



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

ESTUDIO Y DISEÑO DE UN SISTEMA TÉRMICO ALIMENTADO POR BIOGÁS PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA POR VAPOR

Autor: Víctor Martín Santamaría

Tutora: Miriam Reyes Serrano

Valladolid, Mayo, 2017



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

ESTUDIO Y DISEÑO DE UN SISTEMA TÉRMICO ALIMENTADO POR BIOGÁS PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA POR VAPOR

Autor: Víctor Martín Santamaría

Tutora: Miriam Reyes Serrano

Valladolid, Mayo, 2017

RESUMEN

La energía es un factor clave para el desarrollo de la actividad humana. A lo largo de la historia, la demanda energética global se ha cubierto mayoritariamente con fuentes de carácter fósil y no renovable, dicha práctica no es medioambientalmente sostenible. Por otra parte, la demanda energética global no para de aumentar, por lo que se deben encontrar nuevas fuentes de energía sostenibles. El presente trabajo trata dicha problemática, y ofrece como solución el fomento de las energías renovables, concretamente el fomento del uso del biogás.

El biogás es una energía renovable procedente de diferentes medios. En concreto en este trabajo, se estudiará el aprovechamiento del biogás obtenido mediante la digestión anaeróbica de residuos ganaderos.

Ese aprovechamiento se realizará diseñando un sistema térmico, cuya función sea la de generar energía eléctrica con vapor. Como condición se impondrá que la potencia eléctrica generada sea de 300 kW. Para el diseño del sistema térmico nos basaremos en el ciclo de Rankine, en el que para aprovechar mejor la energía y aumentar el rendimiento se llevará a cabo un sistema de cogeneración.

Para diseñar dicho sistema se calcularán los requerimientos de los diferentes componentes que forman parte de la instalación, y posteriormente se contactará con los proveedores adecuados, para que nos faciliten descripción y presupuestos de dichos componentes.

Finalmente se llevará a cabo un estudio económico del sistema, en el que se calculará el coste total de la instalación, los ingresos procedentes de la venta de la electricidad generada, su viabilidad, y el tiempo de retorno de la inversión.

ABSTRACT

Energy is an essential factor for human development. Throughout history, global energy demand has been mainly covered with fossil and non-renewable sources, which are not environmentally sustainable. On the other hand, global energy demand is constantly increasing, so that, new sources of sustainable energy must be found. This Master Thesis deals with this issue, and suggests the importance of renewable energies as a solution, in particular, foment the use of biogas to power generation.

Biogas is a renewable energy which can be obtained from different sources. In this work, we will examine the use of biogas obtained from anaerobic digestion of farm wastes to produce electricity.

In this work a thermal power plant is designed to produce 300 kW using steam water by means of a Rankine cycle. Biogas is used as fuel in the burner of the thermal power plant. To improve the efficiency of the designed system a cogeneration power plant is proposed and studied in detail.

All the components and requirements of the steam power plant are studied, designed and calculated to define the global structure of the cogeneration plant. Afterwards we contact with appropriate suppliers who provide us with a description and budgets of the different components: steam turbine, burner, heat exchanger, etc.

Finally, we carry out a financial analysis to estimate the feasibility of the proposed cogeneration power plant. In this analysis, we calculate the total cost, the advantage of resale the produced electricity and the investment time return.

AGRADECIMIENTOS

Quisiera aprovechar estas líneas para agradecer a la Dra. Miriam Reyes Serrano su apoyo, acogida, dedicación, perseverancia y por las muchas horas dedicadas durante estos meses a la hora de elaborar este trabajo, como fase final de la titulación de Máster en Ingeniería Industrial.

También quiero dar las gracias a todas las empresas que me han facilitado desinteresadamente información para realizar dicho trabajo.

A mi familia, mis amigos... Sin ellos, este proyecto nunca hubiera sido posible, no sería lo que soy ahora, ni estaría dónde ahora estoy.

INDÍCE GENERAL

CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN	1
1.1 JUSTIFICACIÓN.....	2
1.2 OBJETIVOS.....	3
1.3 MOTIVACIÓN.....	5
1.4 ALCANCE.....	6
CAPÍTULO II ESTADO DEL ARTE	7
2.1 ESTADO DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES EN ESPAÑA.....	8
2.2 BIODIGESTIÓN.....	13
2.3 BIOGÁS.....	17
2.3.1 INTRODUCCIÓN.....	17
2.3.2 COMPOSICIÓN DEL BIOGÁS.....	17
2.3.3 USO DEL BIOGÁS Y DE SUS RESIDUOS.....	19
2.3.4 ADECUACIÓN DEL BIOGÁS.....	22
2.3.5 PODER CALORÍFICO DEL BIOGÁS.....	26
2.4 OBTENCIÓN DEL BIOGÁS.....	28
2.5 ELECCIÓN MATERIA PRIMA PARA PRODUCIR BIOGÁS.....	30
CAPÍTULO III EL CICLO DE RANKINE	33
3.1 INTRODUCCIÓN.....	34
3.2 EL CICLO DE RANKINE.....	34
3.3 IRREVERSIBILIDADES Y LIMITACIONES DEL CICLO DE RANKINE.....	36
3.4 MEJORAS DEL CICLO DE RANKINE.....	38
3.5 CICLO ORGÁNICO DE RANKINE.....	40
CAPÍTULO IV DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN	41
4.1 INTRODUCCIÓN.....	42
4.2 TURBINA DE VAPOR.....	43
4.2.1 FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA.....	43
4.2.2 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS.....	43
4.2.3 PARTES DE LAS TURBINAS.....	44

4.3 CALDERA DE COMBUSTIÓN	46
4.3.1 FUNCIONAMIENTO DE LA CALDERA	46
4.3.2 CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS	46
4.4 BOMBA DE ALIMENTACIÓN	49
4.4.1 FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA	49
4.4.2 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS.....	49
4.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	52
4.5.1 FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR.....	52
4.5.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES.....	52
4.6 GENERADOR DE ELECTRICIDAD.....	55
4.6.1 FUNCIONAMIENTO DEL GENERADOR	55
4.6.2 CLASIFICACIÓN DE LOS GENERADORES	56
CAPÍTULO V ELECCIÓN DE LOS COMPONENTES ADECUADOS	57
5.1 INTRODUCCIÓN	58
5.2 TURBOGENERADOR ELEGIDO	58
5.2.1 DATOS TÉCNICOS DE LA TURBINA.....	61
5.2.2 DATOS TÉCNICOS DEL GENERADOR.....	62
5.2.3 SISTEMAS AUXILIARES.....	63
5.2.4 CUADRO DE CONTROL.....	63
5.2.5 RENDIMIENTOS DEL TURBOGENERADOR.....	64
5.2.6 MONTAJE, PUESTA EN MARCHA Y DOCUMENTACIÓN	65
5.3 CALDERA DE COMBUSTIÓN ELEGIDA.....	66
5.3.1 COMPONENTES DE LA CALDERA DE COMBUSTIÓN.....	68
5.3.2 ARMARIO DE CONTROL DE CALDERA.....	69
5.3.3 DIMENSIONES Y TRANSPORTE	70
5.3.4 MONTAJE, PUESTA EN MARCHA Y DOCUMENTACIÓN	70
5.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR ELEGIDO	71
5.4.1 DATOS TÉCNICOS DEL INTERCAMBIADOR.....	72
5.4.2 DIMENSIONES Y TRANSPORTE	73
CAPÍTULO VI CÁLCULO DEL CICLO DE MI INSTALACIÓN	75
6.1 INTRODUCCIÓN	76
6.2 CÁLCULO Y DETERMINACIÓN DE LOS PUNTOS DE TRABAJO.....	76
6.3 RESUMEN DE LAS PROPIEDADES DE LOS PUNTOS DE TRABAJO.....	79
6.4 CÁLCULO DEL FLUJO DE VAPOR NECESARIO.....	80

6.5 CÁLCULO DE LA POTENCIA TÉRMICA RECUPERADA EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	81
6.6 CÁLCULO DEL CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA QUE SE PRODUCE EN LA CALDERA DE COMBUSTIÓN	82
6.7 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE LA COGENERACIÓN	82
6.8 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE	83
6.9 ANIMALES NECESARIOS PARA PRODUCIR LA ENERGÍA.....	84
CAPÍTULO VII ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN	85
7.1 INTRODUCCIÓN	86
7.2 PRECIO DE LA INSTALACIÓN	86
7.2.1 PRECIO DEL TURBOGENERADOR.....	86
7.2.2 PRECIO DE LA CALDERA DE COMBUSTIÓN	87
7.2.3 PRECIO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	88
7.2.4 PRECIO DEL BIODIGESTOR	88
7.2.5 PRECIO INSTALACIÓN Y TRANSPORTE	89
7.2.6 PRECIO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	89
7.2.7 PRECIO TOTAL DEL SISTEMA TÉRMICO.....	89
7.3 PRECIO ANUAL DE OPERACIÓN	90
7.4 AHORRO ANUAL UTILIZANDO BIOGÁS FRENTE AL GAS NATURAL.....	90
7.5 AHORRO ANUAL UTILIZANDO BIOGÁS FRENTE AL GASOLEO.....	91
7.6 PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN	91
ANEXOS	93
ANEXO 1: RELACIÓN DE EMPRESAS CONTACTADAS PARA SOLICITAR INFORMACIÓN DEL EQUIPO NECESARIO.....	94
ANEXO 2: PLANOS DEL TURBOGENERADOR SST-040.....	97
ANEXO 3: PLANO Y HOJA DE ESPECIFICACIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR ELEGIDO.....	99
ANEXO 4: PARTES Y DIMENSIONES DE LA CALDERA UL-SX.....	101
ANEXO 5: PARTES Y DIMENSIONES DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN DE LA CALDERA UL-SX.....	103
BIBLIOGRAFÍA.....	105

INDÍCE DE FIGURAS

Figura 1: Previsión de cambios en la generación de energía (GW)	3
Figura 2: Porcentaje de emisión de gases de efecto invernadero	4
Figura 3: Evolución del consumo de energías renovables	8
Figura 4: Aportación de energías renovables al PIB en España	9
Figura 5: Empleos generados por las energías renovable	9
Figura 6: Estructura de generación eléctrica en el 2014	10
Figura 7: Evolución de la potencia instalada con biocombustibles.....	11
Figura 8: Objetivos biogás en el sector eléctrico	12
Figura 9: Ayudas para la inversión en energías renovables	12
Figura 10: Fases digestión anaerobia.....	14
Figura 11: Composición del biogás.....	18
Figura 12: Requerimientos de productos de fermentación.....	19
Figura 13: Tarifas relativas a la energía eléctrica producida a partir de biogás agroindustrial	22
Figura 14: Diagrama de flujo del pretratamiento térmico	23
Figura 15: Diagrama de flujo del pretratamiento mecánico	24
Figura 16: Comparación poder calorífico del biogás	27
Figura 17: Energía vertida a la red por el biogás	29
Figura 18: Ciclo de Rankine ideal	34
Figura 19: Ciclo de Rankine sobrecalentado.....	38
Figura 20: Ciclo Rankine recalentado	39
Figura 21: Ciclo Rankine regenerativo	40
Figura 22: Elementos del ciclo de Rankine	42
Figura 23: Detalle de construcción de turbina	44
Figura 24: Esquema de caldera pirotubular	47
Figura 25: Esquema de caldera acuotubular.....	48
Figura 26: Bomba centrífuga vertical.....	50
Figura 27: Bomba modular horizontal	50
Figura 28: Bomba de pistones	51

Figura 29: Vista térmica de intercambiador de carcasa y tubos.....	53
Figura 30: Funcionamiento intercambiador de placas.....	53
Figura 31: Intercambiadores en función de su configuración.....	54
Figura 32: Rotor y estator de un generador.....	55
Figura 33: Turbogeneradores de vapor preseleccionadas.....	59
Figura 34: Turbogenerador SST-040.....	60
Figura 35: Turbogenerador SST-040.....	60
Figura 36: Detalle álabes del turbogenerador SST-040.....	61
Figura 37: Rendimientos turbogenerador SST-040.....	64
Figura 38: Calderas de vapor preseleccionadas.....	66
Figura 39: Caldera de vapor UL-SX.....	67
Figura 40: Intercambiadores de calor de carcasa y tubos preseleccionados.....	71
Figura 41: Datos técnicos del intercambiador.....	72
Figura 42: Ciclo ideal Rankine recalentado.....	76
Figura 43: Ciclo Rankine real.....	77
Figura 44: Resumen de las propiedades de los puntos de trabajo.....	79

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 JUSTIFICACIÓN

De acuerdo con lo establecido en el real decreto 1393/2007, del 29 de octubre, la obtención del título de Máster en ingeniería industrial requiere de la elaboración y defensa pública de un Trabajo de Fin de Máster, que ha de formar parte del plan de estudios (1).

La elaboración de este trabajo de Fin de Máster se ajustará minuciosamente al reglamento sobre la Elaboración y Evaluación del Trabajo Fin de Máster de la UVA, publicado en el boletín oficial de Castilla y León el 20 de febrero de 2012, y a las normas generales sobre la elaboración, contenido y presentación del trabajo fin de máster, en el máster en ingeniería industrial, aprobado por el comité académico del máster en ingeniería industrial el 10 de abril de 2014 (2).

Para cumplir con los requerimientos anteriores se presenta este trabajo fin de máster titulado: “Estudio y diseño de un sistema térmico alimentado por biogás para generación eléctrica por vapor”.

1.2 OBJETIVOS

En el planeta en que vivimos la demanda global de energía está creciendo rápidamente, y aproximadamente un 88% de la energía que consumimos procede de combustibles fósiles como son el petróleo y el gas natural. El problema que ocurre con las energías fósiles es que no son renovables, con lo que continuamente se están reduciendo hasta que acaben por desaparecer, esto también hace que su precio aumente continuamente. Las energías fósiles deben evolucionar hacia otro tipo de energía (Figura 1). Otro problema de los combustibles fósiles es que mayoritariamente se encuentran en territorios políticamente inestables, dicho problema hace que la seguridad de su suministro no sea la adecuada (3),(4),(5).

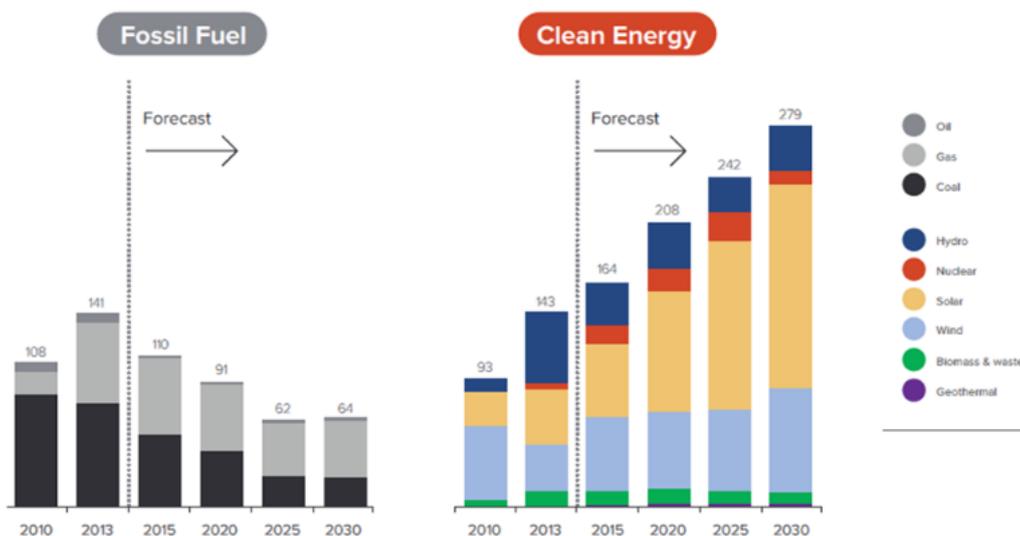


Figura 1: Previsión de cambios en la generación de energía (GW) (6)

En cuanto al aumento del consumo de energía, según diferentes estudios se ha predicho que dicho consumo será el doble o el triple que el actual, esto es debido a diferentes factores. Los principales factores son por una parte el crecimiento socioeconómico de las naciones, y por otra parte el aumento de la población global (3).

Con lo cual, uno de los principales objetivos de este trabajo de fin de máster, será el de fomentar una fuente de energía alternativa que pueda mitigar los efectos de la disminución de los combustibles fósiles. Esta fuente de energía, también tiene que poder hacerse cargo de parte del aumento de consumo de energía que se producirá a nivel global en el futuro (5).

Dicha energía alternativa también sería interesante que ayudara al acceso global a la energía, ya que el acceso global a la energía es un objetivo de desarrollo sostenible fomentado por la Organización de las Naciones Unidas. Dicho objetivo según el Parlamento Europeo se quiera alcanzar en el año 2030 (7).

Otra de las características de la energía alternativa a fomentar sería que fuera no contaminante, o lo menos posible, ya que hoy en día la contaminación atmosférica y el calentamiento global, son dos de las principales preocupaciones que le surgen al ser humano en el entorno natural (4).

La principal fuente de energía actual como he dicho anteriormente son los combustibles fósiles, estos producen gran cantidad de gases contaminantes durante los procesos de su combustión (8).

Los gases más perjudiciales para el efecto invernadero son el dióxido de carbono y el metano, con una contribución del 50% y del 19% respectivamente (Figura 2). Por lo cual, se tiene que reducir la emisión de estos gases para así conseguir frenar el efecto invernadero (3),(4),(9).

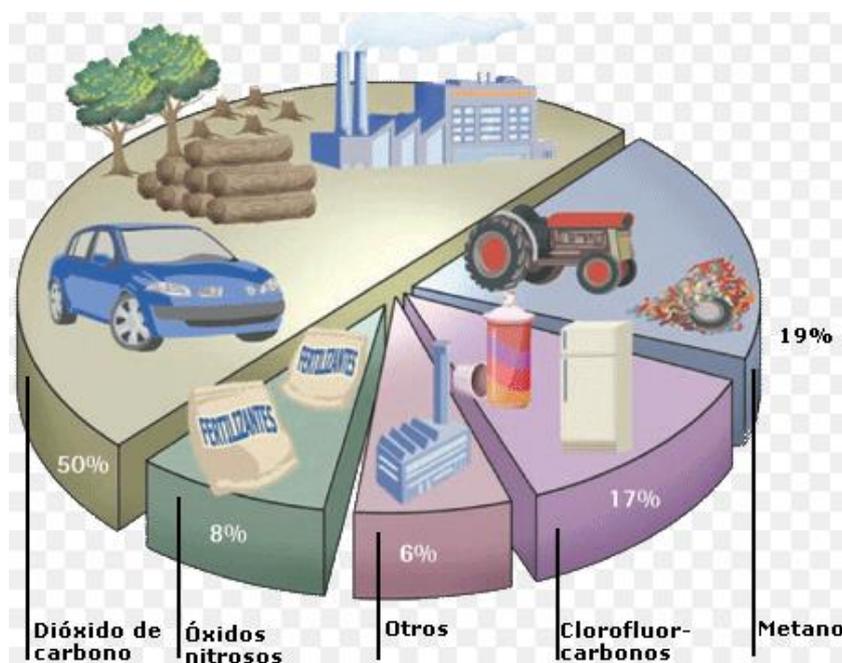


Figura 2: Porcentaje de emisión de gases de efecto invernadero (10)

1.3 MOTIVACIÓN

La principal motivación para la realización de este trabajo de fin de máster, es la de cumplir las leyes referentes a las energías renovables dictadas por la Unión Europea, y a su vez refrendadas por el Estado Español.

Otra motivación importante para la realización de este trabajo, es la de obtener un autoabastecimiento energético, con las importantes ventajas que ello conllevaría. La consecución de un abastecimiento conllevaría la posibilidad de ser independiente energéticamente hablando, y así evitar el gasto asociado a la adquisición de energía externa.

El 23 de abril de 2009, el parlamento europeo aprobó la directiva 2009/28/CE relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables. En esta directiva europea se establecen unos objetivos mínimos para la Unión Europea y para cada uno de los estados miembros. Concretamente la directiva establece, que para el año 2020 la cuota mínima de energía procedente de fuentes renovables sea de un 20%, y la cuota mínima de energía procedente de fuentes renovables en el sector del transporte sea del 10%.

Dentro del paquete europeo de energía y cambio climático, también se establece que los países miembros de la unión europea tienen que cumplir para 2020 los siguientes requisitos. La mejora de un 20% en la eficiencia energética, y una reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero de un 20%, cuota que se está estudiando aumentar hasta un 30%.

Así mismo, la directiva europea requiere que cada estado miembro, elabore y notifique a la comisión europea un plan de acción de energías renovables para el periodo 2011-2020. Dicho plan ayudará cumplir los objetivos fijados en la directiva 2009/28/CE, y también los objetivos del paquete europeo de energía y cambio climático.

En consecuencia, el Estado Español a través de la secretaría de estado de la energía, elaboró el plan de energías renovables 2011-2020 en los plazos que requirió la directiva europea. Este plan fue elaborado a través de la IDAE (Instituto para la diversificación y ahorro de energía), así mismo la IDAE también es la oficina del plan encargada de su seguimiento.

Los objetivos de la directiva 2009/28/CE también se fijaron en el artículo 78 de la ley 2/2011, de economía sostenible, donde se establece que el gobierno aprobará planes de energías renovables que puedan garantizar los objetivos propuestos, y que permitan el desarrollo de las energías renovables en la totalidad de las comunidades autónomas (11).

1.4 ALCANCE

En cuanto al alcance de este proyecto, este será el de estudiar y diseñar un sistema térmico alimentado por biogás.

Dicho proyecto consistirá en estudiar la producción de biogás, sus ventajas e inconvenientes, características, composiciones, etc. Para después aprovechar ese biogás mediante un ciclo térmico de Rankine.

El biogás puede proceder de diferentes medios como se comentará más adelante. Para nuestro trabajo partiremos de un biogás producido a partir de residuos ganaderos, la planta de aprovechamiento del biogás estará en la propia explotación ganadera.

El objetivo principal que queremos conseguir con esta planta, es el de producir electricidad con ese biogás a partir de un ciclo térmico de Rankine, concretamente queremos diseñar una planta que produzca 300 kW de potencia. Otro objetivo secundario, es el de aprovechar el calor residual generado por dicho ciclo para su uso en calefacción y agua caliente. Con ello lo que conseguiríamos sería una cogeneración, lo que conllevaría un mejor aprovechamiento de la instalación.

