}}}{W_{\text{abs;c}}}$$

$$\eta_{\text{adiab;c}} = \eta_{\text{isent;c}}$$

$$\eta_{\text{isent;c}} = \frac{\left[\frac{P_c}{P_{\text{fc}}} \right]^{\left[\frac{k-1}{k} \right]} - 1}{\frac{T_{\text{out;s;c}}}{T_{\text{fc}}} - 1}$$

Este resultado nos hace ver que sí existe el proceso isotónico pero a unas temperaturas muy superiores a las que propone Zang [8]. La reducción de temperatura es del orden de 45-50°C pero hasta la de salida real del compresor, nuestra T_{out} . vamos a calcular como prueba la potencia absorbida por el agua

$$\Delta_{\text{isot;c}} = T_{\text{out;s;c}} - T_{\text{out;c}}$$

$$T_{\text{cp;c}} = \frac{T_{\text{out;s;c}} + T_{\text{out;c}}}{2}$$

$$\text{Pot}_{\text{comp;c}} = \dot{m}_{\text{fc}} \cdot \text{Cp} [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_{\text{cp;c}} ; P = P_c] \cdot \Delta_{\text{isot;c}}$$

Finalmente vamos a calcular la potencia disponible total en el agua de refrigeración, suponiendo una temperatura de salida de +10 °C sobre la ambiente

$$\Delta_{\text{post;c}} = T_{\text{out;c}} - [T_{\text{fc}} + 25]$$

$$T_{\text{cp;p}} = \frac{T_{\text{out;c}} + T_{\text{fc}} + 25}{2}$$

$$\text{Pot}_{\text{post;c}} = \dot{m}_{\text{fc}} \cdot \text{Cp} [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_{\text{cp;p}} ; P = P_c] \cdot \Delta_{\text{post;c}}$$

$$\text{Pot}_{\text{total;c}} = \text{Pot}_{\text{comp;c}} + \text{Pot}_{\text{post;c}}$$

$$\text{Ratio}_{\text{RefQ;c}} = \frac{\text{Pot}_{\text{total;c}}}{\dot{V}_c} \quad \text{kW/m}^3/\text{min}$$

XII.3.- Programa EES Cálculos compresor tornillo helicoidal a diferentes presiones de trabajo

Estudio comparativo del rendimiento real del compresor o iséntropico

Condiciones FAD

$$\dot{V}_f = 12 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$T_f = 20 + 273,15$$

$$P_f = 0,09 \text{ MPa}$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{V}_f}{60} \cdot \rho_f$$

$$\rho_f = \rho [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_f ; P = P_f]$$

Otros datos de partida

$$k = 1,4$$

$$j = 0 \text{ por ser de una etapa de refrigeración}$$

$$MW = \text{MolarMass} [\text{Air}_{\text{ha}}]$$

$$\eta_{\text{mec}} = 0,95$$

Estudio a partir del paper de Zang [12]

$$P_1 = 0,45$$

$$P_2 = 0,35$$

$$P_3 = 0,25$$

$$T_{\text{out};1} = T_f + 172 \text{ datos del catálogo extenso Atlas Copco Ref.Bibliográfica [8]}$$

$$T_{\text{out};2} = T_f + 138$$

$$T_{\text{out};3} = T_f + 108$$

$$\beta_{f;1} = 0,035$$

$$\beta_{f;2} = 0,025$$

$$\beta_{f;3} = 0,02$$

$$E_{\text{aire};m;i} = \dot{m}_f \cdot \frac{8,314 \text{ [kJ/kmol-K]}}{MW} \cdot T_f \cdot \left[\ln \left(\frac{P_i}{P_f} \right) + \left(\frac{k}{k-1} \right) \cdot \left(\frac{T_{\text{out};i} - T_f}{T_f} - \ln \left[\frac{T_{\text{out};i}}{T_f} \right] \right) \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$W_{\text{adiab};i} = \left[\frac{(j+1) \cdot k}{k-1} \right] \cdot \dot{m}_f \cdot \frac{8,314 \text{ [kJ/kmol-K]}}{MW} \cdot T_f \cdot \left[\left(\frac{P_i}{P_f} \right)^{\left(\frac{k-1}{[j+1] \cdot k} \right)} - 1 \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$T_i = T_f \cdot \left[\frac{P_i}{P_f} \right]^{\left[\frac{k-1}{k} \right]} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$\eta_{c;i} = \frac{\dot{V}_f}{\dot{V}_{c;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3 \text{ Corrección por fuga de caudal}$$

$$\dot{V}_{c;i} = \dot{V}_f \cdot [1 + \beta_{fi}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3 \text{ caudal realmente comprimido}$$

$$W_{\text{teorico};i} = \frac{W_{\text{adiab};i}}{\eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{c;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

Comprobación de la reducción de la potencia de compresión con el descenso de la temperatura exterior. Se usa el procedimiento de la energía en el aire, pero con la fórmula del aire para distinguirla del resto del programa

$$E_{\text{aire};v;i} = P_f \cdot 1000 \cdot \frac{\dot{V}_t}{60} \cdot \left[\ln \left(\frac{P_i}{P_f} \right) + \left(\frac{k}{k-1} \right) \cdot \left(\frac{T_{v;i} - T_{\text{ext}}}{T_f} - \ln \left[\frac{T_{v;i}}{T_{\text{ext}}} \right] \right) \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$T_{v;i} = T_{\text{ext}} \cdot \left[\frac{P_i}{P_f} \right]^{\left[\frac{k-1}{k} \right]} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$\frac{\dot{V}_t}{T_{\text{ext}}} = \frac{\dot{V}_f}{T_f}$$

$$T_{\text{ext}} = 293$$

Se programa la potencia absorbida en función de los datos del fabricante según curvas

$$\dot{V} = \dot{V}_f$$

$$W_{\text{eje};1} = \dot{V} \cdot C_{\text{esp};j;1}$$

$$C_{\text{esp};j;1} = -0,002089 \cdot \dot{V}^3 + 0,0785 \cdot \dot{V}^2 - 0,9546 \cdot \dot{V} + 9,17$$

$$W_{\text{abs};1} = \dot{V} \cdot C_{\text{esp};m;1}$$

$$C_{\text{esp};m;1} = -0,002456 \cdot \dot{V}^3 + 0,0936 \cdot \dot{V}^2 - 1,189 \cdot \dot{V} + 10,85$$

$$W_{\text{eje};2} = \dot{V} \cdot C_{\text{esp};j;2}$$

$$C_{\text{esp};j;2} = -0,000865 \cdot \dot{V}^3 + 0,0365 \cdot \dot{V}^2 - 0,4603 \cdot \dot{V} + 6,05$$

$$W_{\text{abs};2} = \dot{V} \cdot C_{\text{esp};m;2}$$

$$C_{\text{esp};m;2} = -0,001035 \cdot \dot{V}^3 + 0,0442 \cdot \dot{V}^2 - 0,5975 \cdot \dot{V} + 7,19$$

$$W_{\text{eje};3} = \dot{V} \cdot C_{\text{esp};j;3}$$

$$C_{\text{esp};j;3} = -0,00073 \cdot \dot{V}^3 + 0,03 \cdot \dot{V}^2 - 0,339 \cdot \dot{V} + 4,3$$

$$W_{\text{abs};3} = \dot{V} \cdot C_{\text{esp};m;3}$$

$$C_{\text{esp};m;3} = -0,000845 \cdot \dot{V}^3 + 0,0352 \cdot \dot{V}^2 - 0,4303 \cdot \dot{V} + 5,087$$

$$\eta_{\text{elec};i} = \frac{W_{\text{eje};i}}{W_{\text{abs};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