Gracias a este aprovechamiento del biogás, dicha explotación podrá vender la electricidad con el consecuente rendimiento económico que ello conlleva, y con el calor generado, podrá ahorrarse el gasto que supone tener la calefacción y el agua caliente mediante otro tipo de energía.

La instalación de esta planta de generación de electricidad en una explotación ganadera también tendrá otra ventaja importantísima, que será el autoabastecimiento. En nuestro país existen muchas explotaciones ganaderas, generalmente antiguas, que se encuentran situadas en lugares poco accesibles, donde no tienen acceso a la electricidad. Gracias a esta instalación podrán autoabastecerse, y así no depender de otros sistemas de producción autónoma de electricidad, como son los generadores de gasolina, o los sistemas de almacenamiento de electricidad como las baterías.

Por último, esta planta de generación de electricidad mediante el aprovechamiento del biogás, se podrá instalar en una explotación ganadera con acceso a la electricidad externa, para así aprovecharse de las dos ventajas anteriormente descritas. Esto es autoabastecerse con la electricidad generada, y posteriormente conectarse a la red eléctrica para vender el exceso de electricidad producida.

CAPÍTULO II

ESTADO DEL ARTE

2.1 ESTADO DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES EN ESPAÑA

Nuestro país en los últimos años es un ejemplo a seguir en el marco de las energías renovables, actualmente se encuentra ya en una fase de consolidación y desarrollo en cuanto a las energías renovables se refiere. En la ley 2/2011 del 4 de marzo de economía sostenible se establecen los objetivos en cuanto a las energías renovables, también se establece que los avances tecnológicos para alcanzar esos objetivos deben basarse en la estabilidad, flexibilidad e innovación (11),(12).

En los últimos 20 años, la energía renovable ha sido la energía autóctona que más ha evolucionado, también son la mayor fuente de energía autóctona que poseemos. En 20 años han pasado de representar el 14% de la energía autóctona, a alcanzar un 44% (13).

Las energías renovables han ido creciendo progresivamente en los últimos años en nuestro país (Figura 3), esto es debido en parte a los planes de energías renovables.

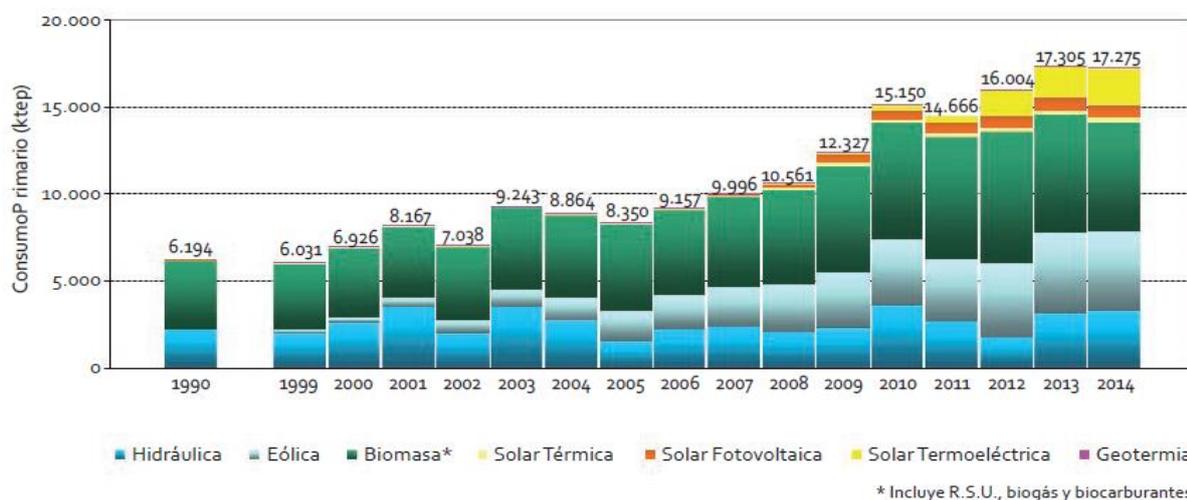


Figura 3: Evolución del consumo de energías renovables (12)

Las energías renovables además poseen otras importantes ventajas, como son las de generar puestos de trabajo, reducir la contaminación y producir un gran ahorro económico para el país.

En cuanto al ahorro económico, este se produce, debido a que gracias a disponer de energías renovables no tenemos que importar esa energía del exterior, generalmente de combustibles fósiles caros, como son el petróleo o el gas natural. Por ejemplo, en el año 2010 la producción de energía renovable en España evitó que se importaran 12,6 millones de toneladas equivalentes de petróleo, lo que hubiese supuesto un gasto para el país de 2302 millones de euros. Estas energías renovables realizan un aporte muy significativo al PIB en nuestro país (Figura4) (13).

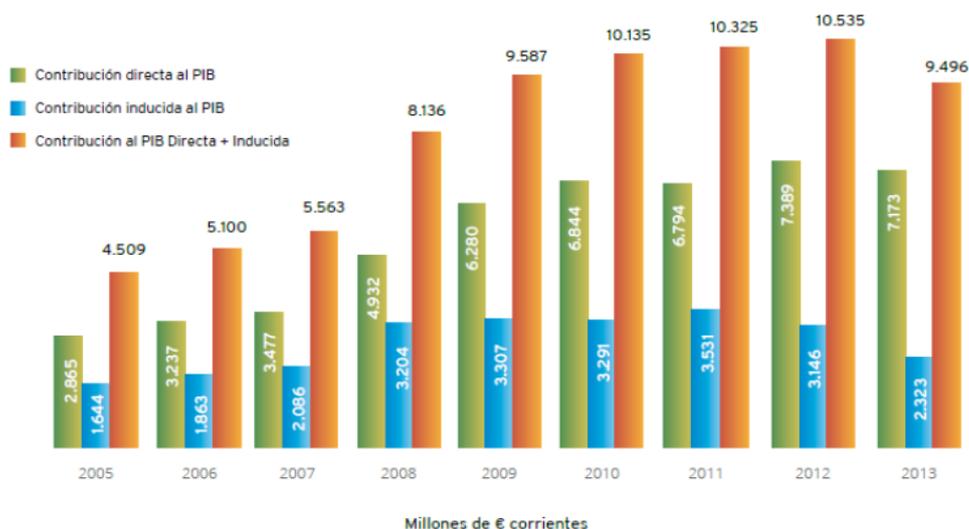


Figura 4: Aportación de energías renovables al PIB en España (14)

En el aspecto de la contaminación, en el periodo que estuvo vigente el plan de energías renovables 2005-2010 las energías renovables evitaron la emisión de 145 millones de toneladas de dióxido de carbono. Teniendo en cuenta los objetivos del plan de energías renovables 2010-2020, de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero un 20%, se espera que esa reducción conlleve evitara la emisión de 60 millones de toneladas de dióxido de carbono (11),(13).

En cuanto a la generación de puestos de trabajo, las energías renovables destacan por su alto potencial de creación de empleo. Dichos empleos aumentaron de 2005 a 2008, pero a partir de 2008 debido a la crisis sufrida por el país, dichos puestos de trabajo sufrieron un importante descenso (Figura5) (14).

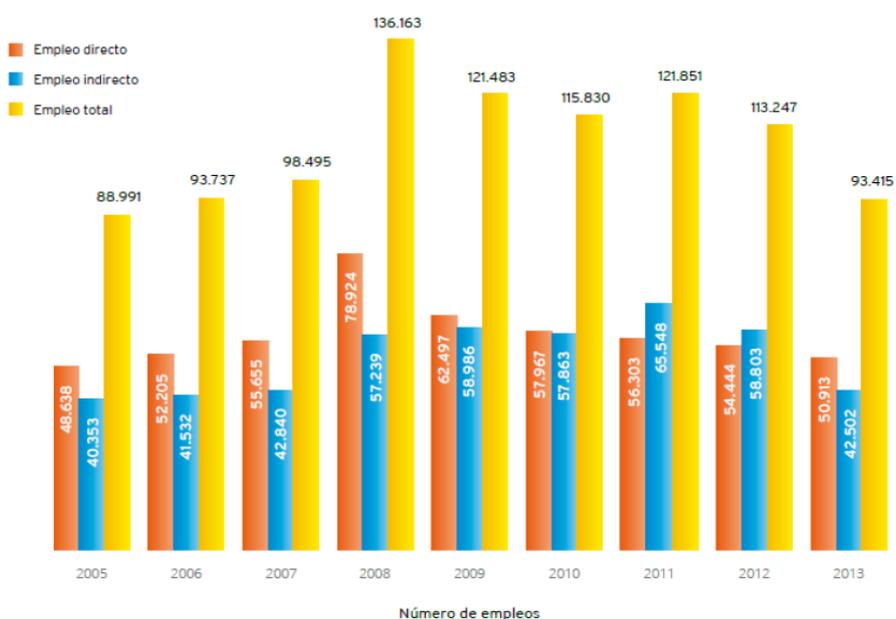


Figura 5: Empleos generados por las energías renovable (14)

En cuanto a la importancia de las energías renovables respecto a las demás energías, los planes los planes de energías renovables 2005-2010, como 2010-2020 han fomentado dichas energías, para así conseguir que su porcentaje se incremente considerablemente.

España aumento el consumo de energía renovable en energía primaria del 6,3% en 2004, hasta alcanzar un 14,5% en 2014, siendo el biogás un 0,2%. En cuanto al consumo de energía total la cuota de las energías renovables representaba un 6,7% en el 2014, aportando el biogás un 0,1%. Por otra parte, la contribución de las energías renovables en la generación eléctrica en España es notablemente superior. El porcentaje de la producción de electricidad bruta en el año 2014 aportado por las energías renovables se establece en el de 39,5%, (Figura 6) cuyo valor representa una producción de 109.957 GWh (11),(12).

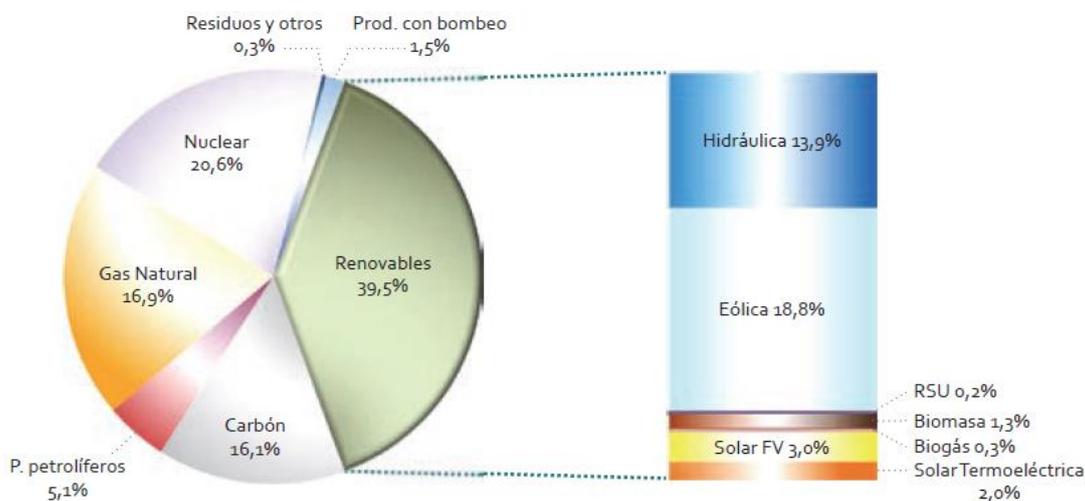


Figura 6: Estructura de generación eléctrica en el 2014 (12)

Finalmente, también el uso de energías renovables para el sector del transporte ha aumentado notablemente en los últimos años en nuestro país. Los biocarburantes usados en el transporte, han pasado de un 0,39% en el 2004, a un ya representativo 4,99% en el 2010 (11).

Esto es debido a los incentivos propuestos por el gobierno para su uso en este sector, entre los que se encuentran un favorable trato fiscal, y la obligación de su uso en determinadas circunstancias.

En cuanto al biogás, este hasta la fecha ha sido poco utilizado en España, la mayor generación de biogás en España ha sido debida al biogás de vertederos. La evolución de la potencia instalada de biogás aumentará, (Figura 7) debido a que la normativa europea de gestión de residuos, y el gran potencial del biogás agroindustrial, hacen pensar que la tecnología del biogás evolucionará hacia los digestores anaerobios, y a aprovechar los residuos ganaderos e industriales, tema hacia el que va orientado este trabajo fin de máster.

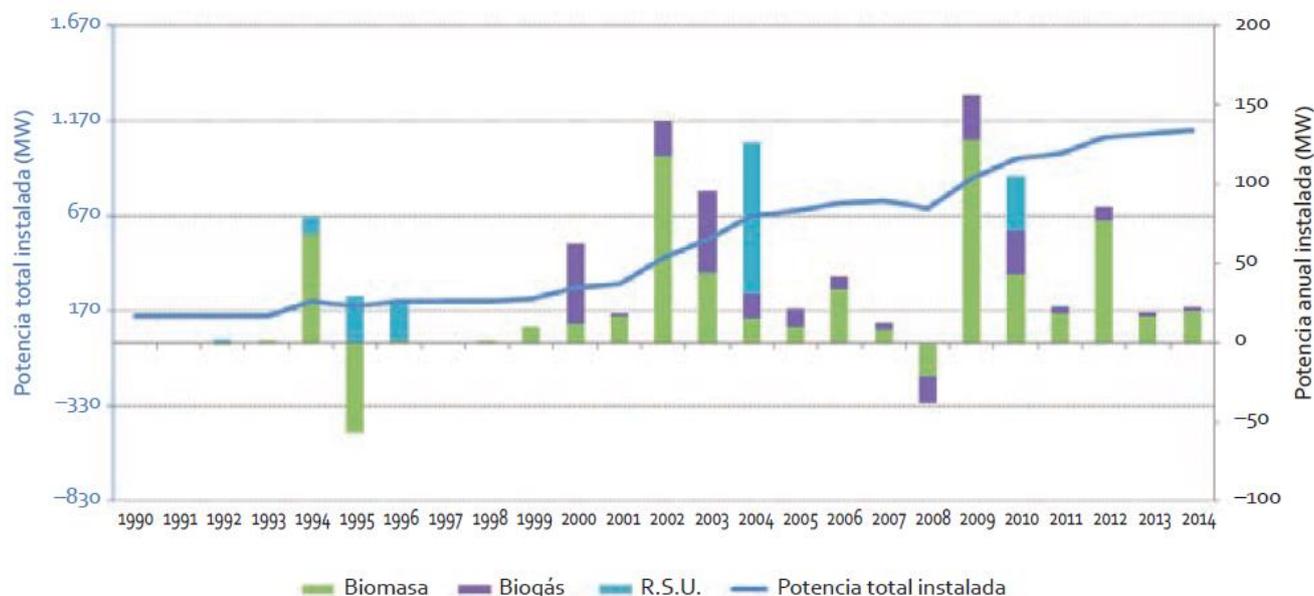


Figura 7: Evolución de la potencia instalada con biocombustibles (12)

El biogás producido a través de los residuos ganaderos tiene unas ventajas, como son la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

En cuanto a la tecnología de digestión anaerobia, esta se encuentra en un alto grado de desarrollo, lo que aún necesita bastante desarrollo sería la tecnología de pretratamiento de los digestatos. También necesitarían gran avance tecnológico, las tecnologías cuya misión es la de inyectar el biogás obtenido en redes de gas natural o en los propios vehículos.

En España la generación de biogás está en torno a los 1,8 millones de toneladas equivalentes de petróleo, de esa cantidad el biogás aportado por el sector agroindustrial asciende a un 78% (11).

Para el próspero desarrollo del biogás en nuestro país se necesitan una serie de medidas, como son el uso eficiente del biogás producido, ayudas al uso térmico de ese biogás, un incentivo gubernamental a la hora de realizar cogeneraciones, y el establecimiento de un marco normativo y económico para favorecer la inyección de este biogás en las redes de consumo.

En la siguiente imagen (Figura 8), se muestran los objetivos previstos para los años 2010, 2015 y 2020 del plan de energías renovables 2011-2020 en el sector eléctrico, entre ellos se encuentra el biogás. Las potencias mostradas en la imagen de izquierda a derecha son potencia instalada y generación bruta.

	2010		2015		2020	
	MW	GWh	MW	GWh	MW	GWh
Biomasa, residuos, biogás	825	4228	1162	7142	1950	12200
Biomasa sólida	533	2820	817	4903	1350	8100
Residuos	115	663	125	938	200	1500
Biogás	177	745	220	1302	400	2600

Figura 8: Objetivos biogás en el sector eléctrico (11)

El plan de energías renovables 2011-2020 también propone una serie de propuestas para incentivar el uso de energías renovables, (Figura 9). En cuanto a las propuestas económicas, dicho plan propone una dotación económica como ayuda pública para la inversión en proyectos y actuaciones, entre los beneficiarios de esas ayudas se encuentran el programa para la generación de biogás agroindustrial.

	Ayudas públicas a la inversión (millones de €)										
	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	TOTAL 2011-2020
1 I+D (1)	0,0	18,3	19,3	20,3	19,3	18,3	16,3	23,2	24,0	20,5	180
2 Estudios previos geotermia	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	8
3 I+D aplicaciones térmicas y biocarburantes (1)	0,0	15,1	24,5	33,3	42,0	51,1	51,5	44,3	31,4	20,1	313
4 Demostración tecnológica en generación eléctrica	0,0	2,7	6,4	9,8	13,6	17,4	18,4	15,1	10,8	5,9	100
5 Aplicaciones eléctricas aisladas de red y balance neto	2,3	2,6	3,5	3,8	3,8	4,9	5,3	5,8	6,5	7,0	46
6 Aplicaciones térmicas mediante convenios con las CCAA	21,7	19,2	21,7	19,7	15,4	13,9	14,6	16,8	17,4	20,0	180
7 Generación de biogás industrial	0,0	5,2	5,5	7,7	11,9	17,0	23,5	32,5	44,9	62,4	211
TOTAL	24	64	81	95	107	123	131	139	136	137	1.037

(1) Los fondos correspondientes a estas líneas podrían cambiar su modalidad de apoyo a lo largo del periodo

Figura 9: Ayudas para la inversión en energías renovables (11)

La entrada en competitividad real del biogás como tecnología renovable eléctrica presenta serias dudas, la estimación lleva a que hasta aproximadamente 2030 no entraría en competitividad real. Esta tecnología requiere un apoyo importante y prolongado para que consiga llegar a ser rentable.

Como ya se dijo anteriormente, el biogás ofrecía la ventaja de reducir la emisión de gases de efecto invernadero. En el periodo 2011-2020, se prevé que la utilización del biogás en la producción de electricidad evite la emisión de 3.093.316 toneladas de CO_2 a la atmósfera (11).

2.2 BIODIGESTIÓN

La biodigestión es el proceso mediante el cual se transforma la materia prima en biogás. Este proceso de biodigestión se lleva a cabo mediante la digestión anaerobia, que es un proceso biológico mediante el cual en ausencia de oxígeno, y gracias a unas bacterias determinadas la materia orgánica se degrada, y se transforma en productos gaseosos como el metano o el dióxido de carbono (15),(16).

Dicho proceso de digestión anaerobia nos proporciona un producto principal que es el biogás, y unos subproductos que son los digestatos. Los usos y beneficios del biogás los explicaré en apartados posteriores. En cuanto a los digestatos, estos son los residuos que no consigue degradar la digestión anaerobia. Estos subproductos para su posterior uso tienen que pasar unos determinados controles medioambientales, marcados por la legislación vigente. Para pasar esos controles es frecuente que haya que aplicarle diversos procesos, como son la decantación o la sedimentación. Una vez garantizado que los digestatos no son perjudiciales para el medio ambiente se aprovechan para diversas tareas agrícolas, como son el riego o la fertilización de los campos (16).

La digestión anaerobia nos ofrece múltiples ventajas a nuestra sociedad, como son, la reducción de malos olores de las materias primas utilizadas, la mineralización de las tierras con los subproductos, mejora de la composición del estiércol, la producción de energía renovable si el gas obtenido se aprovecha para generar electricidad, como es el caso de este trabajo, la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero debido al aprovechamiento del metano, la contribución a un sector agrícola sostenible, etc (16),(17).

El proceso de la digestión anaerobia se puede dividir en varias fases, pero antes de ello, puede ser necesario aplicar un pretratamiento a las materias primas si su composición no es la adecuada. Los pretratamientos que se le suelen aplicar son: espesamiento, reducción del tamaño de partícula, control de pH, eliminación de gérmenes patógenos, eliminación de metales y calentamiento (16).

Las fases en las que se divide la digestión anaerobia son: hidrólisis, acidogénesis y metanogénesis. Todo este proceso se lleva a cabo en un medio acuoso, para que así se favorezca la movilidad de las bacterias que intervienen en cada fase (3),(15),(16),(18).

La fase de la hidrólisis es la primera, en dicha fase lo que ocurre es que se descomponen las sustancias como son las grasas, la celulosa, los carbohidratos y las proteínas. Está descomposición se consigue gracias a unas enzimas producidas por los microorganismos que existen en la materia prima de la digestión. Los productos de esta primera fase son compuestos con un bajo peso molecular, como pueden ser los ácidos grasos, dióxido de carbono, acetatos o agua. Las bacterias que forman parte de esta fase son las bacterias fermentativas.

La siguiente fase es la acidogénesis. En dicha fase actúan las bacterias acetogénicas. La función de estas bacterias, es la de descomponer los ácidos grasos obtenidos anteriormente, y transformarlos en otras sustancias como pueden ser hidrógeno, dióxido de carbono o acetatos.

Por último esta la fase de la metanogénesis. En esta fase ya se obtiene el producto deseado que es el metano, mediante las bacterias metanogénicas. Dicho metano se puede producir por dos vías, que son: a partir de la reducción con hidrógeno del dióxido de carbono anteriormente obtenido, o a partir del ácido acético (16),(18).

En la siguiente figura (Figura 10), se pueden observar las diferentes fases de la digestión anaerobia, así como las bacterias que actúan en cada fase y los productos obtenidos.