Calculamos los rendimientos adiabáticos por comparación entre el teórico y la absorbida

$$\eta_{\text{adiab};i} = \frac{W_{\text{teorico};i}}{W_{\text{eje};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$\eta_{\text{adiab};i} = \eta_{\text{isent};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$\eta_{isent,i} = \frac{\left[\frac{P_i}{P_f} \right]^{\left[\frac{k-1}{k} \right]} - 1}{\frac{T_{out,s,i}}{T_f} - 1} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

Este resultado nos hace ver que sí existe el proceso isotónico pero a unas temperaturas muy superiores a las que propone Zang [12]. La reducción de temperatura es del orden de 45-50°C pero hasta la de salida real del compresor, nuestra T_{out} . Vamos a calcular como prueba la potencia absorbida por el agua

$$\Delta_{isot,i} = T_{out,s,i} - T_{out,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$T_{cp;c,i} = \frac{T_{out,s,i} + T_{out,i}}{2} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$Pot_{comp,i} = \dot{m}_f \cdot C_p [Air_{ha} ; T = T_{cp;c,i} ; P = P_i] \cdot \Delta_{isot,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

Finalmente vamos a calcular la potencia disponible total en el agua de refrigeración, suponiendo una temperatura de salida de +10 °C sobre la ambiente

$$\Delta_{post,i} = T_{out,i} - [T_f + 10] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$T_{cp;p,i} = \frac{T_{out,i} + T_f + 10}{2} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$Pot_{post,i} = \dot{m}_f \cdot C_p [Air_{ha} ; T = T_{cp;p,i} ; P = P_i] \cdot \Delta_{post,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$Pot_{total,i} = Pot_{comp,i} + Pot_{post,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3$$

$$Ratio_{RefQ,i} = \frac{Pot_{total,i}}{\dot{V}_f} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 3 \quad kW/m^3/min$$

XII.4.- Programa EES Calentamiento depósito CIP

Calentamiento depósito de agua de CIP en dos tramos de 10 a 45 °C y de 45 a 78°C, la Tª de servicio. Comparativa calentamiento con vapor (instalada) agua condensación enfriadora (propuesto)

PRIMER TRAMO, DESDE TEMPERATURA DE LLENADO HASTA 45°C

$$V_{f;2} = 4 \text{ m}^3$$

Energía requerida

$$T_{i;1} = 10$$

$$T_{f;1} = 45$$

$$P_{d;1} = 0,9 \text{ atm}$$

$$E_{r;1} = V_{f;1} \cdot \rho [\text{water} ; T = T_{m;1} ; P = P_{d;1}] \cdot C_p [\text{water} ; P = P_{d;1} ; T = T_{m;1}] \cdot [T_{f;1} - T_{i;1}]$$

$$T_{m;1} = \frac{T_{f;1} + T_{i;1}}{2}$$

Calentamiento vapor

$$\Delta P_{\text{tub}} = 0,2$$

$$P_{\text{vapor};1} = 3,2 \text{ bar g. Saturado}$$

$$P_{\text{st};1} = P_{\text{vapor};1} - \Delta P_{\text{tub}}$$

$$\text{Pot}_{u;\text{st};1} = \dot{m}_{\text{vapor};1} \cdot [h(\text{Steam} ; P = P_{\text{st};1} ; x = 1) - h(\text{water} ; T = T_{f;1} ; P = P_{d;1})]$$

$$t_{\text{ciclo};v;1} = \frac{E_{r;1}}{\text{Pot}_{u;\text{st};1}}$$

$$M_{\text{vapor};1} = 1200$$

$$\dot{m}_{\text{vapor};1} = \frac{M_{\text{vapor};1}}{3600}$$

$$V_{i;1} = V_{f;1} - V_{\text{vapor};1}$$

$$V_{\text{vapor};1} = \dot{m}_{\text{vapor};1} \cdot \frac{t_{\text{ciclo};v;1}}{\rho [\text{water} ; T = T_{f;1} ; P = P_{d;1}]}$$

Cálculo de la energía invertida en la producción de vapor

$$\text{Pot}_{\text{abs};\text{st};1} = \dot{m}_{\text{vapor};1} \cdot \left[\frac{h(\text{Steam} ; P = P_{\text{st};1} ; x = 1) - h(\text{water} ; T = T_{i;1} ; P = P_{d;1})}{\eta_{\text{caldera}}} \right]$$

$$\eta_{\text{caldera}} = 0,82 \text{ rendimiento según el estado de carga}$$

$$E_{\text{caldera};1} = \text{Pot}_{\text{abs};\text{st};1} \cdot \frac{t_{\text{ciclo};v;1}}{3600}$$

Calentamiento con Enfriadora

$$\text{COP}_{55} = 3,63$$

$$\text{COP}_{35} = 5,67$$

$$T_{s;c;1} = 55$$

$$P_{s;c;1} = P_{d;1} + \Delta P_{\text{torre}}$$

$$\Delta P_{\text{torre}} = 0,5 + 0,2$$

Estimación intercambiador externo

$$\text{Call } \mathbf{HeatExchanger2}_{\text{CL}} \left[F_{H\$;1} ; C_{H;1} ; \dot{m}_{H;1} ; h_{H;in;1} ; P_{H;in;1} ; F_{C\$;1} ; C_{C;1} ; \dot{m}_{C;1} ; h_{C;in;1} ; P_{C;in;1} ; DT_1 ; DP_{\text{over}P_{H;1}} ; DP_{\text{over}P_{C;1}} ; h_{H;out;1} ; P_{H;out;1} ; h_{C;out;1} ; P_{C;out;1} ; \dot{Q}_1 ; \text{eff}_1 \right]$$

$$F_{H\$;1} = \text{'water'}$$

$$C_{H;1} = 0$$

$$\dot{m}_{H;1} = 7$$

$$h_{H;in;1} = h \left[\text{water} ; T = T_{s;c;1} ; P = P_{s;c;1} \right]$$

$$P_{H;in;1} = P_{s;c;1} + DP_{\text{over}P_{H;1}}$$

$$DP_{\text{over}P_{H;1}} = 0,5$$

$$F_{C\$;1} = \text{'water'}$$

$$C_{C;1} = 0$$

$$\dot{m}_{C;1} = 3$$

$$h_{C;in;1} = h \left[\text{water} ; T = T_{m;1} ; P = P_{d;1} \right]$$

$$P_{C;in;1} = P_{d;1} + DP_{\text{over}P_{C;1}}$$

$$DP_{\text{over}P_{C;1}} = 0,5$$

$$DT_1 = 10$$

$$h_{H;out;1} = h \left[\text{water} ; T = T_{e;c;1} ; P = P_{s;c;1} \right]$$

$$h_{C;out;1} = h \left[\text{water} ; T = T_{d;1} ; P = P_{d;1} \right]$$

Cálculo del incremento de consumo eléctrico de la enfriadora

$$E_{r;ch;1} = V_{f;2} \cdot \rho \left[\text{water} ; T = T_{m;1} ; P = P_{d;1} \right] \cdot \mathbf{Cp} \left[\text{water} ; P = P_{d;1} ; T = T_{m;1} \right] \cdot \left[T_{f;1} - T_{i;1} \right]$$

$$t_{\text{ciclo};ch;1} = \frac{E_{r;ch;1}}{\dot{Q}_1}$$

$$\Delta_{\text{elec};ch;1} = \frac{P_{ch;1}}{COP_{55}} - \frac{P_{ch;1}}{COP_{35}}$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{P_{ch;1}}{COP_{55}} + P_{ch;1}$$

$$P_{p;ch;1} = \dot{m}_{H;1} \cdot \left[\frac{h \left(\text{water} ; T = T_{s;c;1} ; P = P_{H;in;1} \right) - h_{H;in;1}}{\eta_{p;ch;1}} \right]$$

$$\eta_{p;ch;1} = 0,8$$

$$P_{p;d;1} = \dot{m}_{C;1} \cdot \left[\frac{h \left(\text{water} ; T = T_{m;1} ; P = P_{C;in;1} \right) - h_{C;in;1}}{\eta_{p;d;1}} \right]$$

$$\eta_{p;d;1} = 0,6$$

$$\Delta E_{elec;total;1} = \left[\Delta_{elec;ch;1} + P_{p;ch;1} + P_{p;d;1} \right] \cdot \frac{t_{ciclo;ch;1}}{3600}$$

Ahorro de emisiones CO2

$$R_{elec;CO2} = 0,38 \quad \text{Endesa energía. Fuente MTE}$$

$$R_{gn;CO2} = 0,203 \quad \text{Fuente MTE}$$

$$\Delta_{emisiones;1} = E_{caldera;1} \cdot R_{gn;CO2} - \Delta E_{elec;total;1} \cdot R_{elec;CO2}$$

Estudio de costes de explotación. Se hace por ciclo de calentamiento

$$Euros_{elec} = 0,08 \quad \text{€/kwh}$$

$$Euros_{term} = 0,028$$

$$\Delta_{coste;1} = E_{caldera;1} \cdot Euros_{term} - \Delta E_{elec;total;1} \cdot Euros_{elec}$$

SEGUNDO TRAMO, DESDE PRIMER TRAMO HASTA 78°C

Energía requerida

$$T_{i;2} = 45$$

$$T_{f;2} = 78$$

$$P_{d;2} = 0,9 \quad atm$$

$$V_{i;2} = V_{f;1} \quad m3$$

$$E_{r;2} = V_{f;2} \cdot \rho \left[\text{water} ; T = T_{m;2} ; P = P_{d;2} \right] \cdot C_p \left[\text{water} ; P = P_{d;2} ; T = T_{m;2} \right] \cdot \left[T_{f;2} - T_{i;2} \right]$$

$$T_{m;2} = \frac{T_{f;2} + T_{i;2}}{2}$$

Calentamiento vapor

$$\Delta P_{eyector} = 0,2$$

$$P_{vapor;2} = 3,2 \quad bar \text{ g. Saturado}$$

$$P_{st;2} = P_{vapor;2} - \Delta P_{eyector}$$

$$Pot_{u;st;2} = \dot{m}_{vapor;2} \cdot \left[h \left(\text{Steam} ; P = P_{st;2} ; x = 1 \right) - h \left(\text{water} ; T = T_{f;2} ; P = P_{d;2} \right) \right]$$

$$t_{ciclo;v;2} = \frac{E_{r;2}}{Pot_{u;st;2}}$$

$$M_{vapor;2} = 1200$$

$$\dot{m}_{vapor;2} = \frac{M_{vapor;2}}{3600}$$

$$V_{i;2} = V_{f;2} - V_{vapor;2}$$

$$V_{\text{vapor};2} = \dot{m}_{\text{vapor};2} \cdot \frac{t_{\text{ciclo};v;2}}{\rho [\text{water} ; T = T_{f;2} ; P = P_{d;2}]}$$

Cálculo de la energía invertida en la producción de vapor

$$Pot_{\text{abs;st};2} = \dot{m}_{\text{vapor};2} \cdot \left[\frac{h (\text{Steam} ; P = P_{\text{st};2} ; x = 1) - h (\text{water} ; T = T_{i;2} ; P = P_{d;2})}{\eta_{\text{caldera}}} \right]$$

$$E_{\text{caldera};2} = Pot_{\text{abs;st};2} \cdot \frac{t_{\text{ciclo};v;2}}{3600}$$

Calentamiento con Enfriadora

$$COP_{80} = 2,4$$

$$T_{s;c;2} = 80$$

$$P_{s;c;2} = P_{d;2} + \Delta P_{\text{torre}}$$

Estimación intercambiador externo

$$\text{Call HeatExchanger2}_{\text{CL}} [F_{H\$;2} ; C_{H;2} ; \dot{m}_{H;2} ; h_{H;\text{in};2} ; P_{H;\text{in};2} ; F_{C\$;2} ; C_{C;2} ; \dot{m}_{C;2} ; h_{C;\text{in};2} ; P_{C;\text{in};2} ; DT_2 ; DP_{\text{over}P_{H;2}} ; DP_{\text{over}P_{C;2}} ; h_{H;\text{out};2} ; P_{H;\text{out};2} ; h_{C;\text{out};2} ; P_{C;\text{out};2} ; \dot{Q}_2 ; \text{eff}_2]$$

$$F_{H\$;2} = \text{'water'}$$

$$C_{H;2} = 0$$

$$\dot{m}_{H;2} = 8$$

$$h_{H;\text{in};2} = h [\text{water} ; T = T_{s;c;2} ; P = P_{s;c;2}]$$

$$P_{H;\text{in};2} = P_{s;c;2} + DP_{\text{over}P_{H;2}}$$

$$DP_{\text{over}P_{H;2}} = 0,5$$

$$F_{C\$;2} = \text{'water'}$$

$$C_{C;2} = 0$$

$$\dot{m}_{C;2} = 2,4$$

$$h_{C;\text{in};2} = h [\text{water} ; T = T_{m;2} ; P = P_{d;2}]$$

$$P_{C;\text{in};2} = P_{d;2} + DP_{\text{over}P_{C;2}}$$

$$DP_{\text{over}P_{C;2}} = 0,5$$

$$DT_2 = 7$$

$$h_{H;\text{out};2} = h [\text{water} ; T = T_{e;c;2} ; P = P_{s;c;2}]$$

$$h_{C;\text{out};2} = h [\text{water} ; T = T_{d;2} ; P = P_{d;2}]$$

Cálculo del incremento de consumo eléctrico de la enfriadora

$$E_{r;ch;2} = V_{f;2} \cdot \rho [\text{water} ; T = T_{m;2} ; P = P_{d;2}] \cdot C_p [\text{water} ; P = P_{d;2} ; T = T_{m;2}] \cdot [T_{f;2} - T_{i;2}]$$

$$t_{\text{ciclo;ch;2}} = \frac{E_{\text{r;ch;2}}}{\dot{Q}_2}$$

$$\Delta_{\text{elec;ch;2}} = \frac{P_{\text{ch;2}}}{\text{COP}_{80}} - \frac{P_{\text{ch;2}}}{\text{COP}_{35}}$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{P_{\text{ch;2}}}{\text{COP}_{80}} + P_{\text{ch;2}}$$

$$P_{\text{p;ch;2}} = \dot{m}_{\text{H;2}} \cdot \left[\frac{h(\text{water}; T = T_{\text{s;c;2}}; P = P_{\text{H;in;2}}) - h_{\text{H;in;2}}}{\eta_{\text{p;ch;2}}} \right]$$

$$\eta_{\text{p;ch;2}} = 0,8$$

$$P_{\text{p;d;2}} = \dot{m}_{\text{C;2}} \cdot \left[\frac{h(\text{water}; T = T_{\text{m;2}}; P = P_{\text{C;in;2}}) - h_{\text{C;in;2}}}{\eta_{\text{p;d;2}}} \right]$$

$$\eta_{\text{p;d;2}} = 0,6$$

$$\Delta E_{\text{elec total;2}} = [\Delta_{\text{elec;ch;2}} + P_{\text{p;ch;2}} + P_{\text{p;d;2}}] \cdot \frac{t_{\text{ciclo;ch;2}}}{3600}$$