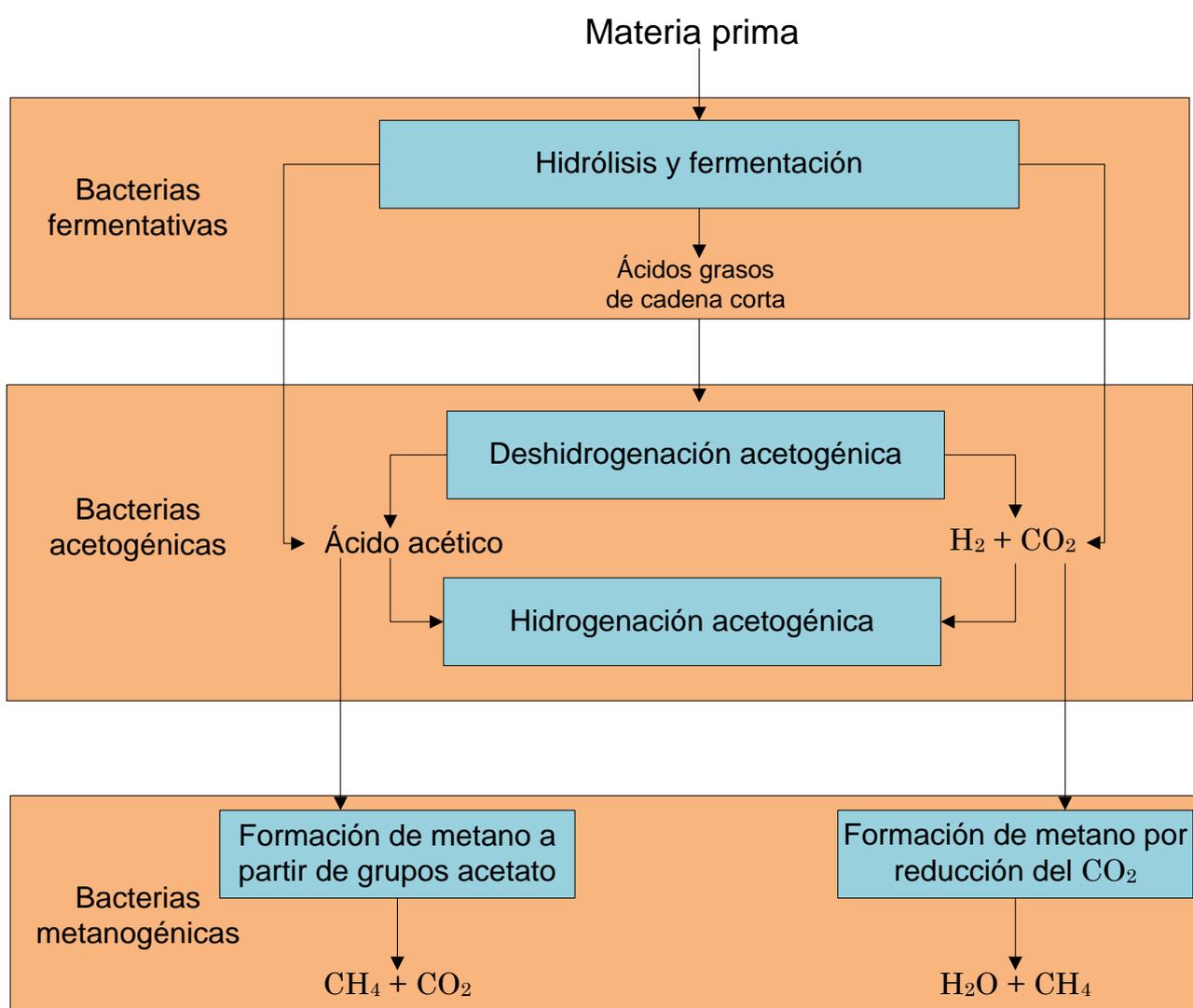


Figura 10: Fases digestión anaerobia

Hay varios parámetros que afectan al funcionamiento de la digestión anaerobia, algunos de los más importantes son: El pH y la alcalinidad, la temperatura, carga volumétrica, el tiempo de retención, presencia de inhibidores en el proceso, tipo de materia prima y grado de mezclado.

El pH es importante controlarlo en el proceso de digestión anaerobia. Cada grupo de bacterias tiene un intervalo de pH óptimo diferente. Las bacterias metanogénicas son las más sensibles a las variaciones de pH, y su pH óptimo está en el intervalo 6,5-7,2. Los microorganismos fermentativos no son tan estrictos en cuanto al pH, ya que este puede adoptar valores desde 4,0 hasta 8,5. El proceso en sí mismo tiene capacidad de regular el pH de la materia prima, en general este debe mantenerse cerca de la neutralidad.

El proceso de digestión anaerobia solo se inicia en un rango de temperaturas determinadas, estas temperaturas van desde los 4°C a los 70°C. Cada tipo de bacterias actúa a una temperatura determinada, las psicrófilas a menos de 20°C, las mesófilas entre 20°C y 40°C, y las termófilas a más de 40°C. Para conseguir esas temperaturas de más de 20°C los digestores suelen tener un sistema de calefacción. Las tasas de crecimiento y reacción aumentan conforme lo hace el rango de temperatura, con lo cual también aumenta la producción de biogás, pero por otro lado, aumentan los costes de instalación al tener un sistema de calefacción. La clave está en trabajar a la temperatura óptima para conseguir una buena producción con bajos costes de instalación.

La carga volumétrica es la cantidad de materia que se introduce en el digestor por unidad de tiempo y volumen. Las maneras más usuales de expresarlo son: kg de material/día, kg de materia seca/día o kg de sólidos volátiles/día, todos expresados por metro cúbico de digestor. Si el valor de la carga volumétrica es bajo significa que se trabaja con baja concentración, o que el tiempo de retención es elevado.

El tiempo de retención representa el tiempo que la materia prima está dentro del digestor. En un digestor discontinuo este tiempo de retención coincidiría con el tiempo del ciclo, y en un digestor continuo la manera de saber el tiempo de retención, sería dividir el volumen del digestor entre la carga volumétrica. El tiempo de retención depende fundamentalmente de la temperatura y del tipo de materia prima. Existe un mínimo de tiempo de retención, que está marcado por la tasa de la reproducción de las bacterias que actúan en el interior del digestor. Entre menos sea el tiempo de retención mejor para el proceso, ya que así mayor será la producción de biogás, y se necesitará un volumen de digestor más pequeño.

La presencia de inhibidores en el proceso puede ser muy perjudicial, ya que estos pueden llegar incluso a interrumpir el proceso de la digestión. Estos inhibidores pueden ser antibióticos, detergentes, nitrógeno, amoníaco, metales pesados, etc.

Hay que buscar que la concentración de los inhibidores en el proceso sea la mínima posible.

La materia prima también es un factor muy importante en la biodigestión, en capítulos sucesivos se explicarán los tipos de materias primas disponibles. Cabe destacar que cada materia prima tiene unos componentes determinados, cada uno de ellos con una degradación determinada, con lo que el tipo de materia afecta principalmente al tiempo de retención y a la producción final del biogás.

Por último, el grado de mezclado también hay que nombrarlo ya que es un factor importante. Hay que homogeneizar la entrada de materia prima para así evitar que algún inhibidor esté en una proporción mayor de la deseada. El sistema más común para conseguir un buen mezclado es el de agitar la materia prima mediante una hélice (15),(16).

Para acabar con este apartado de la biodigestión hablaré de los tipos de plantas de biodigestión en función del procesamiento de la materia. Dicho procesamiento puede ser discontinuo, continuo o semicontinuo.

El proceso discontinuo es en el que el digester es cargado y vaciado totalmente en cada digestión, en este proceso cada ciclo coincide con el tiempo de retención. Es un proceso lento ya que la digestión anaerobia tarda en iniciarse.

El proceso continuo es el que el digester está cargándose constantemente, y a su vez también produce biogás de una forma estable. Es el proceso más rentable.

Por último está el proceso semicontinuo. Este básicamente es un proceso continuo, con la única diferencia de que parte de la materia prima se le añade cada cierto periodo de tiempo, ya que tiene una difícil degradación y no podría descomponerla de una manera continua.

2.3 BIOGÁS

2.3.1 INTRODUCCIÓN

El biogás es un gas producido por un proceso biológico, que consiste en la descomposición de la materia orgánica gracias a la ayuda de una serie de bacterias, y en ausencia de oxígeno (19).

La producción de biogás se está fomentando, porque como ya expliqué anteriormente, la formación de los combustibles fósiles es muy lenta, y se está agotando. La solución es encontrar otra variedad de combustibles renovables para sustituir a los combustibles fósiles. Una de las soluciones será el uso del biogás (5),(9).

Otra de las importantes razones por las que se está fomentando es porque las políticas europeas fijan objetivos de generación de energías de fuentes renovables. Esos objetivos los consiguen gracias a incentivos económicos por la producción de biogás, dichos incentivos económicos se basan en cuotas de vía certificados verdes, y en sistemas de cuotas o primas dependiendo del origen de la energía (20).

El biogás en un futuro tendrá la capacidad de poder reemplazar el uso del gas natural, esto es debido a sus características y a la abundancia de materia prima que hay disponible para explotar y producir biogás (5),(9).

La producción de biogás está experimentando un gran crecimiento en todo el mundo. Según diversos estudios, en los próximos años la bioenergía será la fuente de energía renovable más importante que exista, esto es debido a su gran disponibilidad y a que tiene muchas formas de utilización, tanto del biogás como de los residuos que produce su explotación.

Una gran ventaja de la producción del biogás es que su producción se puede dar en cualquier lugar del mundo, y que se puede aplicar a cualquier escala de potencia debido a su versatilidad (3),(19).

2.3.2 COMPOSICIÓN DEL BIOGÁS

La composición del biogás depende de muchos factores, pero del que más depende es de la materia prima para producir ese biogás, ya que cada materia prima tendrá unos compuestos diferentes, o los mismos compuestos pero en diferentes proporciones.

Otros factores importantes en la composición son la temperatura, humedad, tiempo de retención en el digestor, y los distintos pretratamientos que se le han aplicado a dicho biogás antes de introducirlo al digestor.

El componente que se encuentra en mayor proporción es el metano (CH_4), cuya proporción se encuentra entre el 50% y el 75%. El metano es un gas muy inflamable, es inodoro y no es tóxico para los mamíferos y los insectos. En contraposición el metano es muy dañino para el medio ambiente, es uno de los gases que producen el efecto invernadero, en concreto el metano es 25 veces más perjudicial para el medio ambiente que el dióxido de carbono.

El siguiente compuesto del biogás en importancia por su proporción es el dióxido de carbono (CO_2). La composición del dióxido de carbono varía entre un 25% y un 50%. El dióxido de carbono de todos es conocido que es el principal gas causante del efecto invernadero.

Al descomponer la materia orgánica en un digestor, la digestión de las grasas y las proteínas hará que el biogás sea rico en metano, y la digestión de los almidones hará en contrapartida que sea rico en dióxido de carbono.

El biogás también contiene nitrógeno (N_2), con una proporción del 0% al 10%, hidrógeno (H_2), del 0,01% al 5%, y otros compuestos que se encuentran en menor proporción, como el oxígeno (O_2), el vapor de agua (H_2O), el sulfuro de hidrógeno (H_2S), y el amoníaco (NH_3) (3),(4),(19),(20),(21).

El hidrógeno se forma en la digestión anaerobia, en las distintas partes de la digestión. Para que un digestor funcione correctamente la concentración de hidrógeno disuelto debe ser muy baja.

El amoníaco se produce al degradarse la materia prima, concretamente al degradarse la urea y las proteínas. Las mayores concentraciones de amoníaco se dan a mayor temperatura ya que la temperatura favorece el crecimiento microbiano.

Un resumen de la composición del biogás se puede ver en la (Figura 11).

Componente	Fórmula química	Porcentaje (%)
Metano	CH_4	50-75
Dióxido de carbono	CO_2	25-50
Nitrógeno	N_2	0-10
Hidrógeno	H_2	0,01-5
Oxígeno	O_2	0,1-2
Vapor de agua	H_2O	0-10
Sulfuro de hidrógeno	H_2S	10-30,000 ppm
Amoníaco	NH_3	0,01-2,5 mg

Figura 11: Composición del biogás (19)

2.3.3 USO DEL BIOGÁS Y DE SUS RESIDUOS

En este apartado se pueden diferenciar dos partes bien distintas, que son, por una parte los usos del propio biogás, y por otra los usos de los residuos que se producen al producir ese biogás que se llaman “digestatos”.

En cuanto a los digestatos, estos se utilizan principalmente como abono natural para explotaciones agrícolas, dichos digestatos tienen unas características especiales. El proceso de la digestión anaerobia hace que se inactiven las semillas de malas hierbas, bacterias, virus, hongos y demás parásitos que contiene la materia prima. La desintegración de estos componentes depende de la temperatura a la que se ha producido el proceso de la digestión, el tipo de tratamiento, el pH, etc. La temperatura es el factor más importante, a mayor temperatura se produce una mayor desintegración, y por lo tanto un digestato de mayor calidad. El mejor efecto de saneamiento de la materia prima se produce cuando se trabaja a temperaturas termofílicas, esto es a más de 50 ° C y con unos tiempos de retención elevados (3),(16),(17).

Estos digestatos también deben cumplir una determinada normativa. A nivel europeo las leyes que afectan al digestato de forma directa o indirecta es el reglamento de subproductos de origen animal, la directiva marco de residuos, la directiva de vertido de residuos, la directiva de protección de los trabajadores contra riesgos producidos por la exposición a agentes biológicos, y la directiva de contaminación por nitratos (20).

En la (Figura 12) se muestran los requerimientos de los productos fermentados para salir al mercado.

Residuos de la fermentación	Estándares que debe cumplir
Residuos de fermentación (durante o inmediatamente después del tratamiento en la planta de biogás)	Escherichia coli: n = 5; c = 1; m = 1.000; M = 5.000 en 1 g
	Enterococcaceae: n = 5; c = 1; m = 1.000; M = 5.000 en 1 g
Residuos de fermentación (durante o en el momento de salida del almacén)	Salmonella: ausencia en 5 muestras de 25 g cada una (n = 5; c = 0; m = 0; M = 0)

Nota: n: número de muestras que deben analizarse; c: número de muestras cuyo contenido bacteriano puede estar entre m y M; m: valor umbral del número de bacterias, el resultado se considera satisfactorio si el número de bacterias en todas las muestras no es superior a m; M: valor máximo del número de bacterias, el resultado se considera insatisfactorio si el número de bacterias en una o más muestras es igual o superior.

Figura 12: Requerimientos de productos de fermentación (20)

Los digestatos que no pasen los requerimientos de la (Figura 12) deberán ser reprocesados, y en el caso de tener Salmonella deben ser tratados respecto a la legalidad vigente. En caso de no pasar los requerimientos no podrán salir al mercado (20).

Los usos del biogás se podrían clasificar principalmente en cuatro que son:

- Producción de electricidad.
- Producción de calor y vapor.
- Uso como combustible en vehículos.
- Producción de sustancias químicas.

Cuando se quiere usar para el transporte o para inyectarlo en las redes de gas el biogás debe ser transformado, dicha transformación consiste en convertirlo en biometano, y para ello hay que eliminarle el dióxido de carbono.

En el sector del transporte los vehículos que funcionan con gas natural pueden ser sustituidos por vehículos a biogás, siempre que las características de dicho biogás se adecuen al del gas natural. Esto es un amplio mercado para el biogás, ya que, a finales de 2005 había más de 5 millones de vehículos de gas natural en el mundo.

Un problema que surge de la utilización del biogás, es que hasta la fecha, las estaciones de servicio de este gas son casi inexistentes en Europa y en la mayor parte del mundo. La situación está mejorando, por lo que en el futuro se espera que el número de vehículos propulsados por biogás aumente exponencialmente.

En cuanto a la inyección del biogás a la red, esto es posible, pero haciendo unas modificaciones en el biogás. En diversos países de la unión europea ya han aprobado una normativa detallada de las características que debe tener dicho biogás. En dicha normativa se fijan los límites de algunos componentes que son perjudiciales, como son el azufre, el oxígeno, y otras partículas.

A nivel mundial los usos más frecuentes de aprovechar el biogás son mediante su transformación en calor, en electricidad, o la producción combinada de calor y electricidad. El biogás es el combustible ideal para hacer una cogeneración (15),(16),(19).

Para producir calor ese biogás debe ser introducido en una caldera, y para producir la electricidad con el biogás hacen falta generadores y turbinas.

Para producir únicamente calor se necesita una caldera, el coste de la caldera es relativamente bajo, eso sí, si se pretende transportar ese calor el coste de la infraestructura sería mucho mayor que el de la propia caldera. Las calderas para producir el calor deberían ser de gran tamaño en comparación con si el combustible

fuera petróleo o gas natural; esto es debido a que el biogás tiene un poder calorífico inferior al petróleo y el gas natural.

Otra opción es la de la cogeneración, que consiste en producir calor y electricidad simultáneamente. Las unidades de biogás convencionales para producir electricidad suelen usar un motor de gas alternativo, o en su defecto turbinas de gas, y después para producir calor lo hacen mediante el aprovechamiento del agua de refrigeración del motor o de los gases de escape. Estos sistemas si se aprovecha todo el calor generado pueden llegar a unos rendimientos de en torno al 85%. Dicho rendimiento es mucho más alto que en el caso de utilizar solo el biogás para producir electricidad, donde el rendimiento rondaría el 35% (16),(19).

Finalmente el último sistema es el que ofrece más posibilidades, en él se obtiene calor, refrigeración y electricidad (trigeneración). El calor y la electricidad se obtienen como se ha explicado anteriormente, y para obtener refrigeración necesitamos un ciclo de refrigeración en el que usamos un líquido o un gas para utilizarlo como portador de energía (ciclo de absorción).

En este trabajo como se ha explicado anteriormente el objetivo es producir electricidad, y para ello se usará un ciclo de Rankine, para transformar dicho gas en electricidad mediante una turbina.

El uso del biogás para producir calor o electricidad se está extendiendo, gracias a las ayudas e incentivos financieros, (Figura 13), que se ofrecen para estos usos del biogás.

Los principales factores que se estudian a la hora de realizar un proceso de aprovechamiento de biogás son los costes de la instalación y de su mantenimiento, y los beneficios asociados a la venta de la electricidad, (Figura 13). Así se puede obtener una relación entre su coste y el beneficio, y estimar el periodo de recuperación de la inversión, para saber si es o no rentable económicamente (16),(19),(20),(21).

Grupo	a.1.3) Cogeneración con biogás y/o biomasa (mínimo 90% de la energía primaria utilizada)				b.7) Instalaciones que utilicen como combustible principal biogás, estiércol y biocombustibles líquidos			
Subgrupo	b.7.2) Biogás generado en digestores				b.7.2) Biogás generado en digestores			
Potencia	P≤500 kW		P>500 kW		P≤500 kW		P>500 kW	
Plazo	Primeros 15 años	A partir de entonces	Primeros 15 años	A partir de entonces	Primeros 15 años	A partir de entonces	Primeros 15 años	A partir de entonces
Tarifa regulada (c€/kWh)	14,4147	7,1803	10,7563	7,2337	14,1141	7,0306	10,4541	7,0306
Prima de referencia (c€/kWh)	11,3753	0	7,0735	0	11,0355	-	6,7241	-
Límite superior (c€/kWh)	-	-	-	-	16,5559	-	11,9121	-
Límite inferior (c€/kWh)	-	-	-	-	13,3376	-	10,3137	-

Figura 13: Tarifas relativas a la energía eléctrica producida a partir de biogás agroindustrial (22),(23)

2.3.4 ADECUACIÓN DEL BIOGÁS

Para que el biogás obtenido al final de todo el proceso de la biodigestión tenga las características que deseamos, dicho biogás debe pasar unos procesos de adecuación. Estos procesos de adecuación se pueden clasificar en pretratamientos, cuando se aplican antes de introducir la materia prima al digestor, y procesos de mejora del biogás, cuando se aplican después de producir el biogás en el digestor.

Los principales pretratamientos que explicaré a continuación son: Pretratamiento químico, pretratamiento térmico, ultrasonido y pretratamiento mecánico.

El pretratamiento térmico (Figura 14), se le suele aplicar a la materia prima cuando procede de lodos residuales. Las temperaturas a las que llega este pretratamiento suelen llegar a alcanzar los 200 ° C. Este pretratamiento lo que hace es favorecer la digestión anaerobia, y con ello aumentar la producción de biogás. Las condiciones de temperatura óptimas dependen de la naturaleza de los lodos, dicho pretratamiento es más intenso cuando el proceso de la hidrólisis presenta una mayor dificultad.

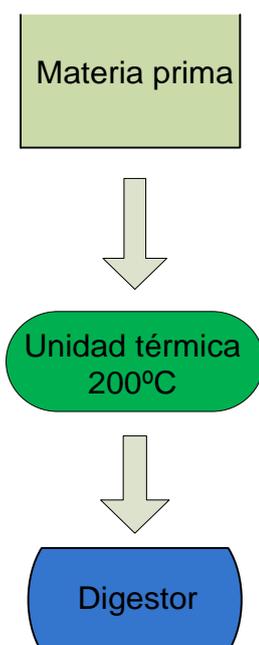


Figura 14: Diagrama de flujo del pretratamiento térmico (20)

Los pretratamientos químicos para mejorar el proceso de la biodigestión, tienen como objetivo aumentar la solubilidad de la materia orgánica que se encuentra en la materia prima. Una forma de hacerlo es añadiendo ácidos a la materia prima, este pretratamiento no necesita altas temperaturas, con lo que se puede realizar a temperatura ambiente. Otra forma de conseguirlo es mediante una oxidación. Este proceso consiste en utilizar oxígeno o aire a altas temperaturas y presiones. Los inconvenientes del proceso son, que produce malos olores, aparecen problemas de corrosión, y que dicho proceso necesita de una gran cantidad de energía, lo que conlleva un gran coste. Últimamente se está utilizando el ozono O_3 como oxidante, ya que este es más potente que utilizar oxígeno, o directamente aire.

El tratamiento mediante ultrasonido es el tratamiento más potente para degradar las células de la materia prima que va a entrar el digestor. Este proceso se basa en un proceso de cavitación inducida, se dan temperaturas de miles de grados centígrados, y presiones que pueden alcanzar los 500 bar. La mayor desventaja de este proceso es que el consumo de energía es muy elevado. Por otro lado los costes de mantenimiento son muy bajos. La mejora de la producción del biogás llega a alcanzar un 50%, y como la degradación se acelera, se puede reducir el tamaño del digestor, con el consiguiente ahorro económico.