Ahorro de emisiones CO2

$$\Delta_{\text{emisiones;2}} = E_{\text{caldera;2}} \cdot R_{\text{gn;CO2}} - \Delta E_{\text{elec total;2}} \cdot R_{\text{elec;CO2}}$$

Estudio de costes de explotación. Se hace por ciclo de calentamiento

$$\Delta_{\text{coste;2}} = E_{\text{caldera;2}} \cdot \text{Euros}_{\text{term}} - \Delta E_{\text{elec total;2}} \cdot \text{Euros}_{\text{elec}}$$

XII.5.- Programa EES Cálculo espesor económico aislamiento
depósito CIP

Geometría y aislamiento

$$D_e = 1,4 \text{ m}$$

$$r_1 = \frac{D_e}{2}$$

$$r_2 = r_1 + e$$

$$e = 0,12$$

$$L = 2,8 \text{ longitud virola en m}$$

$$k = 0,04 \text{ lana de roca tipo II}$$

Condiciones fluido

$$T_i = 78 + 273$$

$$T_{\text{ext}} = 15 + 273$$

$$\Delta T = T_i - T_{\text{ext}}$$

Cálculo de los fondos. Se usan las fórmulas de convección de superficies en el interior de los edificios. Los asimilamos a paredes planas y se distingue en el fondo superior y el inferior porque las direcciones del flujo de calor son diferentes

$$R_{p1} = \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{cf1}} \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

$$h_{cf1} = 1,32 \cdot \left[\frac{\Delta T}{D_e} \right]^{0,25} \text{ Se aplica la fórmula del laminar, flujo ascendente}$$

$$\text{Flujo}_{\text{fondo1}} = \frac{T_i - T_{\text{ext}}}{R_{p1}} \text{ W/m}^2$$

$$T_{Al;f1} = T_i - \text{Flujo}_{\text{fondo1}} \cdot \frac{e}{k}$$

$$R_{p2} = \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{cf2}} \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

$$h_{cf2} = 0,59 \cdot \left[\frac{\Delta T}{D_e} \right]^{0,25} \text{ Se aplica la fórmula del laminar, flujo descendente}$$

$$\text{Flujo}_{\text{fondo2}} = \frac{T_i - T_{\text{ext}}}{R_{p2}} \text{ W/m}^2$$

$$T_{Al;f2} = T_i - \text{Flujo}_{\text{fondo2}} \cdot \frac{e}{k}$$

Calculo perdidas parte cilíndrica. Igualmente con la fórmula de flujo laminar en interior de edificios

$$\text{Arg} = \frac{r_2}{r_1}$$

$$R_c = \frac{\ln [\text{Arg}]}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{h_{cv} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2} \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

$$h_{cv} = 1,32 \cdot \left[\frac{\Delta T}{D_e} \right]^{0,25} \quad \text{Se aplica la fórmula del laminar, flujo horizontal}$$

$$\text{Flujo}_{\text{virola}} = \frac{T_i - T_{\text{ext}}}{R_c} \quad W/m^2$$

$$T_{\text{Al;v}} = T_i - \text{Flujo}_{\text{virola}} \cdot \frac{\ln [\text{Arg}]}{2 \cdot \pi \cdot k}$$

Cálculos de las pérdidas por radiación

$$h_{r,f1} = 5,670E-08 \quad [W/m^2-K^4] \cdot \varepsilon_{al} \cdot [T_{\text{Al;f1}} + T_{\text{ext}}] \cdot [T_{\text{Al;f1}}^2 + T_{\text{ext}}^2]$$

$$h_{r,f2} = 5,670E-08 \quad [W/m^2-K^4] \cdot \varepsilon_{al} \cdot [T_{\text{Al;f2}} + T_{\text{ext}}] \cdot [T_{\text{Al;f2}}^2 + T_{\text{ext}}^2]$$

$$h_{r,v} = 5,670E-08 \quad [W/m^2-K^4] \cdot \varepsilon_{al} \cdot [T_{\text{Al;v}} + T_{\text{ext}}] \cdot [T_{\text{Al;v}}^2 + T_{\text{ext}}^2]$$

$$\varepsilon_{al} = 0,07 \quad \text{emisividad aluminio}$$

Cálculo de las pérdidas globales

$$Q_{c,f} = [\text{Flujo}_{\text{fondo1}} + \text{Flujo}_{\text{fondo2}}] \cdot S_{\text{fondo}}$$

$$S_{\text{fondo}} = \pi \cdot r1^2$$

$$Q_{c,v} = \text{Flujo}_{\text{virola}} \cdot S_{\text{virola}}$$

$$S_{\text{virola}} = \pi \cdot D_e \cdot L$$

$$Q_r = h_{r,f1} \cdot \pi \cdot r1^2 \cdot 2 \cdot [T_{\text{Al;f1}} - T_{\text{ext}}] + h_{r,f2} \cdot \pi \cdot r1^2 \cdot 2 \cdot [T_{\text{Al;f2}} - T_{\text{ext}}] + h_{r,v} \cdot \pi \cdot D_e \cdot L \cdot [T_{\text{Al;v}} - T_{\text{ext}}]$$

$$Q_t = \frac{Q_{c,f} + Q_{c,v} + Q_r}{1000} \quad \text{en kW}$$

obtención del espesor económico

$$C_{\text{exp}} = Q_t \cdot H_{\text{op}} \cdot C_{\text{gn}} \quad \text{coste de explotación}$$

$$H_{\text{op}} = \text{Bat}_{\text{año}} \cdot H_{\text{bat}}$$

$$\text{Bat}_{\text{año}} = 50 \quad H_{\text{bat}} = 12$$

$$C_{\text{gn}} = \frac{F_{\text{gn}}}{\eta_{\text{caldera}}}$$

$$\eta_{\text{caldera}} = 0,78$$

$$F_{\text{gn}} = 0,028 \quad \text{Coste del gas natural en kWh}$$

$$C_{\text{ins}} = P_{u,ais} \cdot [2 \cdot S_{\text{fondo}} + S_{\text{virola}}] \quad \text{coste de instalación}$$

$$P_{u,ais} = 195 \cdot e + 78,7$$

$$C_{\text{total;N}} = N \cdot C_{\text{exp}} + C_{\text{ins}} \quad \text{El coste de explotación no se actualiza al momento actual porque la tendencia general del gas es a subir más o menos como la inflación}$$

$$N = 10 \quad \text{Periodos= años}$$

$C_{total,min}$ = **MinParametric** ['espesor económico'; ' $C_{total,N}$ '] *Lanzar después de calculada la tabla paramétrica*