Por último hablaré del pretratamiento mecánico, (Figura 15). El objetivo de este es desintegrar la materia prima en la medida que sea posible, para así favorecer su degradación en el proceso de biodigestión. Esto se consigue mediante molinos de bolas. Este pretratamiento consume mucha energía, pero gracias a él nos ahorramos la adición de caros productos químicos en la biodigestión (15),(16),(20).

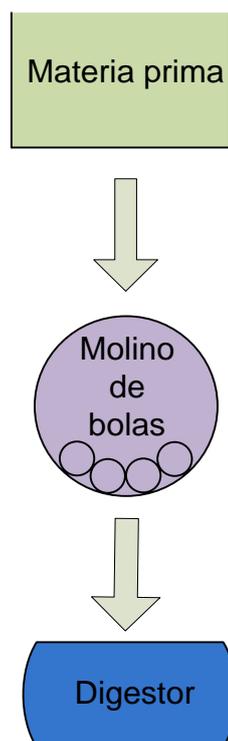


Figura 15: Diagrama de flujo del pretratamiento mecánico (20)

En el biogás hay unos compuestos como el dióxido de carbono (CO_2), el sulfuro de hidrógeno (H_2S), el amoníaco (NH_3) y el vapor de agua (H_2O) que aunque estén en una baja proporción pueden llegar a ser muy problemáticos. Por ello hay que aplicarle unos procesos de mejora al biogás para mitigar el efecto de estos productos.

El dióxido de carbono hay que eliminarlo, esto es así ya que al biogás se le exige una calidad similar a la del gas natural, por ello eliminando el dióxido de carbono se aumentaría el porcentaje de metano hasta aproximadamente un 95%. Con ese porcentaje de metano ese biogás ya podría compararse al gas natural e incorporarse a las redes de distribución. Al eliminar el dióxido de carbono del biogás hay pequeñas cantidades de metano que también se eliminan. Esas cantidades hay que controlarlas, ya que el metano es un gas de efecto invernadero 25 veces más potente que el dióxido de carbono, con lo que causaría graves daños ambientales. Los métodos más usuales de eliminación del dióxido de carbono son la absorción, la adsorción por oscilación de presión utilizando carbón activado, la separación criogénica a baja temperatura o la separación mediante tecnologías de membranas.

El sulfuro de hidrógeno a diferencia del metano y del dióxido de carbono si es muy tóxico para el ser humano, en concentraciones de 50-200 ppm puede llegar a causar la muerte, por lo que es un riesgo muy significativo y hay que tratar de reducirlo.

Después del proceso de la biodigestión el biogás puede contener niveles de sulfuro de hidrógeno de entre 100 y 3000 ppm, esto hay que reducirlo hasta niveles de menos de 250 ppm que son los niveles óptimos para el aprovechamiento del biogás. Uno de los mayores problemas que causa el sulfuro de hidrógeno es la corrosión en las tuberías, lo que conlleva una reducción significativa de su vida útil.

Los métodos más usados para eliminar el sulfuro de hidrógeno son: La desulfuración biológica, la oxidación en seco, y la oxidación en fase líquida.

El proceso de desulfuración biológica es el más extendido, este proceso se basa en la oxidación del sulfuro de hidrógeno mediante la inyección de una pequeña cantidad de aire en el biogás. Este proceso se realiza a una temperatura de unos 35 ° C.

El amoníaco es un constituyente no deseado del biogás, ya que este amoníaco en las calderas y en las unidades de regeneración se convertirá en óxido de nitrógeno (NO_x), y este es muy perjudicial para la instalación. La solución consiste en monitorizar todo el proceso para tener controlados los niveles de amoníaco.

Finalmente el vapor de agua también convendría eliminarlo antes de usar el biogás, debido a que este compuesto puede dañar varios elementos del equipo como son los compresores y los motores. El método para eliminar ese vapor de agua es el secado, ya que el biogás a la salida del digestor sale saturado con vapor de agua. Un método de secado del biogás es el de absorción de glicol o de sales higroscópicas (3),(9),(15),(19).

Ahora hablaré del enriquecimiento del biogás con hidrógeno. El hidrógeno es un aditivo común en los motores de gas, este aditivo nos ofrece una mejora en el rendimiento. Como la velocidad de combustión del hidrógeno es muy alta, al mezclarlo con el metano se favorece la velocidad de combustión de la mezcla. Según diversos estudios, también se ha comprobado que el enriquecimiento del biogás con hidrógeno reduce la contaminación. Esto es así, debido a que al usar dicha mezcla en la automoción, se reducen las emisiones de diversos gases contaminantes, como son el monóxido de carbono, o el dióxido de carbono (8),(9),(24),(25).

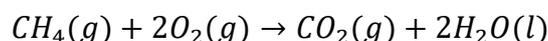
2.3.5 PODER CALORÍFICO DEL BIOGÁS

El poder calorífico del biogás es un valor muy variable, ya que depende principalmente del sustrato suministrado. Dependiendo de la materia prima de la que procede ese biogás tendrá una composición, y un porcentaje de metano determinado, y por lo tanto un poder calorífico diferente.

En general el poder calorífico del biogás suele ser más bajo que el de las energías renovables que quiere sustituir, su poder calorífico suele ser algo mayor que la mitad del poder calorífico del gas natural (9),(16),(19),(21),(26),(27).

Para obtener el poder calorífico del biogás voy a calcular la energía que libera la combustión del metano (26),(27).

La ecuación química de la combustión del metano es:



Ecuación (1)

Para obtener el calor obtenido en la combustión debo calcular la entalpía de formación de los productos, y restarle la entalpía de formación de los reactivos.

$$\Delta H^\circ R = \sum \alpha_{productos} \cdot H^\circ F_{productos} - \sum \alpha_{reactivos} \cdot H^\circ F_{reactivos}$$

Ecuación (2)

La entalpía de formación de los distintos compuestos involucrados es la siguiente:

$$\Delta H^\circ F CH_4(g) = 17,89 \frac{kcal}{mol}$$

$$\Delta H^\circ F O_2(g) = 0 \frac{kcal}{mol}$$

$$\Delta H^\circ F CO_2(g) = 94,05 \frac{kcal}{mol}$$

$$\Delta H^\circ F H_2O(l) = 68,32 \frac{kcal}{mol}$$

Resolviendo la ecuación (2):

$$\Delta H^\circ R = 94,05 \frac{kcal}{mol} + 2 \cdot 68,32 \frac{kcal}{mol} - 17,89 \frac{kcal}{mol}$$

$$\Delta H^\circ R = 212,8 \frac{kcal}{mol}$$

Sabiendo que:

$$1 \text{ mol} = 22,4 \text{ l}$$

$$1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ l}$$

Entonces:

$$1 \text{ m}^3 = 44,64 \text{ mol}$$

Por lo tanto se puede obtener el poder calorífico de la combustión del metano por m^3 :

$$\text{Poder calorífico combustión } CH_4(g) = 212,8 \frac{\text{kcal}}{\text{mol}} \cdot 44,64 \frac{\text{mol}}{\text{m}^3} = 9499,39 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$$

Ahora para obtener el poder calorífico por m^3 de biogás, solo hay que multiplicar el poder calorífico de la combustión del metano, por el porcentaje de metano que posee dicho biogás.

En la (Figura 16) se puede apreciar la comparación del poder calorífico de un biogás que tiene una composición del 70% en metano, con otras fuentes de energía.

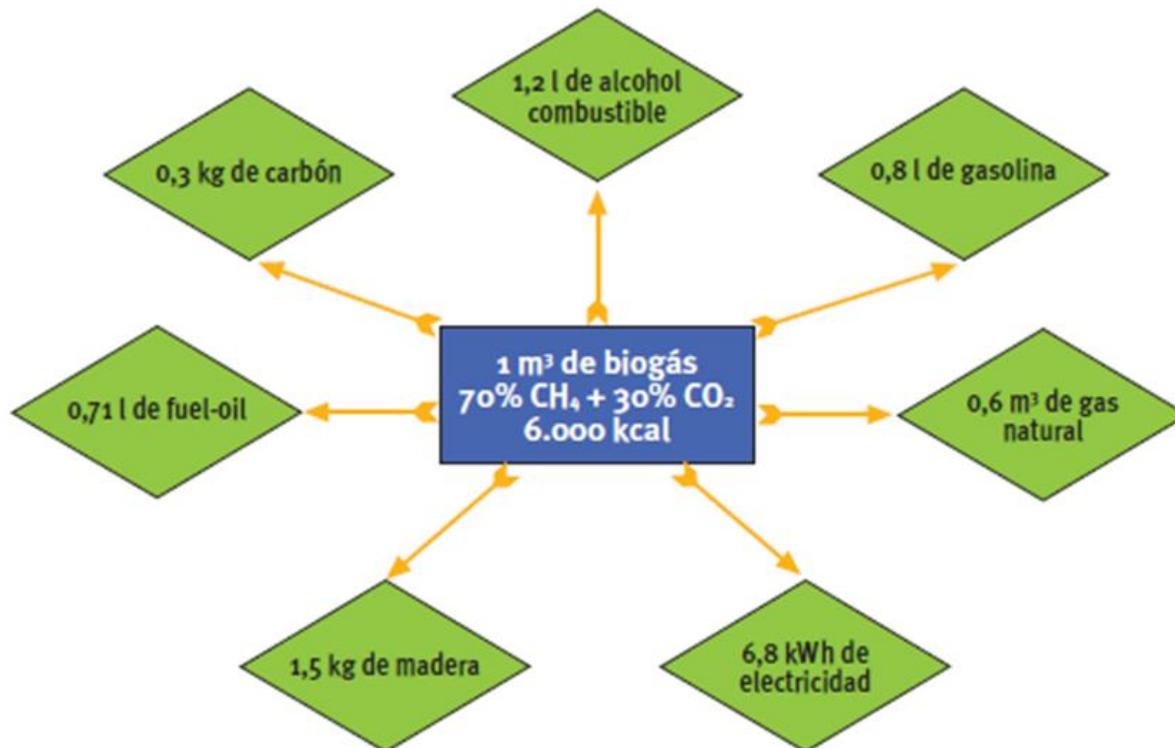


Figura 16: Comparación poder calorífico del biogás (16)

2.4 OBTENCIÓN DEL BIOGÁS

Actualmente hay muchas fuentes que se aprovechan para obtener biogás. Estas pueden ser fuentes cuyo uso principal es el de producir biogás, o pueden ser residuos de determinados productos que se pueden reutilizar para producir dicho biogás.

La fuente cuyo principal uso es producir biogás o biomasa son los cultivos energéticos. Estos están plantados exclusivamente para producir energía, algunos de los cultivos energéticos son cultivos tradicionales como los cereales, las semillas de oleaginosas o la caña de azúcar, pero otros son de nueva implantación como la patata o el sorgo dulce.

Las características de estos cultivos son que tienen que tener un gran rendimiento, que se tienen que desarrollar en tierras marginales, que la maquinaria para su cultivo sea maquinaria convencional, que tanto el impacto en el medio ambiente como su balance energético deben ser positivos, que las tierras utilizadas para estos cultivos se tienen que poder recuperar rápidamente, y que la cantidad de agua usada para su cultivo deberá ser la mínima posible.

En España los cultivos energéticos más utilizados son el cardo, el sorgo y la colza etíope. También se están empezando a utilizar árboles como son el chopo. En Europa ya hace mucho que se utilizan plantaciones de Sauce para dicho fin. La principal característica de estas plantaciones de árboles es que son de rápido crecimiento, y su ciclo de vida es corto. En las zonas españolas de secano en lugar del chopo suele usarse eucalipto, ya que necesita una menor demanda de agua (4),(18),(28).

En cuanto a las fuentes cuyos residuos se utilizan para producir biogás están los vertederos, residuos sólidos urbanos, residuos de alimentos, residuos industriales, lodos de depuradoras, residuos forestales, estiércol animal, residuos agrícolas, etc. (21).

Los residuos que hay en los vertederos se pueden aprovechar para producir biogás. En Europa hay muchos vertederos abandonados, y su aprovechamiento para producir biogás produciría una fuente de energía limpia, a la vez que permitiría que esos residuos dejaran de ser expulsados a la atmósfera y producir contaminación. El proceso para aprovecharlos sería mediante la gasificación.

La forma de aprovechar los residuos sólidos urbanos, residuos de alimentos e industriales es similar a la de los residuos de vertederos.

En cuanto a los residuos ganaderos, como se ha comentado anteriormente el aprovechamiento de dichos residuos es muy beneficioso para la sociedad, ya que además de aprovechar el biogás para producir electricidad, se consigue una reducción considerable de la contaminación y una reducción de malos olores

producidos por el estiércol animal. También se puede conseguir un autoconsumo en dichas explotaciones ganaderas, en zonas donde el abastecimiento eléctrico no está disponible.

Por último, los residuos agrícolas también se utilizan para producir biogás, su forma de utilización es similar a la de los cultivos energéticos. Estos residuos agrícolas son por ejemplo restos de paja o podas de árboles. El proceso de explotación se podría considerar un ciclo, ya que los residuos después de producir electricidad vuelven a la tierra en forma de digestatos, que funcionan como fertilizante. Un problema que tiene es que estos residuos están marcados por la estacionalidad. Pero por otra parte son muy accesibles, generan puestos de trabajo, y contribuyen al desarrollo rural. Según el Plan de Energías Renovables 2005-2010 el potencial de aprovechamiento de estos residuos asciende a 8,9 toneladas equivalentes de petróleo (4),(18),(28).

En la (Figura 17) se puede ver la energía producida por el biogás en España y vertida a la red en los años 2007 y 2008. Esta energía está desglosada por los las diferentes fuentes de producción del biogás.

Categoría	Combustible	Energía (GWh)		Δ (2008 /2007)	Energía (ktep)		Porcentaje relativo
		2007	2008	%	2007	2008	%
Renovables en régimen especial (peninsular)	Biogás de vertedero	510,1	491,4	-3,7	44	42,4	83,99
	Biogás de residuos agrícolas o de jardinería: herbáceos	54,8	54,9	0,2	4,7	4,7	9,38
	Biogás de depuradoras	38,3	35,7	-6,8	3,3	3,1	6,1
	Biogás de RSU (unidades de metanización de residuos sólidos urbanos)	0,1	0,1	45,1	0	0	0,02
Renovables en régimen especial (Canarias)	Biogás de vertedero		3		0	0,3	0,51
Total		603,3	585,1		52	50,4	100

Figura 17: Energía vertida a la red por el biogás (20)

2.5 ELECCIÓN MATERIA PRIMA PARA PRODUCIR BIOGÁS

A la hora de elegir la materia prima hay que tener en cuenta todos los factores que pueden afectar. El factor más importante es el poder calorífico que nos aporta dicha materia prima. Otro factor importante a tener en cuenta es el tiempo de retención de dicha materia en el digestor.

En este apartado nos centraremos en los residuos ganaderos, ya que un residuo ganadero será el que finalmente elijamos como materia prima para producir el biogás. Los residuos ganaderos más habituales proceden de granjas de vacas, de granjas de cerdos, de granjas de pollos, o de granjas de ovejas.

Según diferentes estudios el tiempo de retención dependiendo del residuo ganadero sería el siguiente:

- Estiércol vacuno líquido: 20-30 días
- Estiércol porcino líquido: 15-25 días
- Estiércol aviar líquido: 20-40 días
- Estiércol ovino líquido: 25-40 días

En cuanto al poder calorífico, este principalmente está definido por el porcentaje de carbono que tiene cada residuo. Para este trabajo consideraremos los siguientes porcentajes de metano para cada residuo ganadero.

- Estiércol vacuno líquido: 50-70% metano
- Estiércol porcino líquido: 65-70% metano
- Estiércol aviar líquido: 50-70% metano
- Estiércol ovino líquido: 40-50% metano

(4),(17).

Finalmente la materia prima elegida para la producción de biogás será el estiércol aviar líquido, concretamente el de una granja de engorde de pollos. He elegido una ganadería avícola, debido a que para este tipo de explotaciones es indispensable tener un sistema de calefacción. Por lo cual además de producir electricidad, podríamos aportar la energía sobrante para cubrir esos gastos de calefacción, con lo cual aumentaríamos el rendimiento de la instalación, y tendríamos un sistema de cogeneración.

Nuestro sistema de cogeneración sería un sistema integrado, ya que estaría conectado a la red eléctrica para así vender el exceso de energía si lo hubiere. Según la secuencia de producción y consumo, nuestra cogeneración sería un ciclo de cabecera.

Considerando un peso por animal de 1,5 kg, estos producirían una media de unos 0,06 litros de estiércol líquido al día, lo que equivale a una producción de 0,032 m³ de biogás diarios.

El biogás de dicha explotación tendrá un porcentaje de metano del 65%, esto equivaldría a un poder calorífico de 6174 kcal por m³ de biogás generado, o lo que es lo mismo 7,18 kWh/m³ (16).

CAPÍTULO III

EL CICLO DE RANKINE

3.1 INTRODUCCIÓN

Como se definió en el alcance de este trabajo de fin de máster, lo que se pretende es producir electricidad y calor (cogeneración), mediante un ciclo de Rankine.

El ciclo de Rankine es el ciclo más sencillo con el que funcionan las turbinas de vapor. Dicho ciclo ofrece un menor rendimiento que el ciclo de Carnot, aun así se utiliza debido a los numerosos inconvenientes que tiene el ciclo de Carnot.

3.2 EL CICLO DE RANKINE

El ciclo de Rankine es un ciclo cerrado, está formado fundamentalmente por cuatro componentes, que son: Bomba, caldera de combustión, turbina de expansión y condensador. Este ciclo se suele representar en sistemas de dos coordenadas, y los parámetros a representar son: “Ts”, “pv” o “hs”.

Un ejemplo del ciclo de Rankine ideal se muestra en la (figura 18).

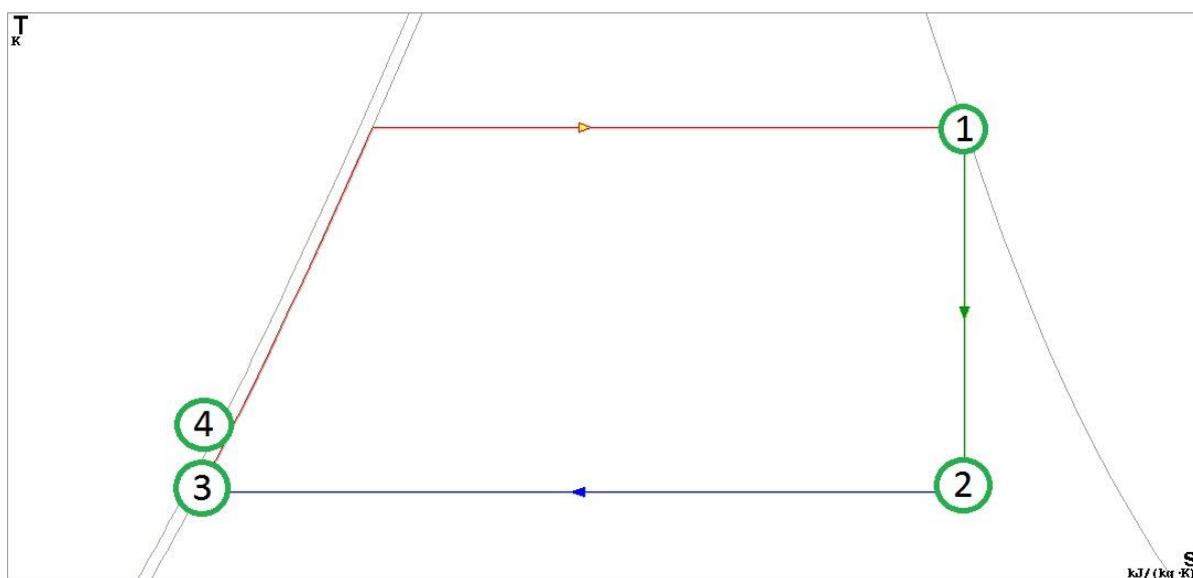


Figura 18: Ciclo de Rankine ideal

Mediante los estados de la (Figura 18) explicaré el funcionamiento del ciclo y de sus distintos componentes.

- Caldera de combustión.

La caldera de combustión se encuentra entre los puntos 4-1 del ciclo. En la caldera se produce la combustión del material combustible. Dicho proceso mediante los gases de combustión aporta la energía necesaria para producir vapor. La función

de la caldera es la de aportar calor al fluido de trabajo para que pase del (estado 4), líquido subenfriado, al (estado 1), vapor saturado. Cuando el ciclo es ideal ese proceso de transferencia de calor se produce a presión constante.

- Turbina de expansión

La turbina funciona entre los puntos 1-2 del ciclo. En la turbina es donde se produce el trabajo del ciclo, esto se consigue expandiendo el vapor el vapor procedente de la turbina (estado 1) que se encuentra a una presión y una temperatura elevadas. La entalpía que tenía el vapor se transforma en energía mecánica mediante el rodete de la turbina. Cuando el ciclo es ideal la expansión es isoentrópica, y la turbina descarga en un condensador (estado 2), donde el fluido de trabajo está en una mezcla de líquido y vapor.

- Condensador

El condensador trabaja entre los puntos 2 y 3 del ciclo representado en la (Figura 18). La función del condensador es la condensar el vapor de baja presión que sale de la turbina en el (estado 2). Esto lo consigue cediendo el calor que posee dicho fluido a un refrigerante, normalmente es al aire, o al agua si la necesidad de refrigeración es mayor. En nuestro caso sustituiremos el condensador por un intercambiador de calor, que hará la misma función que el condensador, pero aprovechando el calor cedido para su uso en calefacción. La condensación acaba en el (estado 3), que es donde el fluido de trabajo pasa a ser líquido saturado. En un ciclo ideal la condensación se realiza a presión constante.

- Bomba

Para cerrar el ciclo está la bomba, esta trabaja entre los puntos 3 y 4, esos puntos en el diagrama son casi coincidentes. La labor de la bomba es la de elevar la presión del fluido de trabajo, desde la presión de salida del condensador (estado 3), hasta la presión de entrada en la caldera (estado 4), o lo que es lo mismo, recuperar la presión perdida en la turbina. En este proceso el fluido de trabajo pasa de ser líquido saturado a la entrada de la bomba, a ser líquido subenfriado a la salida. En el ciclo ideal la compresión de la bomba se realiza isoentrópicamente.

3.3 IRREVERSIBILIDADES Y LIMITACIONES DEL CICLO DE RANKINE

El ciclo de Rankine descrito en el punto anterior es un ciclo ideal. En la práctica es imposible llegar a un ciclo ideal debido a las pérdidas de energía que se producen.

Las irreversibilidades tienen impacto sobre el rendimiento del ciclo, estas se pueden clasificar en internas y externas.

Las irreversibilidades que más impacto tienen en el rendimiento son las internas, estas en el ciclo de Rankine se encuentran en la turbina de expansión y en la bomba. En la turbina existe una pérdida debida al calor, pero esa pérdida es muy baja y no suele considerarse a nivel de cálculos. La pérdida importante en la turbina se produce en la expansión, ya que la expansión va acompañada de un incremento en la entropía. Por ello el trabajo que realiza la turbina sería menos que el que realizara si la expansión fuese isoentrópica. Para medir el incremento de la entropía en la expansión se usa el rendimiento isoentrópico. Este valor sería 1 en el caso de un ciclo ideal, y menor de uno en un ciclo real. El valor del rendimiento isoentrópico deben darlo los fabricantes de las turbinas.

En la bomba también se producen irreversibilidades. En este caso la entropía crece a través de la bomba, debido a la reducción del trabajo que se produce al vencer el rozamiento. Para un proceso real el trabajo necesario para realizar la misma compresión a una presión determinada sería mayor que para un proceso ideal. Al igual que en la turbina de expansión, para medir esa diferencia de trabajos se usa el rendimiento isoentrópico, que nos proporciona el fabricante de dichas bombas.

En cuanto a las irreversibilidades externas, estas suelen ser menos importantes que las internas. Las irreversibilidades externas principales se producen en la caldera, donde se producen pérdidas al transferir el calor de la caldera al fluido de trabajo utilizado. Otras irreversibilidades externas se producen en las pérdidas de calor de los demás equipos del ciclo. También hay pérdidas de trabajo debido al rozamiento, ya que este produce una disminución de la presión de operación, esas pérdidas de presión suelen producirse en el condensador, en la caldera y en las diversas tuberías que comunican a los diferentes equipos.

También existen limitaciones del ciclo de Rankine, explicaremos las tres más importantes. Una es la temperatura máxima de diseño, otra la presión máxima y la última es el título del vapor a la salida de la turbina.

La temperatura de diseño es una importante limitación a la hora de diseñar un ciclo de Rankine. La temperatura máxima del ciclo está limitada por materiales que forman la turbina y la caldera de combustión, dicha temperatura suele rondar los 600 °C.

La presión de diseño también está limitada, esta se limita por los esfuerzos que pueden sufrir los componentes del ciclo a altas temperaturas y presiones. El aumento de la presión conlleva un importante incremento de costes tanto de diseño como de mantenimiento.

El título de vapor a la salida de la turbina debe de ser superior al 90%. Esto es así debido a que si el título es muy bajo ese fluido de trabajo tendría una excesiva parte en fase líquida. Esa parte líquida causa graves daños en la turbina, ya que las gotas impactarían en los álabes de la turbina y los erosionaría, lo que llevaría a un rápido deterioro, y a un excesivo gasto en mantenimiento. Para solucionarlo hay métodos que se explicaran en apartados posteriores, como son la mejora de los álabes de la turbina o el aumento del título a la salida de la turbina (28),(29),(30),(31),(32).

3.4 MEJORAS DEL CICLO DE RANKINE

Al ciclo de Rankine anteriormente descrito se le suelen aplicar una serie de mejoras, ya que ese ciclo no suele encontrarse en la realidad. Esas mejoras actuarán sobre su funcionamiento y sobre su rendimiento.

Las mejoras más importantes que abordaremos serán el sobrecalentamiento, el recalentamiento y el ciclo de potencia regenerativo.

El sobrecalentamiento consiste en transferir al vapor energía adicional para aumentar su temperatura, con esto conseguiríamos que el estado a la salida de la cámara de combustión no fuera vapor saturado, sino vapor sobrecalentado. En la (figura 19) se puede ver un ejemplo de ciclo sobrecalentado. El aumento de transferencia de energía se consigue con un sobrecalentador, al conjunto de la caldera y el sobrecalentador se le conoce como generador de vapor. Las principales ventajas que tiene el sobrecalentamiento son, que aumenta el rendimiento térmico del ciclo, y que el título a la salida de la turbina es más alto, con lo que se evitarían los problemas de la turbina explicados en apartados anteriores.

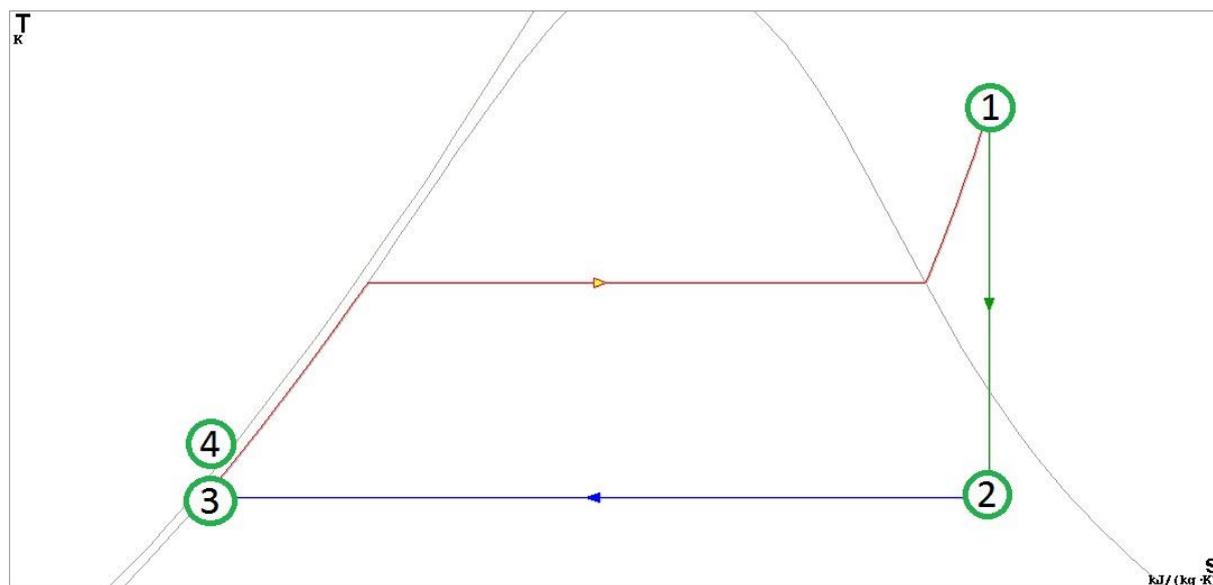


Figura 19: Ciclo de Rankine sobrecalentado

Otro método de mejora del ciclo de Rankine es el recalentamiento. Este método modifica al ciclo principalmente en la zona de la turbina de expansión. El recalentamiento consiste en expandir el vapor en la turbina en varias etapas, en lugar de en una sola como se hacía en el ciclo de Rankine ideal. En la (figura 20) se muestra el diagrama “Ts” de un ciclo recalentado. Como se ve en la figura el vapor en la turbina ya no se expande de una etapa hasta la presión del condensador, sino que en una primera etapa se expande del (estado 1), al (estado 2), posteriormente ese vapor vuelve a calentarse hasta un (estado 3) para

finalmente ya expandirse hasta la presión del condensador (estado 4). En este proceso el trabajo de la turbina aumentaría, ya que hay que sumar el trabajo de las dos etapas de la turbina, pero por otro lado el trabajo de calentamiento también aumentaría al recalentar el fluido del (estado 2) al (estado 3). La principal ventaja de esta mejora al igual que en el método del sobrecalentamiento es la mejora del título del vapor a la salida de la turbina, con los beneficios que ello conlleva.

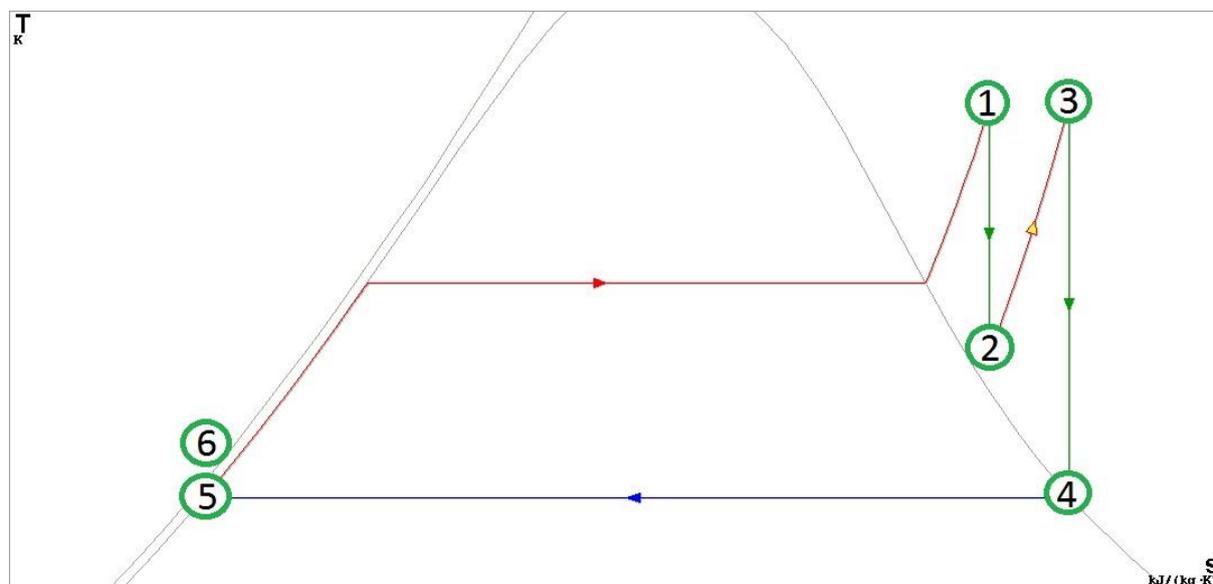


Figura 20: Ciclo Rankine recalentado

El último método que estudiaremos será el del ciclo regenerativo. En la (figura 21) se puede observar el ejemplo de un ciclo regenerativo. Esta mejora del ciclo, consiste en introducir el fluido de trabajo a la caldera de combustión en un (estado 7), cuya temperatura sería mayor que la de la entrada si el ciclo fuera ideal. Esto se consigue, extrayendo parte del fluido de trabajo de la turbina en un punto de la expansión (estado 2), y posteriormente usando esa extracción para calentar el fluido de trabajo que sale del condensador, o del intercambiador de calor en el caso de producir una cogeneración (estado 4). Con ello conseguimos que el fluido extraído ceda su energía al fluido de salida del condensador, y así elevar su temperatura hasta el antes mencionado (estado 5). Este método del ciclo regenerativo nos ofrece un incremento del rendimiento térmico del ciclo.

La regeneración tiene dos formas de producirse. Una es mediante un calentador abierto, donde las dos corrientes se mezclan e intercambian el calor directamente. La otra forma es mediante un calentador cerrado, donde las dos corrientes entran en un intercambiador de calor de carcasa y tubos, donde intercambian su temperatura pero sin llegar a mezclarse (28),(29),(30),(31),(32).

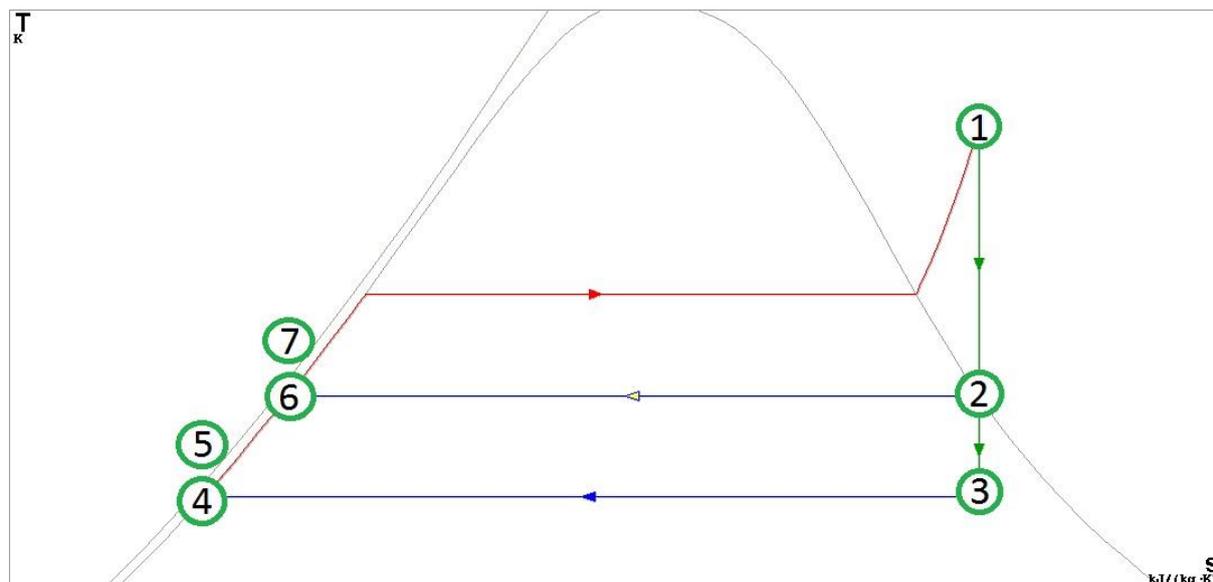


Figura 21: Ciclo Rankine regenerativo

3.5 CICLO ORGÁNICO DE RANKINE

A la hora de usar un fluido de trabajo para un ciclo de Rankine suele usarse agua. Esto es así debido a las características del agua, esta es abundante, barata, no tóxica, químicamente estable, etc. El agua también presenta algunos inconvenientes como son que su temperatura crítica es de $374,14\text{ }^{\circ}\text{C}$, que en algunas ocasiones puede llegar a ser corrosiva, y que su presión de saturación a la temperatura normal del condensador es muy inferior a la presión atmosférica. Debido a ello, en algunas ocasiones se usa un fluido de trabajo orgánico, lo que conforma el conocido como ciclo orgánico de Rankine (28),(29),(30),(31),(32).

El ciclo orgánico de Rankine es un ciclo de Rankine muy parecido al de vapor de agua, con la diferencia de que se usa otro fluido de trabajo. Este fluido de trabajo ofrece unas propiedades termodinámicas diferentes, como sería las propiedades de volatilidad superiores al agua. Otra de las ventajas de los fluidos orgánicos es que pueden trabajar en la zona del ciclo supercrítica, utilizando presiones inferiores a si el fluido que trabajase en dicha zona fuese agua. Por todo ello, estos fluidos orgánicos serían aconsejables para diversos sistemas que necesiten unas bajas temperaturas y potencias.

Algunos de los fluidos más comúnmente usados para el ciclo orgánico de Rankine son: isobutano, propano, tolueno, pentano, fluidos fluorados, etc. Cada fluido tiene una forma de campana diferente, por lo que la elección del fluido orgánico influirá en el rendimiento térmico del ciclo (18),(29),(30),(33).

CAPÍTULO IV

DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN

4.1 INTRODUCCIÓN

En este cuarto capítulo vamos a describir los elementos que forman parte de una planta de cogeneración, para así en capítulos posteriores poder elegir los más adecuados para nuestra instalación. Como se mencionó en el alcance, la planta debe proporcionarnos 300 kW de potencia eléctrica.

Los elementos necesarios serán los mencionados en el punto 3.2 para realizar un ciclo de Rankine, estos son, la turbina de expansión, la caldera de combustión, una bomba y un intercambiador de calor (Figura 22). Posteriormente también necesitaremos diversos componentes como generadores y transformadores, cuya función es la de transformar la energía mecánica que nos produce la turbina, a la energía eléctrica deseada.

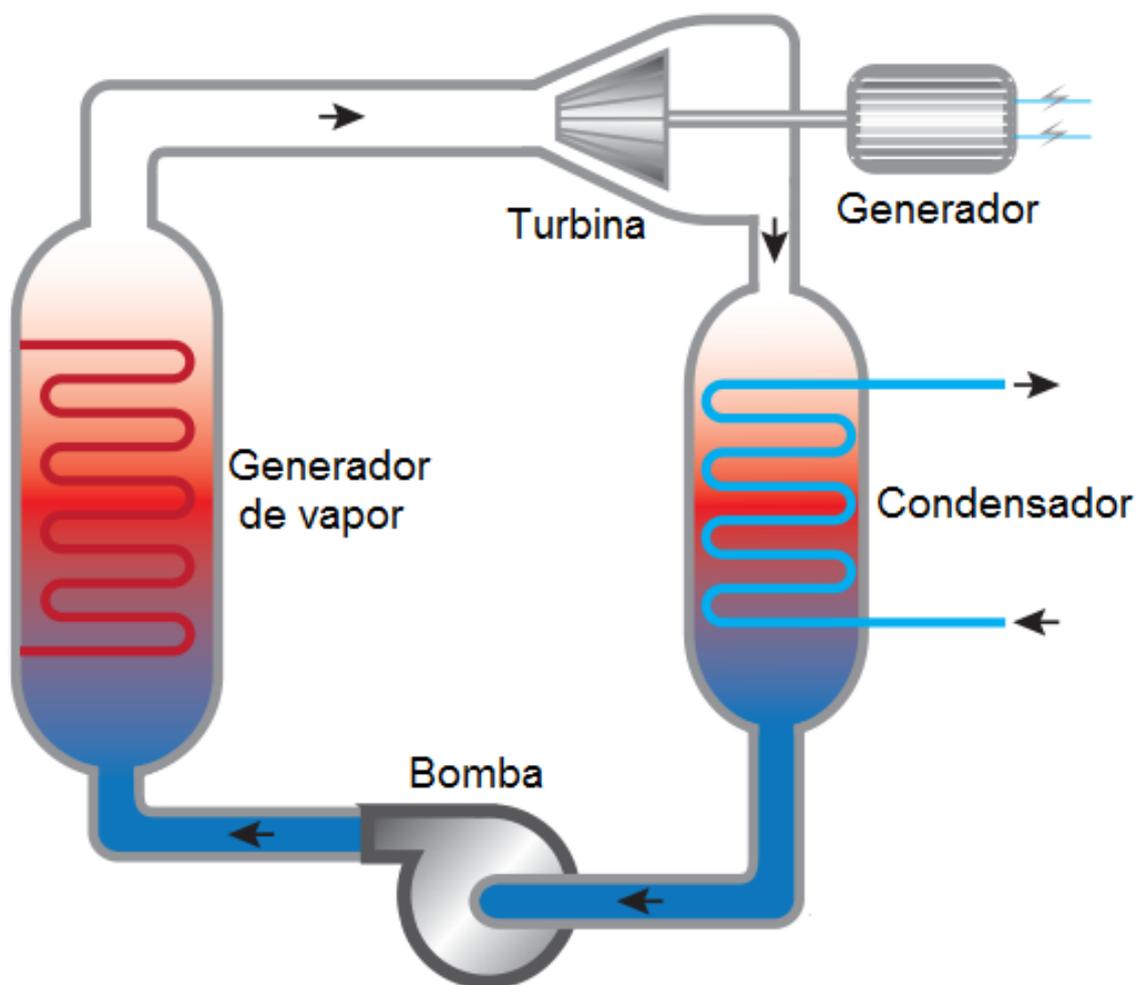


Figura 22: Elementos del ciclo de Rankine

4.2 TURBINA DE VAPOR

4.2.1 FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA

La turbina es el elemento encargado de transformar la energía potencial que posee el vapor, en energía cinética de rotación. El funcionamiento consiste en introducir en la turbina un vapor a una presión y temperatura elevadas, este vapor se expande en el interior de la turbina, haciendo girar unos álabes que están unidos al eje rotor. Al abandonar la turbina el vapor posee una presión y una temperatura inferior al que fue introducido.

La energía que cede el vapor en su paso por la turbina mayoritariamente se emplea en mover el rotor, aunque como la turbina no es una máquina perfecta también tiene una serie de pérdidas. Dichas pérdidas pueden ser en forma de calor, de rozamiento con partes móviles, de fugas de vapor, etc. (28),(34),(35).

4.2.2 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS

Las turbinas de vapor se pueden clasificar en función de multitud de criterios. Los más importantes, y por lo tanto los que utilizaré en este trabajo consisten en clasificarlas; en función de la presión a la entrada, en función de la presión a la salida, según la presencia de tomas intermedias, según la transformación de la energía potencial en rotación, y según la dirección del flujo en el rotor.

En cuanto a la presión de la entrada se pueden distinguir tres tipos de turbinas; turbinas de alta, media, o baja presión. Las turbinas de alta presión admiten una presión de entrada de más de 80 bar, las de media presión de entre 20 y 80 bar, y las de baja presión admiten una presión menor de 20 bar.

Según la presión a la salida de la turbina también hay tres tipos de turbinas distintas, que son; turbinas de contrapresión, de condensación, y de escape libre. En las turbinas de contrapresión, la presión a la que el vapor sale de la turbina es mayor que la presión atmosférica. Dicho vapor aún tiene energía para ser aprovechado, este tipo de turbina se utiliza en sistemas de cogeneración. En cuanto a las turbinas de condensación, en estas el vapor sale a presión menor de la atmosférica, ya que se aprovecha toda la energía disponible en la expansión de la turbina. Después ese vapor se condensa en un ciclo cerrado para alimentar a la bomba. Por último están las turbinas con escape libre. En estas turbinas el vapor sale de la turbina a presión atmosférica. Son las menos usadas, ya que el vapor no se aprovecha totalmente.

Las turbinas también pueden distinguirse si tienen o no tomas intermedias para extraer o inyectar vapor. En algunas ocasiones se necesita tener tomas intermedias

por donde extraer el vapor, esto es debido a que para diferentes procesos, se puede necesitar una cantidad de vapor a una presión determinada, por ello parte del vapor se extrae de la turbina a esa presión, y el restante sigue expandiéndose en la turbina. También puede darse un caso inverso, en el que tenemos un vapor sobrante de otro proceso a una determinada presión y temperatura, y lo inyectamos en la turbina para expandirlo, y así aprovechar toda su energía.

Según la energía potencial de rotación las turbinas pueden ser de acción o de reacción. En las turbinas de acción el fluido no sufre un cambio importante de presión a su paso por el rodete, y lo que se aprovecha es la velocidad del fluido. En cambio en las turbinas de reacción hay diferente presión entre los álabes, y eso es lo que impulsa el rotor.