$e_{economico}$ = **Round** [$e \cdot 1000$] *en mm*

$C_{total,min}$ = $C_{total,N}$

XII.6.- Cálculo de la energía de ventilación a partir de las temperaturas exteriores

| TT Ext. °C | TT salida 25°C | Enero | Febrero | Marzo | Abril | Mayo | Junio | Julio | Agosto | Septiembre | Octubre | Noviembre | Diciembre | Horas/rango | Caudal (m³/h) | Caudal (kg/s) | Pot. Calor (kW) | Energía Tot. (kWh) | Energía sin Finde (kWh) | Energía Disco (kWh) | |
|---------------|-------------------|-------|---------|-------|-------|------|-------|-------|--------|------------|---------|-----------|-----------|-------------|------------------|------------------|--------------------|-----------------------|----------------------------|------------------------|---------|
| -8 | 33 | 6 | 2,5 | 0,7 | | | | | | | | | | | 9,2 | 8500 | 2,53 | 85,04 | 782,35 | 558,82 | 378,41 |
| -7 | 32 | 4,3 | 2,5 | 0,7 | | | | | | | | | 1,5 | | 9 | 8500 | 2,53 | 82,46 | 742,15 | 530,11 | 358,49 |
| -6 | 31 | 8 | 4,2 | 0,8 | | | | | | | | | 3,9 | | 16,9 | 8500 | 2,53 | 79,88 | 1350,05 | 984,32 | 651,22 |
| -5 | 30 | 12,1 | 6,9 | 1,3 | | | | | | | | 0,6 | | 7 | 27,9 | 8500 | 2,53 | 77,31 | 2188,88 | 1540,63 | 1038,86 |
| -4 | 29 | 16,3 | 10,3 | 2,7 | | | | | | | | 5 | 13,1 | | 47,4 | 8500 | 2,53 | 74,73 | 3542,23 | 2530,16 | 1703,38 |
| -3 | 28 | 22,8 | 15,7 | 6,8 | 1,7 | | | | | | | 8 | 19,9 | | 74,9 | 8500 | 2,53 | 72,15 | 5404,31 | 3980,22 | 2594,34 |
| -2 | 27 | 30,1 | 21,6 | 11 | 3,7 | | | | | | 0,3 | 14,3 | 26,6 | | 107,6 | 8500 | 2,53 | 69,58 | 7488,46 | 5347,47 | 3587,24 |
| -1 | 26 | 39,7 | 28,8 | 16,4 | 8,1 | | | | | | 0,7 | 20,3 | 34,8 | | 148,8 | 8500 | 2,53 | 67,00 | 9689,58 | 7121,13 | 4767,54 |
| 0 | 25 | 45,3 | 33,7 | 25,4 | 13 | 0,4 | | | | | 1,2 | 29,2 | 42,6 | | 190,8 | 8500 | 2,53 | 64,42 | 12291,86 | 8779,92 | 5995,41 |
| 1 | 24 | 51,3 | 41 | 33 | 17,6 | 2,5 | | | | | 3,6 | 35,4 | 49,6 | | 234 | 8500 | 2,53 | 61,85 | 14471,98 | 10337,12 | 6899,52 |
| 2 | 23 | 58,3 | 45,7 | 40,2 | 25,2 | 5,1 | | | | | 6,2 | 42,1 | 56,4 | | 279,2 | 8500 | 2,53 | 59,27 | 16547,93 | 11819,95 | 7857,70 |
| 3 | 22 | 61,2 | 50,1 | 45,5 | 31 | 8,3 | | | | 0,1 | 10,3 | 47,8 | 59,8 | | 314,1 | 8500 | 2,53 | 56,69 | 17807,01 | 12719,28 | 8431,97 |
| 4 | 21 | 61,8 | 51,3 | 51,3 | 38,1 | 16,2 | 0,1 | | | 0,6 | 19,6 | 50,9 | 61,4 | | 351,3 | 8500 | 2,53 | 54,12 | 18010,69 | 13579,06 | 8974,34 |
| 5 | 20 | 59,4 | 51,7 | 53,9 | 44,4 | 23,2 | 0,8 | | 0,4 | 2,2 | 29,8 | 50,8 | 62,5 | | 379,1 | 8500 | 2,53 | 51,54 | 19538,18 | 13955,94 | 9192,16 |
| 6 | 19 | 56 | 49,7 | 53,1 | 49,2 | 31,8 | 1,9 | 0,2 | 0,5 | 5 | 36,4 | 50,4 | 56,7 | | 390,9 | 8500 | 2,53 | 48,96 | 19139,02 | 13670,73 | 8970,59 |
| 7 | 18 | 49,6 | 48,2 | 53,2 | 49 | 40,8 | 6 | 1,5 | 1 | 8,6 | 42,4 | 47,1 | 54,9 | | 402,3 | 8500 | 2,53 | 46,38 | 18680,48 | 13328,92 | 8709,71 |
| 8 | 17 | 46,7 | 45,4 | 49,7 | 51,8 | 48 | 10,2 | 2,5 | 2,1 | 12,8 | 50,4 | 47 | 48,4 | | 415 | 8500 | 2,53 | 43,81 | 18180,15 | 12985,82 | 8445,67 |
| 9 | 16 | 37,9 | 40,2 | 45,2 | 51,3 | 50,1 | 15,9 | 5,6 | 5,5 | 18,9 | 52,7 | 44,5 | 41,3 | | 409,1 | 8500 | 2,53 | 41,23 | 16867,47 | 12048,19 | 7794,28 |
| 10 | 15 | 29,1 | 36 | 43,2 | 47,9 | 54,5 | 25 | 8,9 | 8,7 | 24,8 | 53,4 | 41,5 | 33,1 | | 408,1 | 8500 | 2,53 | 38,65 | 15697,29 | 11212,35 | 7209,69 |
| 11 | 14 | 20,5 | 29 | 39,7 | 46,8 | 54,4 | 31,9 | 13,7 | 14,9 | 34,3 | 51,8 | 38,4 | 25,2 | | 400,6 | 8500 | 2,53 | 36,08 | 14452,38 | 10323,13 | 6591,76 |
| 12 | 13 | 13 | 22,2 | 33,4 | 42,1 | 52,8 | 38,2 | 19,3 | 23,2 | 40 | 49 | 33,7 | 17,7 | | 384,6 | 8500 | 2,53 | 33,50 | 12884,07 | 9202,91 | 5828,98 |
| 13 | 12 | 7,8 | 16,5 | 30 | 39,1 | 49,3 | 44,2 | 26,8 | 32,1 | 44,4 | 46,5 | 30,5 | 13,3 | | 380,5 | 8500 | 2,53 | 30,92 | 11768,20 | 8404,43 | 5272,68 |
| 14 | 11 | 4,5 | 10,1 | 25,6 | 34,8 | 47,1 | 46,7 | 33,3 | 41,4 | 45,8 | 42,9 | 24,6 | 8 | | 364,6 | 8500 | 2,53 | 28,35 | 10334,98 | 7382,13 | 4578,80 |
| 15 | 10 | 1,8 | 6,1 | 20,8 | 30,5 | 43,5 | 49 | 39,6 | 48,4 | 46 | 41,2 | 19 | 3,4 | | 349,3 | 8500 | 2,53 | 25,77 | 9001,17 | 6429,41 | 3933,00 |
| 16 | 9 | 0,7 | 2,5 | 17,8 | 25,4 | 39,4 | 48,9 | 43,3 | 47,7 | 45,1 | 38,2 | 15,2 | 1,9 | | 326,1 | 8500 | 2,53 | 23,19 | 7582,99 | 5402,14 | 3248,25 |
| 17 | 8 | | 0,9 | 12,5 | 20,4 | 34,9 | 47,5 | 48,1 | 48,7 | 42,9 | 34,2 | 9,4 | 0,6 | | 298,1 | 8500 | 2,53 | 20,62 | 6145,43 | 4389,58 | 2582,18 |
| 18 | 7 | | | 10,1 | 15 | 31,6 | 44,1 | 45,2 | 47,1 | 40,7 | 31,3 | 5,7 | | | 270,8 | 8500 | 2,53 | 18,04 | 4884,80 | 3489,15 | 1994,00 |
| 19 | 6 | | | | 7 | 11,9 | 24,8 | 42,4 | 45,1 | 36,5 | 26,6 | 3,9 | | | 241,5 | 8500 | 2,53 | 15,46 | 3733,95 | 2667,11 | 1464,60 |
| 20 | 5 | | | 5,3 | 7,9 | 20,8 | 41,5 | 42,6 | 41,9 | 35,1 | 20,9 | 1,9 | | | 217,9 | 8500 | 2,53 | 12,88 | 2897,55 | 2095,39 | 1038,47 |
| 21 | 4 | | | 3,2 | 5,1 | 19 | 39,9 | 41,1 | 39,5 | 35,6 | 17,6 | 1,8 | | | 201,8 | 8500 | 2,53 | 10,31 | 2080,09 | 1485,78 | 699,65 |
| 22 | 3 | | | 2,2 | 3,7 | 14,1 | 34,6 | 38 | 36,8 | 33,2 | 12,6 | | | | 175,2 | 8500 | 2,53 | 7,73 | 1354,43 | 967,45 | 379,89 |
| 23 | 2 | | | 1,3 | 2,7 | 10,6 | 32,9 | 36,8 | 35,9 | 32 | 9,4 | 0,6 | | | 162 | 8500 | 2,53 | 5,15 | 834,92 | 598,37 | 140,86 |
| 24 | 1 | | | 0,4 | 1,4 | 8 | 28,6 | 33,6 | 33,9 | 29,2 | 6,6 | | | | 141,7 | 8500 | 2,53 | 2,59 | 365,15 | 260,82 | -60,82 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | TOTALES | 307854,2 | 219895,8 | 141112,8 | |