Por último las turbinas se pueden clasificar en función de la dirección que lleva el flujo en el rotor. Así las turbinas pueden ser axiales o radiales. En las turbinas axiales, la dirección del fluido es paralela al del eje de rotación de la turbina, en cambio en las turbinas radiales, la dirección del flujo es perpendicular al eje (28),(34),(35).

4.2.3 PARTES DE LAS TURBINAS

La turbina de vapor está formada por diversos componentes, los más importantes son: el rotor, los álabes, la carcasa, el sistema de lubricación, el sistema de refrigeración de la lubricación y el sistema de admisión. En la siguiente imagen (Figura 23) se puede ver un detalle de la fabricación de una turbina.



Figura 23: Detalle de construcción de turbina (36)

El rotor es la parte móvil de la turbina, es el elemento donde se convierte la energía que desprende el calor. El rotor es el mecanismo al que van unidos los álabes. Suele fabricarse de acero fundido, añadiéndole diferentes metales para darle más tenacidad.

Los álabes son unos elementos que se encuentran unidos al eje de la turbina, y giran solidariamente con él. Los álabes que se encuentran en la parte final de la turbina, suelen someterse a tratamientos para aumentar su resistencia, debido a que a la salida de la turbina, si el título de vapor es demasiado bajo, las gotas de agua pueden erosionar dichos álabes.

La carcasa es un elemento que le da estanqueidad a la turbina, también se puede considerar como el estator de la turbina. La carcasa si está bien sellada evita que se produzcan fugas de vapor. El material del que están hechas suele ser hierro, acero al carbono, u otras aleaciones de acero. Las carcasas son desmontables, ya que a partir de ellas se accede al rotor para su mantenimiento.

El sistema de lubricación sirve para lubricar las distintas partes móviles que posee la turbina, es un sistema importante ya que sin él las piezas móviles se gastarían rápidamente. El sistema de lubricación de la turbina suele estar formado por varias bombas. Una bomba principal que funciona siempre que la turbina esté en funcionamiento, y una bomba de emergencia, que funciona cuando la planta se queda sin tensión, y por lo cual, la turbina no puede lubricarse mediante la turbina principal.

También existe un sistema de refrigeración de la lubricación, ya que el aceite usado para la lubricación puede llegar a alcanzar temperaturas que hacen que pierda sus propiedades. Para refrigerar dicho aceite suelen usarse unos intercambiadores de calor. Esos intercambiadores a los que el aceite cede su calor pueden ser de aire, y el calor se libera a la atmósfera, o de agua, así el calor del lubricante puede aprovecharse para otros sistemas, como puede ser una calefacción.

Por último está el sistema de admisión, este está formado por un sistema de válvulas. Dichas válvulas son de vital importancia ya que además de regular la entrada de vapor a la turbina, en caso de parada de emergencia deben actuar rápidamente para mantener la seguridad en la instalación (28),(34),(35).

4.3 CALDERA DE COMBUSTIÓN

4.3.1 FUNCIONAMIENTO DE LA CALDERA

La caldera es uno de los equipos más importantes en el ciclo de Rankine, en ella se produce la transformación de la energía química contenida en el biogás, en energía térmica, y esto se consigue gracias a una combustión.

La combustión consiste en la reacción química que se produce entre el combustible, en este caso metano ya que es el principal componente del biogás, y un comburente, que sería el oxígeno. En dicha reacción se produce una gran liberación de energía. El oxígeno en la combustión suele estar en un exceso de aproximadamente el 20%, esto es así para que el metano del biogás combustione totalmente.

El procedimiento para transformar la energía química en energía térmica dentro de la caldera, consiste en introducir en la caldera un fluido de trabajo a una determinada presión y temperatura. En la caldera, ese fluido entra en contacto con los gases procedentes de la combustión del metano, por lo cual su temperatura aumenta considerablemente. Finalmente ese fluido abandona la caldera a la misma presión a la que entro, pero a una temperatura muy superior, con lo cual su entalpía ha aumentado (28),(37),(38).

4.3.2 CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS

La clasificación más importante que se puede hacer de las calderas es en función de la circulación de los fluidos en su interior, otra clasificación es en función del tipo de tiro que tiene la caldera.

Teniendo en cuenta como se produce la circulación de los fluidos en el interior de las calderas, estas pueden ser pirotubulares o acuotubulares.

En las calderas pirotubulares (Figura 24), los gases calientes procedentes de la combustión se canalizan en tuberías, y el agua de la caldera baña esos tubos, de ese modo el calor se transfiere en el hogar mediante radiación y en los tubos mediante conducción y convección. En las calderas pirotubulares el paso de los gases por los tubos puede producirse una o varias veces. El problema de este tipo de calderas es que tiene limitado el rango de presiones, la presión máxima que producen suele ser de unos 35 bar. Debido a eso son poco utilizadas, ya que a mayores presiones se consiguen mejores rendimientos.

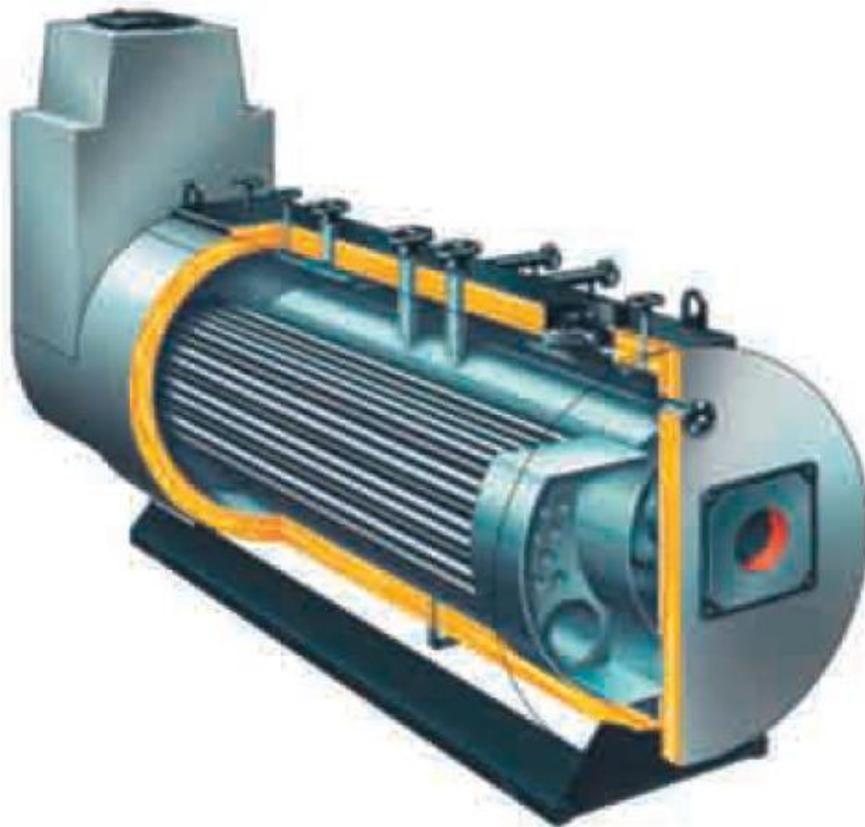


Figura 24: Esquema de caldera pirotubular (37)

A diferencia de las calderas pirotubulares, en las calderas acuotubulares el fluido de trabajo es el que se canaliza en tuberías (Figura 25), y los gases procedentes de la combustión circulan alrededor de dichos tubos. En estas calderas también se transfiere la energía en forma de radiación en el hogar, y en forma de conducción y convección en los tubos. Este tipo de calderas suele utilizar un tipo de elementos como el sobrecalentador, los precalentadores o los calentadores, cuya función es obtener un vapor de temperatura superior y aumentar el rendimiento. Las presiones de trabajo de este tipo de calderas son mayores que las de las calderas pirotubulares, la presión ideal suele estar entre 25 bar y 125 bar. También existen las calderas de presiones supercríticas, que alcanzan presiones a la salida de 214 atm, y temperaturas del orden de 370 °C.

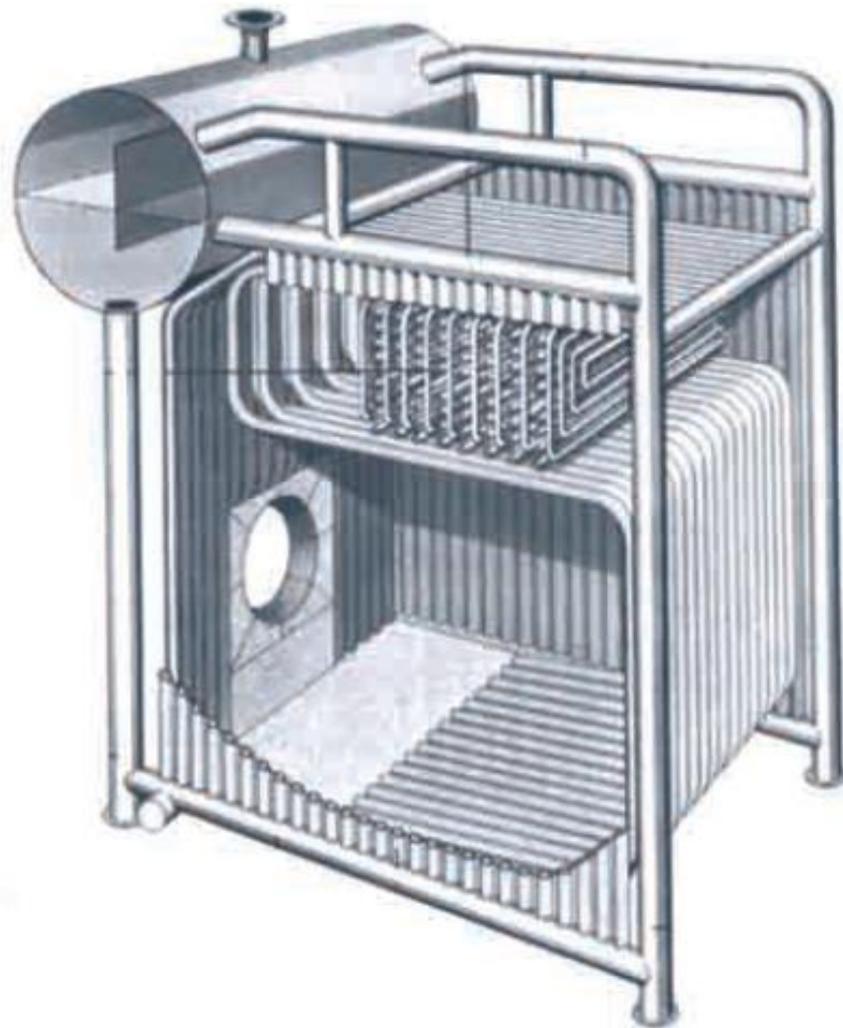


Figura 25: Esquema de caldera acuotubular (37)

En función del tiro hay tres tipos de calderas, que son; de tiro forzado, de tiro inducido, o de tiro equilibrado. En las calderas de tiro forzado existe un ventilador en la entrada de la caldera, y es el que se encarga de introducir el aire necesario para la combustión. En las calderas de tiro inducido el ventilador se sitúa a la salida de la caldera, y lo que hace en este caso es extraer los gases procedentes de la combustión y mandarlos a la chimenea. Finalmente están las calderas de tiro equilibrado, este tipo de tiro es una composición de los anteriores, ya que existen dos ventiladores, uno a la entrada y otro a la salida (28),(37),(38),(39).

4.4 BOMBA DE ALIMENTACIÓN

4.4.1 FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA

La función de las bombas de alimentación es la de alimentar las calderas de combustión. Las bombas que se utilizan para alimentar un generador de vapor suelen ser bombas de alta presión, estas elevan la presión del fluido de trabajo hasta la presión de trabajo de la caldera, en algunas ocasiones esa presión puede alcanzar los 120 bar.

El proceso en el que actúa la bomba de alimentación suele ser un proceso isoentrópico, en el que aumentan la presión y la temperatura, la presión en mucha mayor medida. También es importante tener en cuenta la calidad del agua de alimentación en el proceso de bombeo, ya que entre mayor sea el incremento de presión, mayor tiene que ser la calidad de dicha agua. Si la calidad del agua es baja podrían surgir problemas de corrosión, formación de burbujas, formación de costras, etc. (40),(41).

4.4.2 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS

Las bombas pueden clasificarse en función de las etapas en las que realiza la compresión, o en función del uso que van a recibir dichas bombas.

En función de las etapas de compresión las bombas pueden ser multietapa o monoetapa. Monoetapa serían cuando realizan la totalidad de la compresión en una única etapa, pero en muchas ocasiones son multietapa, ya que no serían capaces de elevar tanto la presión en una sola etapa con un rendimiento aceptable, con lo cual deben hacerlo en una serie de etapas.

En función del uso que se le va a dar a las bombas, estas se pueden clasificar en bombas centrifugas verticales, bombas modulares horizontales o bombas de pistones.

Las bombas centrifugas verticales suelen usarse utilizarse para alimentar a calderas pirotubulares (Figura 26). Las ventajas que nos ofrecen son que su construcción es muy sencilla, ocupan poco espacio, y que poseen una gran fiabilidad. Por el contrario en dichas bombas pueden surgir problemas como que se desalinee el eje, y también son poco robustas.



Figura 26: Bomba centrífuga vertical (40)

Las bombas modulares horizontales tienen un uso más tradicional (Figura 27), estas bombas han sido las más usadas. Sus principales ventajas son que tienen una gran robustez, mucho mayor que las bombas centrífugas verticales. También soportan unas altas temperaturas. Sus desventajas son que ocupan un gran tamaño, y que no tienen mucha capacidad de compresión, ya que alcanzan presiones de salida del orden de 14 bar (40),(41).

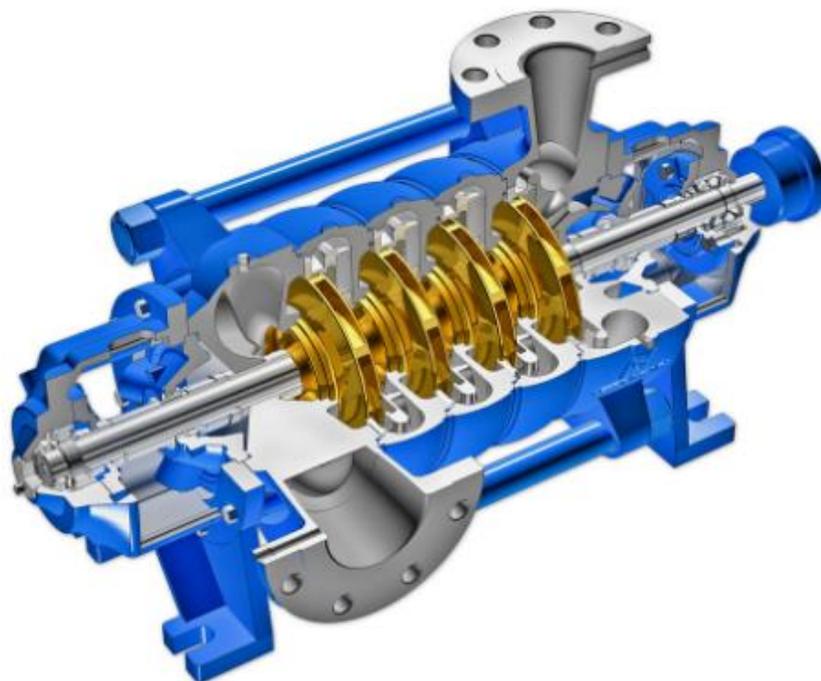


Figura 27: Bomba modular horizontal (41)

Finalmente están las bombas de pistones (Figura 28). Estas bombas son las idóneas para sistemas donde se requieren unas altas presiones. Las ventajas que ofrecen son que aceptan fluidos de altas densidades, y presiones de hasta 120 bar. En contra las desventajas son que su mantenimiento es costoso, el flujo es irregular, y que al soportar esas elevadas presiones sus componentes sufren un gran desgaste (40).



Figura 28: Bomba de pistones

4.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR

4.5.1 FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo cuya función es la de transmitir calor de un fluido caliente a otro menos caliente. Para que exista transferencia de calor siempre tiene que haber diferencia de temperaturas, y la transferencia siempre se realiza en el sentido del de mayor al de menor temperatura. El proceso de transferencia de calor finaliza cuando desaparece la diferencia de temperaturas de los dos fluidos.

En los intercambiadores de calor los fluidos no están en contacto directo entre sí, la transferencia de calor es básicamente por conducción y convección (42),(43).

En cuanto a los materiales de los que están fabricados los intercambiadores, estos suelen ser metales, entre los más usados están el níquel, el cobre, el aluminio y el acero inoxidable (42),(43).

4.5.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES

En cuanto a la clasificación de los intercambiadores de calor, estos se pueden clasificar principalmente en función de tres factores. Estos factores son: según su construcción, según su configuración, y según el número de pasos del fluido por el intercambiador.

En función de su construcción los intercambiadores pueden ser de carcasa y tubos o de placas.

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos (Figura 29) son los más comunes, y también los más básicos en su construcción. Estos consisten en una serie de tubos que están dentro de un contenedor que se llama carcasa. Un fluido circularía por la carcasa y el otro por el interior de los tubos, el que circula por la carcasa se le conoce como fluido externo, y el que circula por los tubos fluido interno. Cuando la diferencia de presiones entre los dos fluidos es importante, el fluido con más presión es el que se circula por los tubos, y el otro por la carcasa, esto es debido a que los tubos se pueden fabricar para soportar presiones mayores que la carcasa.

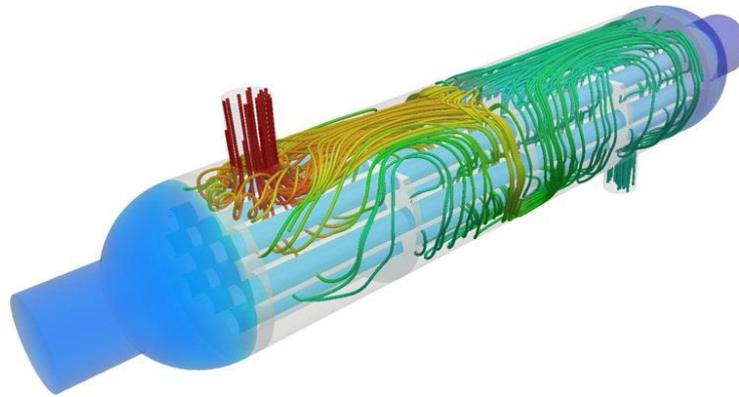


Figura 29: Vista térmica de intercambiador de carcasa y tubos

El otro tipo de intercambiadores en función de su construcción, es el intercambiador de placas (Figura 30). Este intercambiador consiste en una serie de láminas de metal montadas en un bastidor, de modo que entre las placas circule un fluido. Las placas en este sistema proporcionan un área muy grande para la transferencia de calor, por ello con un volumen similar, los intercambiadores de placas son capaces de transferir más calor que los intercambiadores de carcasa y tubos.

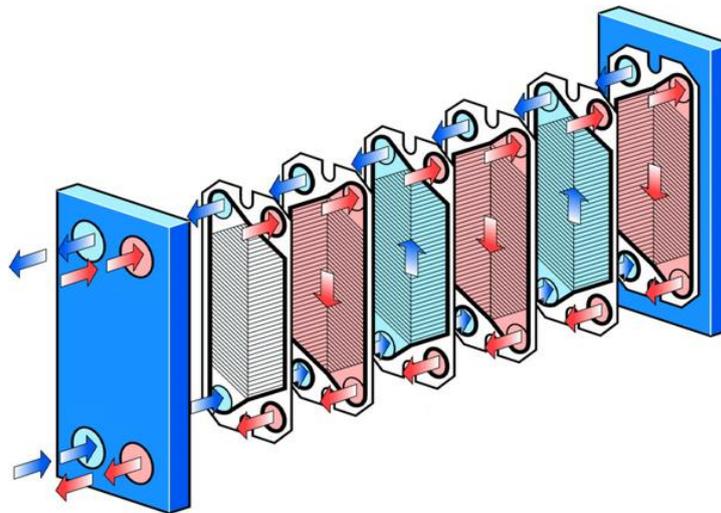


Figura 30: Funcionamiento intercambiador de placas

En cuanto a las utilidades, el intercambiador de carcasa y tubos suele usarse para fluidos industriales, y el de placas para el sector de la alimentación. Esto es así debido a que el intercambiador de placas es fácilmente desmontable para su limpieza, y el de carcasa y tubos, debido a su diseño nunca suele desmontarse. El intercambiador de placas también es poco usado debido a que no soporta mucha presión.

En cuanto a su configuración los intercambiadores pueden ser de tres tipos, que son: de flujo paralelo, de flujo en contracorriente, o de flujo cruzado.

El flujo paralelo sucede cuando el fluido interno de los tubos, y el de la carcasa fluye en la misma dirección y en el mismo sentido. En el caso del fluido paralelo existe una gran diferencia de temperaturas a la entrada de los fluidos, debido a que los dos entran por el mismo extremo del intercambiador. En esta configuración a la salida las temperaturas de los dos fluidos se aproximan, pero el fluido de menor temperatura nunca llega a alcanzar la temperatura del fluido de más temperatura.

En cambio el flujo de contracorriente aparece cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentidos contrarios. Cada uno de los fluidos entra por un extremo del intercambiador, lo que hace que la temperatura del fluido frío al abandonar el intercambiador, se aproxime a la del fluido caliente al introducirse en el intercambiador. A diferencia del intercambiador de flujo paralelo, a la salida de los fluidos puede darse que el frío posea una mayor temperatura que el caliente. Este intercambiador es más eficiente que el de flujo paralelo.

Por último está la configuración de flujo cruzado. En este intercambiador los fluidos ya no van en la misma dirección, sino que llevan direcciones perpendiculares. Estos intercambiadores suelen utilizarse en fluidos en los que se produce un cambio de fase en el proceso de intercambio de calor.

En la siguiente imagen (Figura 31), se pueden ver los distintos tipos de intercambiadores en función de su configuración.