XII.7.- Programa EES Pérdidas de calor en tuberías de vapor y condensado

Convección exterior vapor, tuberías exteriores

Function **Convext** (V_v ; $r2_v$)

If $[V_v \cdot 2 \cdot r2_v \leq 0,00855]$ Then

$$h_{ce;v} := \frac{0,0081}{2 \cdot r2_v} + 3,14 \cdot \left[\frac{V_v}{2 \cdot r2_v} \right]^{0,5}$$

Else

$$h_{ce;v} := 8,9 \cdot \frac{V_v^{0,9}}{[r2_v \cdot 2]^{0,1}}$$

EndIf

Convext := $h_{ce;v}$

End **Convext**

Convección exterior condensados, tuberías exteriores

Function **Convext2** (V_v ; $r2_c$)

If $[V_v \cdot 2 \cdot r2_c \leq 0,00855]$ Then

$$h_{ce;c} := \frac{0,0081}{2 \cdot r2_c} + 3,14 \cdot \left[\frac{V_v}{2 \cdot r2_c} \right]^{0,5}$$

Else

$$h_{ce;c} := 8,9 \cdot \frac{V_v^{0,9}}{[r2_c \cdot 2]^{0,1}}$$

EndIf

Convext2 := $h_{ce;c}$

End **Convext2**

Convección interior vapor, tuberías exteriores

Function **ConvintV** (Ra)

If $[Ra \leq 10000]$ Then

$$v_v := 0,13 \cdot Ra^{0,33}$$

Else

$$v_v := 0,53 \cdot Ra^{0,25}$$

EndIf

ConvintV := v_v

End **ConvintV**

Datos de partida

$$k_{\text{ais}} = 0,04$$

$$T_{\text{ext}} = 10$$

$$e = 60 \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

$$V_v = 3$$

Calculo perdidas tramo de impulsión. Vapor vivo

$$D_v = \left[88,9 - t_t \cdot 2 \right] \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

$$t_t = 2,6$$

$$r1_v = \frac{D_v + 2 \cdot t_t \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|}{2}$$

$$r2_v = r1_v + e$$

$$T_v = T \left[\text{Steam} ; P = P_v ; x = x \right]$$

$$P_v = 600$$

$$x = 1$$

Se calculan las resistencias incluyendo los coeficientes de convección. Para el interior se usan correlaciones genéricas porque no se disponen de las de vapor

$$R_{\text{aislante};v} = \frac{1}{h_{\text{ci};v} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r1_v} + \frac{\ln \left[\frac{r2_v}{r1_v} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{ais}}} + \frac{1}{h_{\text{ce};v} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r2_v} \quad m^2 K/W$$

$$h_{\text{ce};v} = \mathbf{Convext} \left[V_v ; r2_v \right] \quad \text{Se aplica una función para el uso de una u otra fórmula de las tuberías exteriores, en función del valor de vuelco } V \cdot D. \text{ Ver funciones}$$

$$Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D_v^3 \cdot \frac{\rho^3}{\mu^3}$$

$$g = 6,673E-11 \quad [N \cdot m^2 / kg^2]$$

$$\beta = \beta \left[\text{Steam}_{\text{IAPWS}} ; T = T_v ; P = P_v \right]$$

$$\Delta T = T_v - T_{\text{ext}}$$

$$\rho = \rho \left[\text{Steam}_{\text{IAPWS}} ; T = T_v ; P = P_v \right]$$

$$\mu = \mathbf{Visc} \left[\text{Steam}_{\text{IAPWS}} ; T = T_v ; P = P_v \right]$$

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

$$Pr = \mathbf{Pr} \left[\text{Steam}_{\text{IAPWS}} ; T = T_v ; P = P_v \right]$$

$$v_v = h_{ci,v} \cdot \frac{D_v}{k_v}$$

$$v_v = \text{ConvintV} [Ra] \quad \text{Se aplica una función para el uso de unos coeficientes u otras de la convección interior en función del valor del numero de Rayleigh. Ver funciones}$$

$$k_v = k_s [\text{Steam}_{\text{IAPWS}} ; T = T_v ; P = P_v]$$

$$\text{perdidas}_v = \frac{\Delta T}{R_{\text{aislante},v}} \quad W/m$$

Calculo perdidas tramo de retorno. Condensado

$$D_c = [48,3 - t_{tc} \cdot 2] \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{m}{mm} \right|$$

$$t_{tc} = 2,1$$

$$r1_c = \frac{D_c + 2 \cdot t_{tc} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{m}{mm} \right|}{2}$$

$$r2_c = r1_c + e$$

$$T_c = 100$$

Se estiman los coeficientes de convección por las fórmulas de convección exterior en interior de edificios

$$R_{\text{aislante},c} = \frac{1}{h_{ci,c} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r1_c} + \frac{\ln \left[\frac{r2_c}{r1_c} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{ais}}} + \frac{1}{h_{ce,c} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r2_c} \quad m^2 K/W$$

$$h_{ce,c} = \text{Convext2} [V_v ; r2_c] \quad \text{Se aplica una función para el uso de una u otra fórmula de las tuberías exteriores, en función del valor de vuelco V*D. Ver funciones}$$

$$h_{ci,c} = \frac{1057 \cdot [1,352 + 0,019 \cdot T_c] \cdot v_a^{0,8}}{D_c^{0,2}} \quad \text{Se aplica la fórmula para el agua}$$

$$v_a = 1,5$$

$$\text{perdidas}_c = \frac{T_c - T_{\text{ext}}}{R_{\text{aislante},c}} \quad W/m$$

$$\text{perdidas}_{\text{totales}} = \text{perdidas}_c + \text{perdidas}_v \quad W/m$$

$$Q_{\text{perdido}} = \text{perdidas}_{\text{totales}} \cdot \frac{L}{1000} \quad kW$$

$$L = 120$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$\beta = 0,002966$$

$$D_c = 0,0441 \quad [m/mm]$$

$$e = 0,06 \quad [m]$$

$$Gr = 188 \quad [N \cdot m^5/kg^2 \cdot mm^3]$$

$$h_{ce,v} = 27,98$$

$$\Delta T = 148,9$$

$$D_v = 0,0837 \quad [m/mm]$$

$$g = 6,673E-11 \quad [N \cdot m^2/kg^2]$$

$$h_{ce,c} = 28,59$$

$$h_{ci,c} = 8876$$

h_{ci,v} = 11,63

k_v = 1,299

μ = 0,0000143

perdidas_c = 17,88

perdidas_v = 39,57

P_v = 600

r1_c = 0,02415 [m]

r2_c = 0,08415 [m]

Ra = 202 [N·m⁵/kg²·mm³]

Raislante,c = 5,034

T_c = 100

t_t = 2,6

T_v = 158,9

V_v = 3

k_{ais} = 0,04

L = 120

v_v = 0,7494 [m/mm]

perdidas_{totales} = 57,45

Pr = 1,074

Q_{perdido} = 6,894

r1_v = 0,04445 [m]

r2_v = 0,1045 [m]