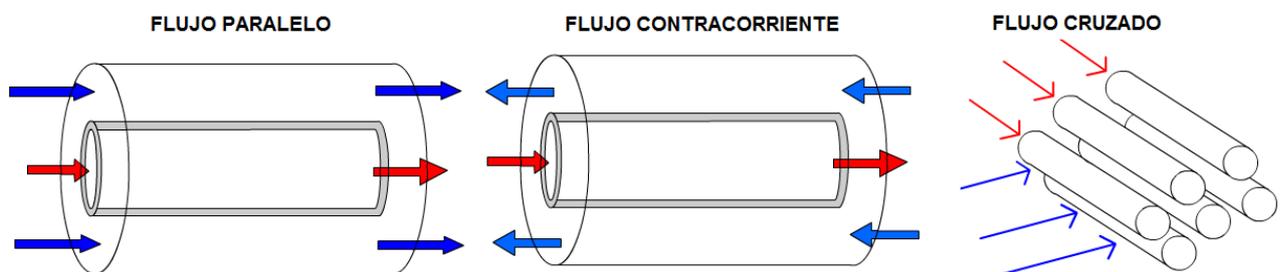


Figura 31: Intercambiadores en función de su configuración

Finalmente los intercambiadores se pueden clasificar en función del número de pasos que tiene el fluido por los tubos o placas.

Los intercambiadores pueden ser de un único paso o de múltiples pasos. Los intercambiadores de múltiples pasos mejoran el rendimiento del intercambiador, estos se usan en sistemas donde se necesita mucha transferencia de energía. Para hacer un paso múltiple, el fluido suele invertir el sentido en el extremo del intercambiador. Los intercambiadores de paso simple se utilizan en sistemas donde se necesita poca transferencia de calor (42),(43).

4.6 GENERADOR DE ELECTRICIDAD

4.6.1 FUNCIONAMIENTO DEL GENERADOR

Un generador de electricidad es un dispositivo capaz de convertir el movimiento rotativo de un eje en energía eléctrica. En nuestro caso ese eje corresponde al eje de la turbina de vapor antes descrita.

Los generadores de vapor están compuestos principalmente por dos partes, que son el rotor y el estator (Figura 32).

El rotor se encuentra en el interior del estator, y es el que gira accionado por la turbina. Este está formado por un eje y unos circuitos, dichos circuitos se transforman en electroimanes cuando se les aplica corriente.

El estator es la parte del generador que se mantiene en reposo. Está formado por una armadura metálica cubierta por hilos de cobre que forman diversos circuitos.

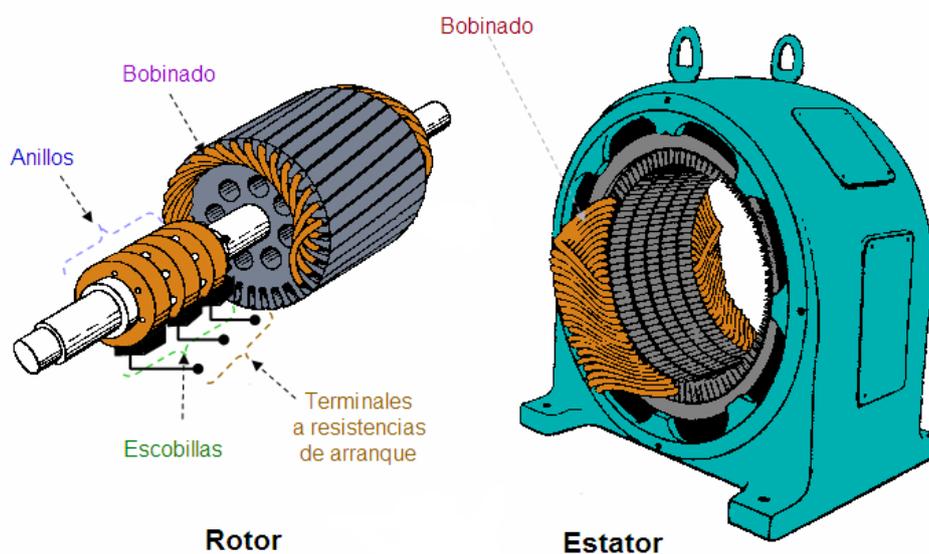


Figura 32: Rotor y estator de un generador (44)

El funcionamiento del generador consiste en que la turbina hace que el rotor gire a gran velocidad, este al girar produce unas corrientes eléctricas en los hilos de cobre que se encuentran en el interior del estator, y dichas corrientes le proporcionan al generador una fuerza electromotriz, que proporciona energía eléctrica a cualquier sistema que se conecte a dicho generador (45),(46).

4.6.2 CLASIFICACIÓN DE LOS GENERADORES

Los generadores eléctricos se pueden clasificar en función de diferentes criterios como son los siguientes (45),(46):

- En función del tipo de corriente. En esta clasificación se pueden distinguir entre generadores de corriente alterna y de corriente continua.
- En función de la velocidad de giro. Los generadores pueden ser síncronos, cuando giran a una velocidad fija, definida por la frecuencia de la red eléctrica, o asíncronos, cuando la velocidad es variable y no se ajusta a la de la red.
- En función del tipo de refrigeración. Según esta clasificación los generadores pueden ser de tres tipos. Refrigerados por aire en circuito cerrado, refrigerados por aire en circuito abierto, o refrigerados por otro gas.
- En función del número de fases. Los generadores pueden ser monofásicos o trifásicos.
- En función del tipo de polos. Los generadores pueden ser de polos salientes o de polos lisos.

CAPÍTULO V

ELECCIÓN DE LOS COMPONENTES ADECUADOS

5.1 INTRODUCCIÓN

En este quinto capítulo procederemos a elegir los componentes necesarios para nuestra instalación. Para ello nos basaremos en la descripción de los elementos que forman una cogeneración, explicada detalladamente en el capítulo anterior. También nos basaremos en las necesidades térmicas del sistema, y en el objetivo principal de la instalación, que como se ha comentado en capítulos anteriores, es el de obtener 300 kW de potencia eléctrica.

Merece la pena destacar la dificultad existente para encontrar las características técnicas de los componentes de nuestra instalación.

5.2 TURBOGENERADOR ELEGIDO

Como se comentó anteriormente, dos de los elementos del ciclo de Rankine son la turbina y el generador. Muchas veces estos elementos vienen en un mismo conjunto conocido como turbogenerador.

La turbina de vapor elegida para mi instalación será una turbina de contrapresión. Este tipo de turbina como he explicado anteriormente es la idónea para realizar una cogeneración, ya que libera el vapor a una presión mayor de la atmosférica, y por tanto, con energía suficiente para cederla al agua en un intercambiador de calor.

Como deseamos producir una potencia de 300 kW, debemos buscar una turbina de contrapresión de simple etapa que nos aporte una potencia superior. Esto es así, debido a que tenemos que anticiparnos a las pérdidas de potencia que tendremos en los elementos posteriores de la instalación, como son los generadores y los transformadores.

En cuanto a la elección del generador de electricidad hay una serie de parámetros y características que distinguen unos generadores de otros. Los parámetros que suelen caracterizar a un generador son: Potencia aparente máxima, potencia activa y coseno, intensidad máxima, voltaje de generación, número de polos del rotor, número de fases del estator, velocidad de rotación, corrientes de excitación nominales, razón de corto circuito RCC, tipo de refrigeración, tipo de excitatriz, clase de servicio, tipo de aislamiento, y grado de protección. La mayoría de estos parámetros aparecen en la placa de características del generador (45),(46).

El generador que buscamos tiene que ser capaz de convertir como mínimo la potencia que nos produce la turbina en su eje.

Un turbogenerador nos proporciona una serie de ventajas frente a una turbina y un generador por separado. Dichas ventajas son que el turbogenerador forma un solo bloque, con lo que su montaje es más simple, y nos lo puede proporcionar un único proveedor.

Para elegir el turbogenerador adecuada procedo a hacer un trabajo de investigación. El proceso consiste en ponerse en contacto con los fabricantes, para conseguir catálogos de turbogeneradores de una potencia similar a la que yo requiero, y que sean apropiados para mi instalación.

En la siguiente tabla (Figura 33) muestro un resumen de los turbogeneradores de vapor preseleccionadas, con datos como son el fabricante, el modelo, la potencia máxima generada, la presión de entrada máxima, la temperatura de entrada máxima, y la presión de salida.

Fabricante	Modelo	Potencia máxima (kW)	Presión entrada máxima (bar)	Presión salida máxima (bar)	Temperatura máxima (°C)
TGM	TS-P	2000	65	15	480
TGM	TG	2000	22	6	320
TGM	TMFLEX	5000	45	4	450
SIEMENS	SST-050	750	101	17	500
SIEMENS	SST-040	800	40	7	400
QNP	C0.5	500	120	3	300
QNP	C1.5	1500	20	3	300
QNP	B0.4	400	100	2	510
LOHRMANN	CF 5 G	400	42	3.5	400
BUFFALO TURBINES	BTPS 20	200-750	67	12	500
BUFFALO TURBINES	BTPS 902	500-1500	67	12	500

Figura 33: Turbogeneradores de vapor preseleccionadas (47),(48),(49),(50),(51),(52),(53)

Finalmente el turbogenerador elegido será el modelo SST-040 (Figura 34) del fabricante SIEMENS. He elegido este turbogenerador ya que es la que más se adapta a mis necesidades, tanto de potencia, como de presión y temperatura. Por ello, dicho turbogenerador estará más aprovechado que un turbogenerador que me ofrezca una potencia mayor, y los costes tanto de adquisición como de instalación serán menores.

Este turbogenerador está formado por la turbina y el generador. Nos puede proporcionar una potencia máxima de 750 kW. Acepta unas condiciones de entrada máximas de 40 bar y 400 °C, y una presión de salida máxima de 7 bar.



Figura 34: Turbogenerador SIEMENS SST-040

El turbogenerador está formado por las siguientes partes (Figura 35):

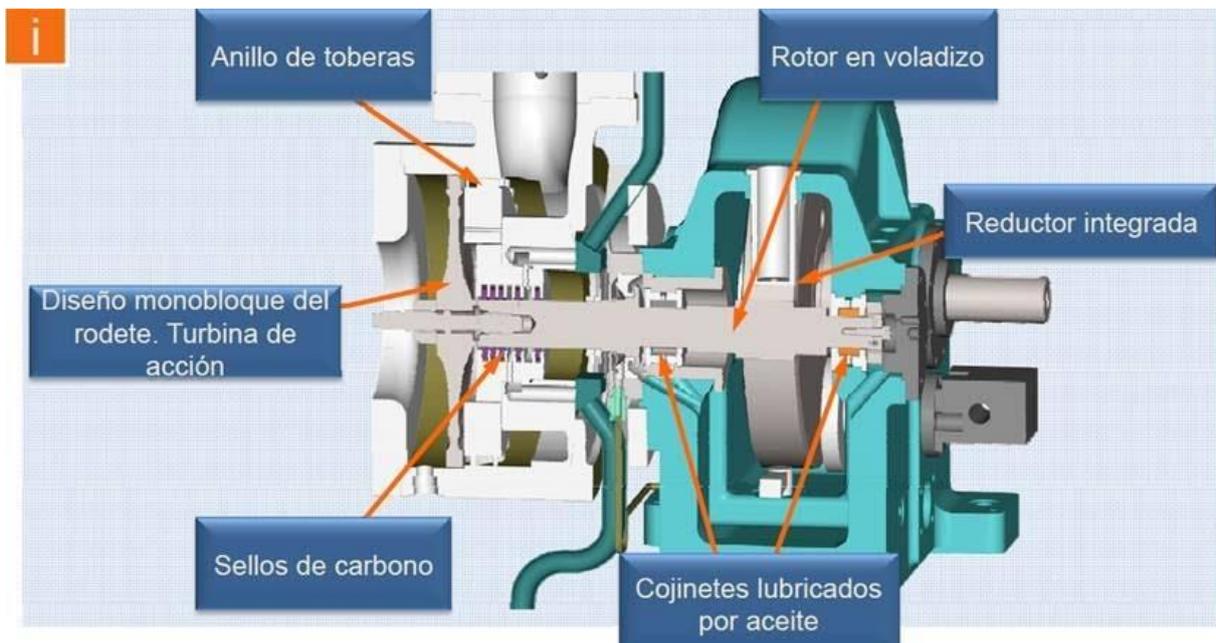


Figura 35: Turbogenerador SIEMENS SST-040

Las dimensiones de todo el conjunto son las siguientes:

- Longitud: 2,5 metros
- Anchura: 1,5 metros
- Altura: 2 metros

5.2.1 DATOS TÉCNICOS DE LA TURBINA

La turbina que forma parte de este turbogenerador funciona bajo el principio de acción. En ella la parte rotativa se compone del rodete y del eje, que está conectado con un acoplamiento dentado.

Esta turbina al ofrecernos una potencia tan baja trabaja solo con un escalonamiento.

El rodete de la turbina es de flujo axial, y está montado en voladizo. Los álabes y el cuerpo están montados en una sola pieza y mecanizados conjuntamente, al estar los álabes integrados en el rodete se consigue que se prolongue su vida útil. En la siguiente imagen (Figura 36) se pueden ver los álabes de la turbina.



Figura 36: Detalle álabes del turbogenerador SIEMENS SST-040

En cuanto a la carcasa, esta está sellada mediante cierres de anillos de carbón. La turbina también está compuesta por una válvula de admisión y una válvula de control, y ambas tienen un accionamiento electromecánico mediante un resorte.

El reductor se integra dentro de la turbina, y está construido según la norma DIN3990. Dicho reductor tiene una disposición horizontal, esto permite una fácil inspección y un mantenimiento de las ruedas y de los cojinetes deslizantes. El reductor está lubricado con el mismo aceite que la turbina.

La bancada es común a todo el turbogenerador, y se coloca directamente en el suelo.

El sistema de lubricación está integrado en la bancada de la turbina, y se compone de los siguientes elementos:

- Tanque de aceite en bancada de turbina con un tiempo de retención > 3 min.
- Bomba de lubricación principal accionada mecánicamente.
- Bomba de lubricación eléctrica (440 V, 60 Hz) para arranque y como 100% de reserva con detector de presión.
- Filtro de aceite (cambiable solo con máquina parada).
- Refrigerante de aceite aire/aceite.

5.2.2 DATOS TÉCNICOS DEL GENERADOR

El generador que forma parte de este turbogenerador es un generador síncrono, que incluye protección de sobretensión.

En cuanto a las características mecánicas el generador tiene la carcasa de acero y las tapas de fundición. Es una máquina abierta y autoventilada.

Las características eléctricas son las siguientes:

Potencia:	374 kVA
Tensión nominal:	400 V
Frecuencia nominal:	50 Hz
Velocidad nominal:	3.000 rpm
Eficiencia:	
4/4 carga:	96,0 %
3/4 carga:	94,0 %
2/4 carga:	92,0 %
1/4 carga:	86,0 %
Forma constructiva:	IM B3
Protección:	IP23
Refrigeración:	IC01-
Cojinetes:	Antifricción
Lubricación:	Grasa
Temperatura ambiente:	40 °C
Aislamiento:	F
Altura:	Hasta 1000 msnm

5.2.3 SISTEMAS AUXILIARES

Los sistemas auxiliares del turbogenerador están formados por un sistema de acondicionamiento de vapor, y por un sistema de control.

El sistema de acondicionamiento de vapor tiene la función de eliminar las partículas presentes a la entrada de la turbina. Para ello, este turbogenerador nos proporciona un filtro de tamiz cónico, y un separador ciclónico, ambos para instalarlos justo antes de la brida de entrada a la turbina. También se debe instalar un separador de gotas a la entrada de la turbina, para así evitar la entrada de líquido que puede dañar los álabes de la turbina.

En cuanto al sistema de control, la turbina dispone de un regulador electrónico de presión, cuya función es mantener una presión de escape constante. La turbina también dispone de un sistema de paro de emergencia, que actúa en situaciones de sobrevelocidad, valores altos de aceleración, una señal de paro de emergencia, o una señal de paro desde el controlador.

5.2.4 CUADRO DE CONTROL

El cuadro de control del turbogenerador está formado por los siguientes elementos:

➤ **Diseño cuadro**

- Dimensiones: 800 mm x 1200 mm x 400 mm.
- Arrancadores de motores.
- Conjunto de relés de protección “DEIF”.

➤ **PLC**

- 1 “CPU” 313C-2 “DP” con pantalla táctil SIEMENS.
- 32 señales digitales para alarmas y disparos.
- 24 entradas análogas para alarmas disparos.
- Conexión con “DCS” cliente mediante “PROFIBUS DP”.
- Modem para conexión remota.

➤ **Elementos de control**

- Pulsador de paro: Parada emergencia.
- Pulsador iluminado: Turbina lista.
- Pulsador llave: “Trip Test”.
- Sincronizador automático DEIF o similar
- Selector: Velocidad +/-.
- Llave: Local / remoto.
- Selector: Bomba aceite auxiliar. manual / automático.
- Selector: Bomba aceite auxiliar. START-STOP.

➤ Indicadores

- Señal de luz naranja: alarma.
- Señal de luz rojo: disparo.
- Indicador velocidad: velocidad.
- El control de la bomba auxiliar de aceite puede ser manejado por una señal del “CCM” del cliente o por nuestro propio control.

5.2.5 RENDIMIENTOS DEL TURBOGENERADOR

El turbogenerador al igual que cualquier máquina no es perfecta, éste tiene una serie de pérdidas de energía, tanto térmicas como mecánicas.

Los rendimientos que afectan la potencia proporcionada por el turbogenerador son: el rendimiento isoentrópico de la turbina, y los rendimientos mecánicos, tanto de la turbina como del generador.

El rendimiento isoentrópico es el rendimiento que nos relaciona la potencia obtenida en el eje de la turbina, con la potencia que se obtendría si el proceso de expansión fuese isoentrópico.

El rendimiento mecánico engloba pérdidas de potencia debido a diversas causas. Dichas pérdidas se pueden ocasionar por rozamientos entre componentes móviles, por el efecto Joule, por energía absorbida por diferentes elementos, etc. En nuestro turbogenerador las pérdidas mecánicas afectan, tanto a la turbina, como al generador.

Una de las características del rendimiento es que es adimensional, este suele expresarse en tanto por uno, o en tanto por cien (%).

Los rendimientos de nuestro turbogenerador son los siguientes (Figura 37):

η isoentrópico turbina	57,14%
η mecánico turbina	92%
η mecánico generador	94%

Figura 37: Rendimientos turbogenerador SST-040

5.2.6 MONTAJE, PUESTA EN MARCHA Y DOCUMENTACIÓN

La adquisición de este turbogenerador conlleva tanto el transporte, como el montaje, la puesta en marcha, y la entrega de documentación. Todo ello corre a cargo de la empresa SIEMENS.

En cuanto al montaje, este estará caracterizado por dos actividades diferenciadas. Estas son la colocación de la turbina y generador y alineación de los mismos, y la vigilancia de la fijación de los pernos de anclaje. Dichas actividades de montaje se estiman en un tiempo máximo de 12 días laborables, y el personal necesario para llevarlas a cabo será un coordinador de montaje, y un oficial eléctrico proporcionados por SIEMENS.

La puesta en marcha del turbogenerador tendrá una duración de 6 días laborables, y las tareas que se efectuaron serán las siguientes:

- Control del último soplado de la tubería de vapor vivo, que al igual que en los dos sopladados precedentes, se debe obtener una placa testigo libre de todo impacto o cambio en la superficie de la placa de aluminio utilizada. Tanto este soplado como los anteriores se realizarán según las instrucciones de PASCH/STE.
- Supervisión de la conexión última de las tuberías de vapor vivo y de escape.
- Llenado de aceite.
- Puesta en marcha del armario eléctrico y periféricos.
- Arranque de la turbina en vacío.
- Acoplamiento turbina-generador y recomprobación de la alineación.
- Puesta en marcha del generador eléctrico y ajuste del funcionamiento en carga.
- Marcha de prueba de 24 h y comprobación de prestaciones.

El personal necesario para estas operaciones será un operario y un técnico de sistema de control. Ambos aportados por SIEMENS al igual que en las tareas de montaje.

Para finalizar la empresa SIEMENS nos proporcionará la siguiente documentación para poder operar el turbogenerador correctamente:

- Diagrama P&D
- Plano instalación
- Plano enclavamiento
- Manual de operación (1 papel / 1 x CD)
- Planning construcción

5.3 CALDERA DE COMBUSTIÓN ELEGIDA

Para elegir la caldera de combustión adecuada para mi instalación, debo tener en cuenta las características de la turbina de vapor elegida, para así aprovechar al máximo dicha turbina.

La caldera elegida debe producir el vapor a una presión y temperatura que puedan aprovecharse en la turbina. Dicho vapor debe poseer la energía suficiente para producir más de 300 kW de potencia en la turbina, debido a las pérdidas que posteriormente tendremos en el generador. También debe sobrarle energía térmica al vapor a la salida de la turbina para poder aprovechar esa energía en un intercambiador de calor, y así tener un sistema de cogeneración.

El proceso para elegir la caldera será similar al de elegir la turbina, me pondré en contacto con proveedores para que me faciliten catálogos, y así tener la mayor información disponible sobre cada tipo de caldera.

En la siguiente tabla (Figura 38) muestro un resumen de las calderas de vapor preseleccionadas, los datos que facilito en la tabla son el fabricante, el modelo, el tipo de caldera según la circulación del fluido, el intervalo de producción de vapor por cada hora, la presión de diseño y la temperatura máxima que puede alcanzar el vapor.

Fabricante	Modelo	Tipo	Producción de vapor (Kg/h)	Presión de diseño(bar)	Temperatura máxima (°C)
BOSCH	U-HD	Pirotubular	175-1250	16	204
BOSCH	U-MB	Pirotubular	200-2000	16	204
BOSCH	UL-S	Pirotubular	1250-28000	30	235
BOSCH	UL-SX	Pirotubular	2600-28000	30	300
BOSCH	ZFR	Pirotubular	18000-55000	30	235
BOSCH	ZFR-X	Pirotubular	18000-55000	30	300
ATTSU	HH	Pirotubular	2000-20000	16	-
ATTSU	RL	Pirotubular	50-50000	16	-
VISSMANN	M73A	Pirotubular	500-4000	6--25	-
VISSMANN	M75A	Pirotubular	5090-25210	6--25	-
VISSMANN	M33A	Pirotubular	1000-6400	6--26	-

Figura 38: Calderas de vapor preseleccionadas (54),(55),(56),(57)

La caldera que voy a elegir será el modelo UL-SX del fabricante BOSCH, esta caldera es de las preseleccionadas la que más se adapta a mis necesidades. Con esta caldera puedo aprovechar óptimamente mi turbina, debido a las elevadas presión y temperatura con las que puedo obtener el vapor.