ρ = 3,168

Raislante,v = 3,762

T_{ext} = 10

t_{tc} = 2,1

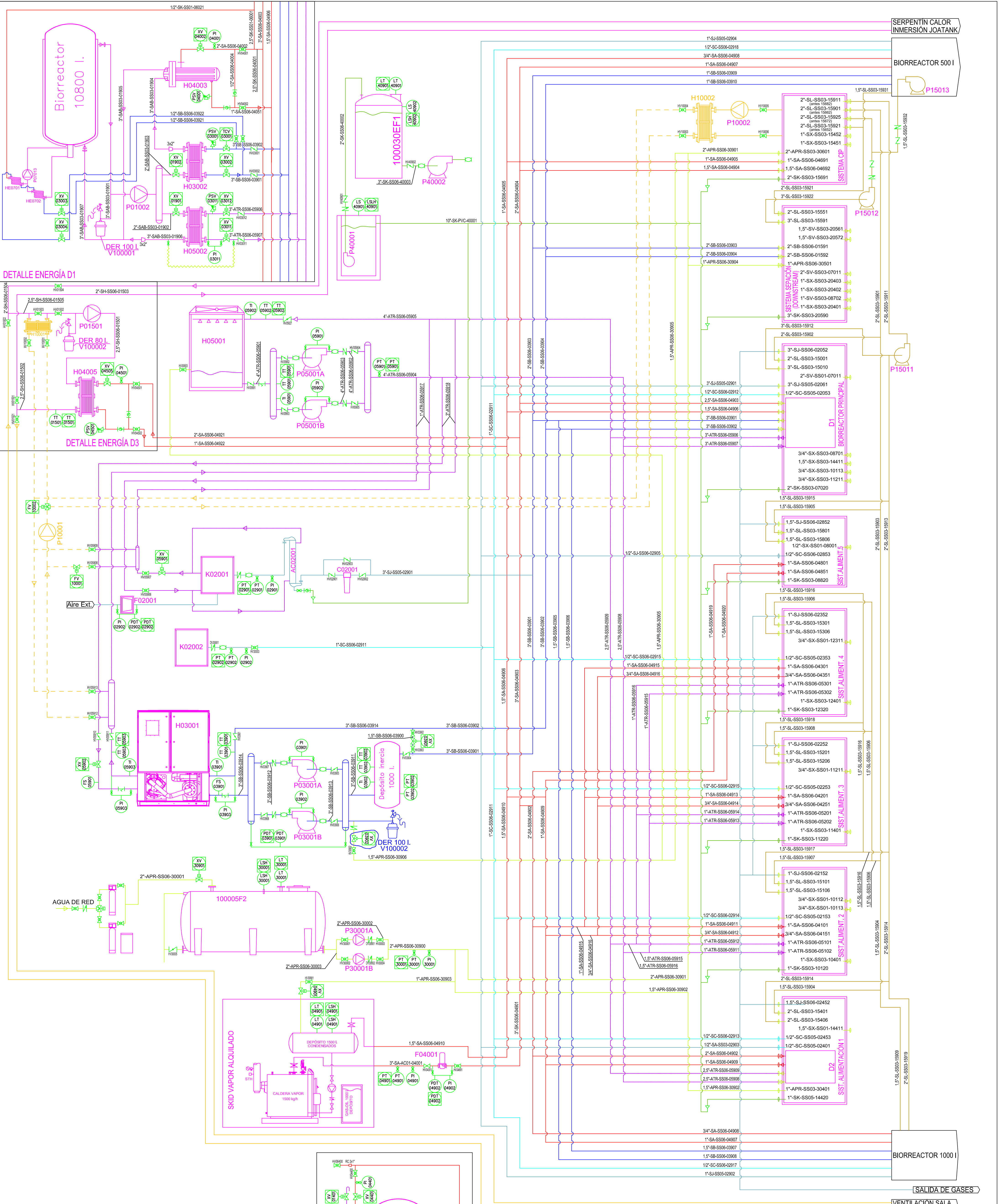
v_a = 1,5

x = 1

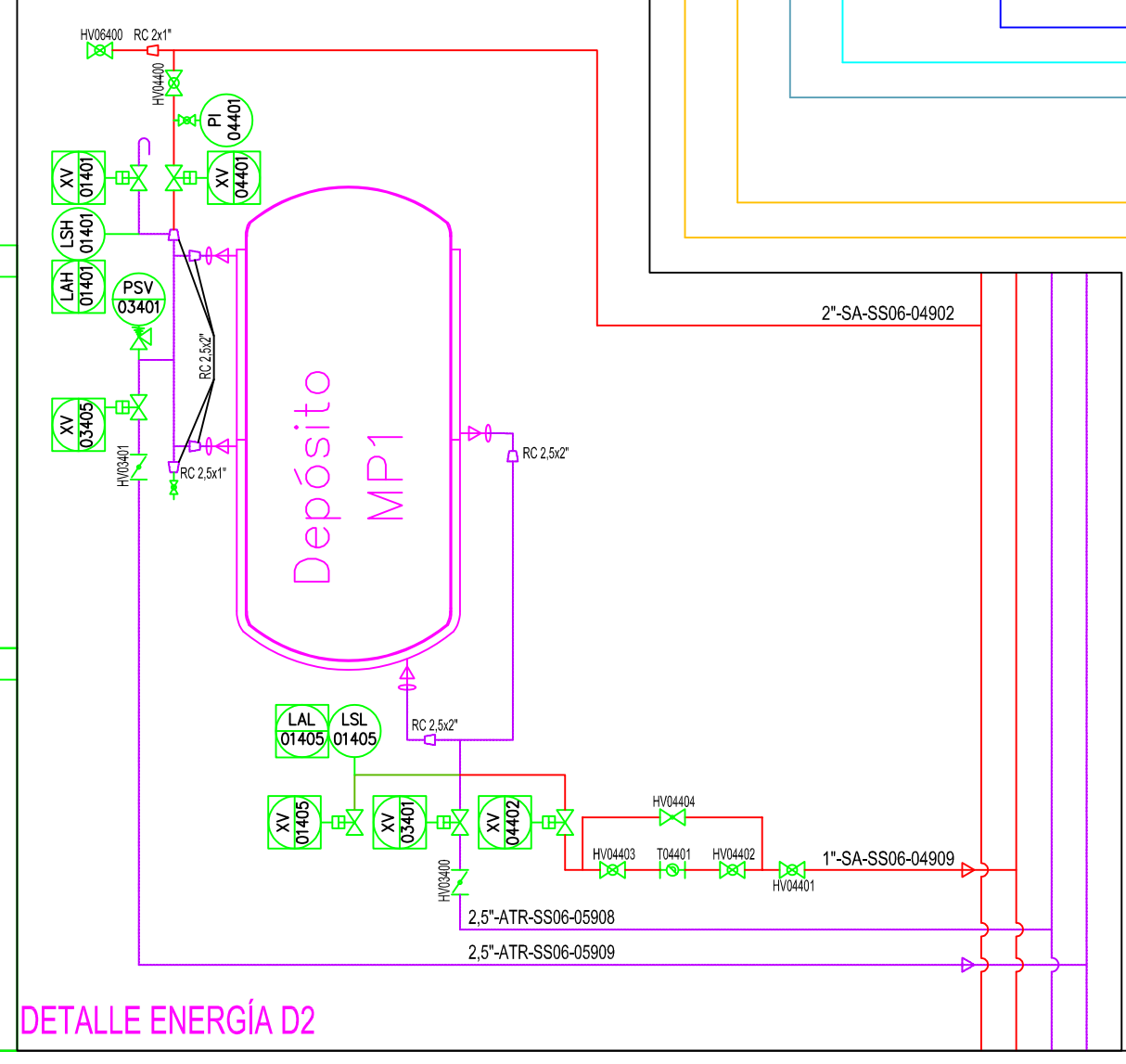
14 potential unit problems were detected.

EES suggested units (shown in purple) for D_c D_v Gr Nu_v r1_c r1_v .

XII.8.- Esquema general de la unidad SSGG y aplicación de MAE



| IDENTIFICACION DE TUBERIAS | | IDENTIFICACION DE INSTRUMENTACION | |
|--|---|---|--|
| <input type="checkbox"/> DN Delineado nominal (pulg.) <input type="checkbox"/> DN Delineado nominal (mm) | <input type="checkbox"/> Tuberia principal <input type="checkbox"/> Tuberia auxiliar | VARIALES P: Presión T: Temperatura L: Nivel E: Energía F: Flujo H: Humedad C: Conductividad P: Presión D: Densidad S: Señal V: Voz A: Alarma M: Motor R: Relé I: Indicador S: Señal L: Nivel E: Energía F: Flujo H: Humedad C: Conductividad P: Presión D: Densidad S: Señal V: Voz A: Alarma M: Motor R: Relé I: Indicador | FUNCION O ACCION I: Indicador S: Señal L: Nivel E: Energía F: Flujo H: Humedad C: Conductividad P: Presión D: Densidad S: Señal V: Voz A: Alarma M: Motor R: Relé I: Indicador |
| TIPO DE FLUIDO A: Agua B: Aire C: Gas D: Vapor E: Agua caliente F: Agua fría G: Agua de proceso H: Agua de enfriamiento I: Agua de calefacción J: Agua de lavado K: Agua de limpieza L: Agua de refrigeración M: Agua de tratamiento N: Agua de uso general O: Agua de uso específico P: Agua de uso particular Q: Agua de uso exclusivo R: Agua de uso restringido S: Agua de uso limitado T: Agua de uso controlado U: Agua de uso supervisado V: Agua de uso monitoreado W: Agua de uso registrado X: Agua de uso documentado Y: Agua de uso certificado Z: Agua de uso autorizado | TIPO DE INSTRUMENTACION P: Presión T: Temperatura L: Nivel E: Energía F: Flujo H: Humedad C: Conductividad P: Presión D: Densidad S: Señal V: Voz A: Alarma M: Motor R: Relé I: Indicador | IDENTIFICACION LINEAS — Agua refrigeración torre circuito abierto (AR) — Agua refrigeración circuito cerrado (AR) — Aire comprimido instrumentación (AC) — Aire comprimido proceso/caldera gases (AG) — Vapor calefacción y proceso (VA) — Vapor enfriamiento (VE) — Agua proceso (AP) — Agua recuperación circuito abierto (AR) — Agua recuperación circuito cerrado (AR) — Instrumentación | |



| MODIFICACIONES | | FERTINAGRO BIOTECH, S.L. | | LAMA POWER & SERVICES S.L. | |
|----------------|-----------------------------|--------------------------|---|----------------------------|----------|
| CLIENTE: | FERTINAGRO BIOTECH, S.L. | EMPLOZAMIENTO: | Pol. Los Llanos, C/B, 44760 UTRILLAS (TERUEL) | FECHA: | 15/10/19 |
| SERIE: | 100 | PROYECTO: | UNIDAD DE FERMENTACIÓN ASEPTICA | FIRMA: | JLL |
| Nº PLANO: | LM193-01 | SUSTITUYE A: | | DIBUJADO: | 15/10/19 |
| ESCALA: | PLANO: | APROBADO: | | REVISADO: | 15/10/19 |
| S/E | P & I D SERVICIOS GENERALES | | | | JLL |

| REV. | FECHA | CONCEPTO | DIBUJADO | REVISADO | APROBADO |
|------|----------|--|----------|----------|----------|
| 8 | 28/07/20 | PARA TEM LACOS (circuito de recuperación de calor) | DPL | JLL | JLL |
| 7 | 28/07/20 | PARA CONSTRUCCIÓN (interruptores de flujo) | DPL | JLL | JLL |
| 6 | 28/07/20 | PARA CONSTRUCCIÓN (rev. calentamiento Joatank) | DPL | JLL | JLL |
| 5 | 28/07/20 | PARA CONSTRUCCIÓN (rev. salida aire comprimido) | DPL | JLL | JLL |
| 4 | 08/11/19 | PARA PETICIÓN DE OFERTAS | DPL | JLL | JLL |
| 3 | 31/10/19 | PARA PETICIÓN DE OFERTAS | DPL | JLL | JLL |
| 2 | 29/10/19 | PARA PETICIÓN DE OFERTAS | DPL | JLL | JLL |
| 1 | 15/10/19 | PRELIMINAR PARA DISCUSIÓN | DPL | JLL | JLL |
| REV. | FECHA | CONCEPTO | DIBUJADO | REVISADO | APROBADO |