Este modelo de caldera UL-SX es un tipo de caldera de tres pasos, un paso sería el hogar y los otros dos serían los pasos del humo por los tubos. Lo que obtendremos al final de la caldera será un vapor sobrecalentado de una alta calidad. La caldera UL-SX tiene una gran eficiencia, y esto lo consigue gracias a que lleva incorporado un economizador, cuya función es recuperar el calor de los gases de escape.

Algunas de las ventajas de esta caldera son, que la combustión produce pocas emisiones debido a los sistemas de combustión son de última generación, que tiene un control de la caldera muy intuitivo, mostrando claramente los parámetros de su funcionamiento, que posee un cableado muy sencillo para su montaje, y que tiene una larga vida útil.

En la siguiente imagen (Figura 39) se puede ver la caldera de vapor elegida.



Figura 39: Caldera de vapor BOSCH UL-SX

5.3.1 COMPONENTES DE LA CALDERA DE COMBUSTIÓN

La caldera de combustión está formada por los siguientes equipamientos y accesorios:

- Caldera y equipamiento.
- Superheater module SHM (UL-SX).
- Economizador ECO 1.
- Panel de control de la caldera BCO.
- Equipo de combustión.
- Módulo de regulación de gas GRM.
- Módulo contador de gas GMM.
- Módulo de bomba PM.
- Módulo contador de petróleo OCM.
- Medición caudal vapor saturado.
- Medición caudal agua alimentación.

En el “Anexo 4” se pueden ver la localización de todos los componentes y accesorios en el conjunto de la caldera.

Cuerpo a presión de la caldera, este es el principal componente de la caldera de combustión. Este componente lleva unos estrictos controles de calidad, ya que estos se realizan con ultrasonidos y radiografías, y todas las piezas soldadas se someten a una prueba hidráulica a alta presión. Su espesor de aislamiento es de 100 mm. El cuerpo a presión de la caldera está formado por la cámara de inversión frontal, cámara de gas de escape, base de apoyo de la caldera, placa de acoplamiento del quemador, recubrimiento refractario, pintura anticorrosiva, y una mirilla de observación de la llama.

El sobrecalentador se encarga de obtener vapor sobrecalentado. Tiene el marcado CE, y su construcción se realiza en conformidad a la Directiva Europea de equipos a presión 2014/68/EU. El peso de este componente es de 1265 kg, y su aislamiento de 200 mm. También dispone de un limitador de seguridad de temperatura que salta a los 350 °C.

En cuanto al economizador, este está integrado para conseguir un ahorro energético y una reducción del dióxido de carbono emitido a la atmósfera. En el economizador, el calor se recupera de los gases de combustión mediante la circulación de agua de alimentación. Los gases de escape abandonan el economizador a una temperatura aproximada de 133°C. El economizador dispone de un aislamiento de 100 mm y ha soportado una presión de prueba de 56 bares.

El quemador de esta caldera es un quemador especial, debido a que el gas de alimentación es el biogás. El fabricante del quemador es “Dreizler”, y su peso es de 650 kg. Este quemador es totalmente automático, y está equipado para sobrepresión de hogar según la norma EN 676.

El quemador está compuesto por:

- Dispositivo de encendido
- Dispositivo de mezcla combustible-aire
- Doble válvula de cierre de seguridad del combustible

En cuanto a la bomba de alimentación, su función es la de elevar la presión del fluido hasta la presión de operación. Esta bomba dispondrá de un motor trifásico, y su control será continuo con módulo de regulación. El peso de la bomba vacía será de 75 kg, llegando a alcanzar los 110 kg cuando está en operación. En el “Anexo 5” de este documento se puede observar un plano con la bomba y sus dimensiones.

El resto de componentes de la caldera son los siguientes: El módulo de regulación de gas, que regula las condiciones del gas, como la presión y las impurezas. El contador de gas, cuya función es garantizar que al quemador le llega la cantidad de gas necesaria. El módulo de regulación de agua de alimentación, que se encarga de mantener el nivel de agua en la caldera constante, para así conseguir una alta calidad del vapor. Por último el medidor de caudal de vapor sobrecalentado.

5.3.2 ARMARIO DE CONTROL DE CALDERA

El armario de control de la caldera tiene un tipo de protección IP 54. Este está fabricado con una plancha de acero.

La función del armario de control es la de controlar el correcto funcionamiento de todos los elementos que forman parte de la caldera. El panel de control de la caldera dispone de una pantalla táctil para su correcta operación. El peso total del panel es de 200 kg, y está formado por los siguientes elementos:

- Interruptor principal con dispositivo de bloqueo.
- Interruptor de parada de emergencia.
- Bocina externa de aviso de avería.
- Contacto de protección de la bomba de alimentación para el control de una bomba de dosificación.
- Contacto para la protección de marcha en seco de la bomba de alimentación.
- Sistema de automatización.

5.3.3 DIMENSIONES Y TRANSPORTE

Las dimensiones de la caldera de combustión para su transporte son las siguientes:

- Longitud: 8 metros
- Anchura: 2,8 metros
- Altura: 3 metros

En el “Anexo 4” de este documento se muestra un plano de la caldera de combustión, donde se pueden apreciar el resto de sus dimensiones.

En cuanto al transporte este se realizará en una caja de madera, la caldera saldrá de la fábrica de BOSCH en Alemania y el transporte preferentemente será marítimo.

En cuanto al peso de todo el conjunto este ascenderá a 21876 kg cuando está descargado, y 35587 kg a plena carga.

5.3.4 MONTAJE, PUESTA EN MARCHA Y DOCUMENTACIÓN

Para las labores de puesta en marcha y montaje el fabricante enviará un técnico. La duración estimada de dichas labores será de 4 días, y las actividades a realizar serán las siguientes:

- Prueba en frío de la planta instalada.
- Comprobación de los requisitos previos y las condiciones en el lugar para determinar la fecha de puesta en servicio.
- Puesta en marcha y ajuste de la caldera a los parámetros de funcionamiento acordadas.
- Pruebas de función y de seguridad.

En cuanto a la documentación, esta estará formada por las instrucciones de servicio, el libro de servicio, y la documentación de aprobación.

Las instrucciones de servicio y el libro de servicio se entregaran en español, y ambas en formato digital y formato impreso. Su entrega se realizará conjuntamente junto al equipo.

En cuanto a la documentación de aprobación, esta estará redactada según la directiva europea. Se entregará en español, y su fecha de entrega será a las dos semanas de la entrega del equipo.

5.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR ELEGIDO

El sistema para elegir el intercambiador será el mismo que para el resto de elementos de la instalación. Nuestro intercambiador tiene que transmitir la energía del fluido que sale de la turbina, al otro fluido que va a ser el portador del calor, de tal forma que el fluido de trabajo a la salida del intercambiador este en el estado de líquido saturado, es decir, el título debe ser 0.

El intercambiador de calor que buscaremos será un intercambiador de carcasa y tubos. Elegimos un intercambiador de carcasa y tubos, ya que necesitamos trabajar con presiones elevadas, y estos resisten mejor las altas presiones que los intercambiadores de placas. También elegimos el intercambiador de carcasa y tubos debido a que no tenemos la necesidad de desmontarlo para limpieza, por lo cual este es el idóneo para nuestra instalación.

A la hora de elegir el intercambiador adecuado, como en los demás elementos, hay que buscar información entre las diferentes empresas que se dediquen a su comercialización. Con dicho trabajo de investigación podremos comparar las características de los que nos ofrecen, y así hacer una buena elección.

En la siguiente tabla (Figura 42) muestro un resumen de los intercambiadores de calor preseleccionados, con datos como son el fabricante, el modelo, presión máxima de servicio en la carcasa, presión máxima de servicio en los tubos, y temperatura máxima de diseño.

Fabricante	Modelo	Presión máxima de diseño en la carcasa (bar)	Presión máxima de diseño en los tubos (bar)	Temperatura máxima de diseño (°C)
StandarXchange	SX2000	20,6	10,3	148,9
StandarXchange	SSCF	15,51	10,3	232
StandarXchange	SX2000U	10,3	10,3	190,6
FUNKE	BCF/P	16	10	150
FUNKE	TDW	16	8	100
FUNKE	CCFA	16	10	230
FUNKE	SWF	16	10	150
StandarXchange	CPK CENTURY	20,6	31	343
ANTUMEC	-	10	10	200

Figura 40: Intercambiadores de calor de carcasa y tubos preseleccionados (58),(59),(60)

El intercambiador finalmente elegido será el del fabricante ANTUMEC. He elegido este intercambiador debido a que sus características, ya que, los valores tanto de presión en los tubos y en la carcasa, como de temperatura máxima, son los que mejor se adaptan a las características del fluido que sale de la turbina.

5.4.1 DATOS TÉCNICOS DEL INTERCAMBIADOR

Como hemos comentado anteriormente el intercambiador de calor elegido será del tipo de carcasa y tubos. Por el lado de la carcasa circulará la corriente caliente, y por el lado de los tubos la corriente fría.

La disposición del intercambiador será horizontal. En cuanto al peso este será de 788,62 kg cuando el intercambiador está vacío, y de 1146,6 kg cuando está funcionando y los fluidos de trabajo circulan por su interior.

En la siguiente imagen (Figura 43) se pueden ver algunos datos del intercambiador, como son la presión de diseño, la presión de prueba, la temperatura de diseño, el estado del fluido a la entrada y a la salida, material de construcción, y el número de pasos del fluido caloportador.

Dichos datos se muestran tanto el lado de la carcasa, como en el lado de los tubos.

	Lado carcasa	Lado tubos
Presión de prueba (bar)	10	10
Presión de diseño (bar)	13	13
Temperatura de diseño (°C)	200	120
Estado fluido a la entrada	Vapor sobrecalentado	Líquido saturado
Estado fluido a la salida	Líquido subenfriado	Líquido subenfriado
Número de pasos del fluido	1	2
Material	Acero al carbono	Acero al carbono

Figura 41: Datos técnicos del intercambiador

En el “Anexo 3” de este documento se muestra la ficha técnica del intercambiador, donde se pueden consultar todos los datos técnicos, y las condiciones de operación.

5.4.2 DIMENSIONES Y TRANSPORTE

Las dimensiones del intercambiador para transportarlo son las siguientes:

- Longitud: 2,5 metros
- Anchura: 0,8 metros
- Altura: 1,25 metros

En el “Anexo 3” de este documento se muestra un plano del intercambiador donde se pueden apreciar el resto de sus dimensiones.

Dicho intercambiador será entregado en la fábrica de la empresa en Santiago de Chile a las cuatro semanas de recibirse la orden de compra. Esa entrega se producirá con el equipo empaquetado en un pallet de madera, para su correcta manipulación y desplazamiento.

A partir de producirse la entrega en fábrica el transporte del intercambiador correrá a cargo del cliente.

CAPÍTULO VI

CÁLCULO DEL CICLO DE MI INSTALACIÓN

6.1 INTRODUCCIÓN

En este sexto capítulo calcularé los puntos característicos del ciclo de trabajo, y el flujo de vapor necesario para poder cumplir los objetivos del proyecto.

También se resumirán las propiedades de los puntos de trabajo, se calculará la potencia térmica recuperada en el intercambiador de calor, la energía primaria que se consume en la caldera de combustión, el rendimiento de la cogeneración, y el rendimiento eléctrico equivalente (REE).

Por último se calculará el número de animales necesarios para poder producir la energía requerida.

6.2 CÁLCULO Y DETERMINACIÓN DE LOS PUNTOS DE TRABAJO

Como se explicó en el capítulo 3, el ciclo de Rankine está formado por cuatro puntos, que son: La salida de la caldera, la salida de la turbina, la salida del condensador o intercambiador, y la salida de la bomba de alimentación (Figura 44).

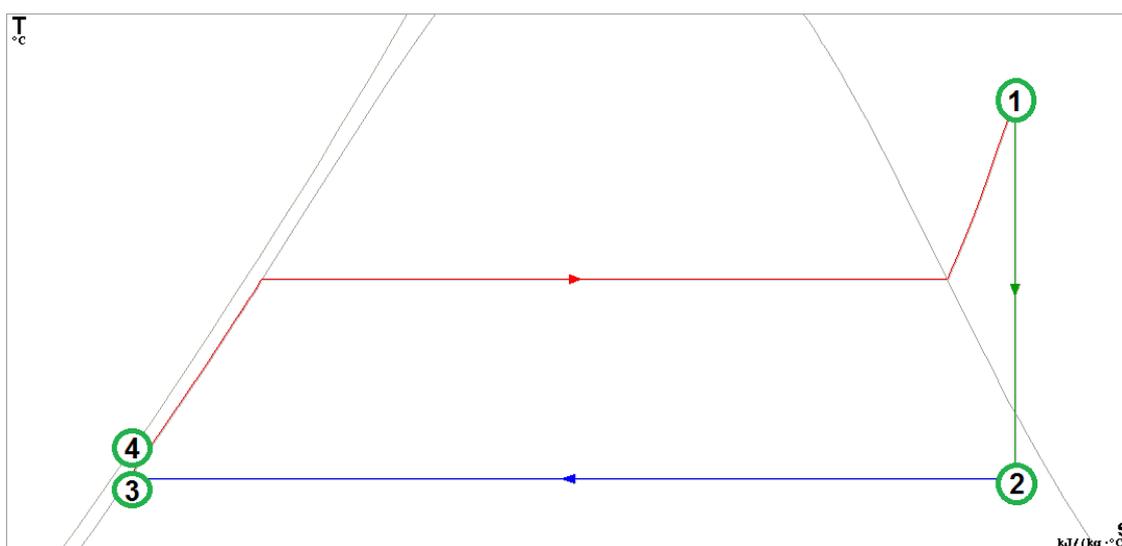


Figura 42: Ciclo ideal Rankine recalentado

En la práctica nuestro ciclo será ligeramente distinto al descrito en la imagen anterior. Esto es así, debido a que en la turbina y en la bomba de alimentación se producen irreversibilidades internas, y en el intercambiador de calor irreversibilidades externas, como se explicó en el punto 3.3.

Dichas irreversibilidades hacen que la entropía aumente tanto en el proceso de expansión de la turbina, como en el proceso de compresión de la bomba, y que la presión caiga ligeramente a lo largo del intercambiador de calor.

El resultado es que el ciclo práctico se aleja del ciclo teórico ideal. En la siguiente imagen (Figura 45) se representa el ciclo real.

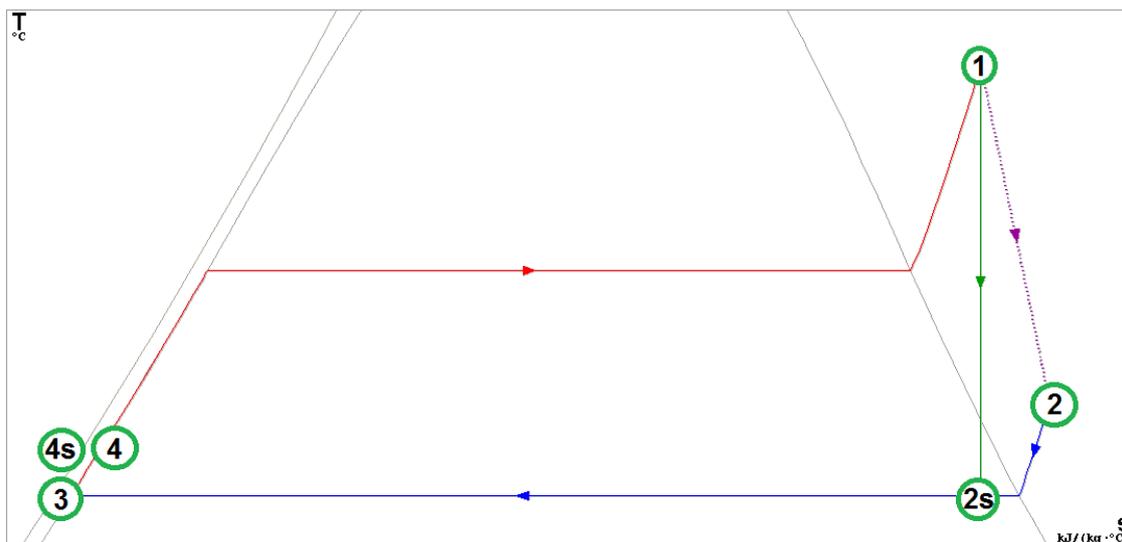


Figura 43: Ciclo Rankine real

- Punto “1”

El punto “1” es el punto de entrada del fluido en la turbina de expansión. Dicho punto se encuentra a 30 bar de presión y 300 °C de temperatura, ya que es la presión y temperatura máxima que nos ofrece la caldera UL-SX de BOSCH que hemos elegido. Mediante las tablas del agua obtenemos más características del punto, como es la entalpía, que es 2994,35 kJ/kg y la entropía, que es 6,54 kJ/kg·K.

- Punto “2s”

El punto “2s” es el punto ideal de la salida del flujo de la turbina de expansión. A la salida elegiremos una presión de 6,5 bar, esto es así debido a que como hemos comentado en capítulos anteriores, queremos aprovechar la entalpía del fluido de salida en un intercambiador de calor, para obtener una cogeneración. El punto “2s” como se observa en la (Figura 43) tiene la misma entropía que el “1”. Mediante las tablas del agua obtenemos la entalpía de dicho punto que es 2676 kJ/kg.

- Punto “2”

El punto “2” es el punto de salida real del fluido de la turbina de expansión. Dicho punto tiene la misma presión que el punto de salida ideal, pero distinta entropía, ya que el rendimiento isoentrópico de la turbina es 57,14%. La fórmula del rendimiento isoentrópico es la siguiente:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Despejamos “ h_2 ” en la fórmula anterior:

$$h_2 = h_1 - \eta_s (h_1 - h_{2s})$$

Obtenemos una entalpía en el punto “2” de 2812,44 kJ/kg.

- Punto “3”

El punto “3” es el punto de salida del fluido del intercambiador de calor. Dicho punto se encuentra a una presión de 6,5 bar, es decir, a la misma presión que la salida de la turbina de expansión. El título de ese punto es $X=0$, ya que como se observa en la (Figura 43) se encuentra en la línea de la campana de líquido saturado. Con esos dos parámetros, ya podemos obtener la entalpía del punto “3” en las tablas del agua, dicha entalpía es 684,22 kJ/kg, y su entropía es 1,96 kJ/kg*K.

- Punto “4s”

El punto “4s” al igual que el punto “2s” es un punto ideal, por lo que no es real. Dicho punto representa la salida ideal del flujo de la bomba de compresión. El punto “4s” tiene la misma entropía que el punto “3”, y su presión será de 30 bar, ya que esa es la presión a la que tiene que comprimir el flujo la bomba, por ser la presión de trabajo de la turbina de expansión. Con esos dos parámetros ya obtenemos la entalpía en las tablas del agua, que será de 686,81 kJ/kg.

- Punto “4”

El punto “4” es el punto de la salida real del fluido de la bomba de compresión. Este punto tiene la misma presión de 30 bar que el punto de salida ideal, pero distinta entropía. El rendimiento isoentrópico de la bomba es del 85%. La fórmula del rendimiento isoentrópico es la siguiente:

$$\eta_s = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

Ahora despejamos “ h_4 ” en la fórmula anterior:

$$h_4 = \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_s} + h_3$$

Obtenemos una entalpía en el punto “4” de 687,27 kJ/kg.

6.3 RESUMEN DE LAS PROPIEDADES DE LOS PUNTOS DE TRABAJO

Punto "1"	
Estado	Vapor sobrecalentado
Temperatura (°C)	300
Presión (bar)	30
Entalpía (kJ/kg)	2994,35
Entropía (kJ/kg*K)	6,54

Punto "2s"	
Estado	Mezcla líquido-vapor
Temperatura (°C)	161,99
Presión (bar)	6,5
Entalpía (kJ/kg)	2676
Entropía (kJ/kg*K)	6,54

Punto "2"	
Estado	Vapor sobrecalentado
Temperatura (°C)	184,21
Presión (bar)	6,5
Entalpía (kJ/kg)	2812,44
Entropía (kJ/kg*K)	6,85

Punto "3"	
Estado	Líquido saturado
Temperatura (°C)	161,98
Presión (bar)	6,5
Entalpía (kJ/kg)	684,22
Entropía (kJ/kg*K)	1,96

Punto "4s"	
Estado	Líquido subenfriado
Temperatura (°C)	162,27
Presión (bar)	30
Entalpía (kJ/kg)	686,81
Entropía (kJ/kg*K)	1,96

Punto "4"	
Estado	Líquido subenfriado
Temperatura (°C)	162,37
Presión (bar)	30
Entalpía (kJ/kg)	687,27
Entropía (kJ/kg*K)	1,96

Figura 44: Resumen de las propiedades de los puntos de trabajo

6.4 CÁLCULO DEL FLUJO DE VAPOR NECESARIO

A la hora de calcular el flujo necesario hay que tener en cuenta varias variables. En este caso hay que tener en cuenta la potencia requerida, los rendimientos mecánicos, tanto de la turbina como del generador, y la entalpía de entrada y de salida del fluido en la turbina de expansión.

Como comentamos en capítulos posteriores, la potencia requerida es de 300 kW, el rendimiento mecánico de la turbina es del 92%, el rendimiento mecánico del generador es del 94%, la entalpía de entrada del fluido en la turbina es de 2994,35 kJ/kg, y la del fluido de salida es de 2812,44 kJ/kg.

Primero calcularemos la potencia necesaria en la turbina teniendo en cuenta los rendimientos mecánicos. Lo haremos mediante la siguiente ecuación:

$$W_{Turbina} = \frac{W_{requerida}}{\eta_{mec Turbina} \cdot \eta_{mec Generador}}$$

Despejando obtenemos una potencia en la turbina de 346,90 kW.

La fórmula de la potencia de la turbina es la siguiente:

$$W_{Turbina} = m (h_1 - h_2)$$

En la formula anterior despejamos (m), que es el flujo.

$$m = \frac{W_{Turbina}}{h_1 - h_2}$$

Esto nos da un flujo necesario de **1,907 kg/s**, o lo que es lo mismo **6866 kg/h**.

6.5 CÁLCULO DE LA POTENCIA TÉRMICA RECUPERADA EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En el intercambiador de calor como se ha explicado anteriormente circularan dos corrientes, una caliente y otra fría.

La corriente caliente será la que sale de la turbina de contrapresión, esta tendrá un flujo de 6866 kg/h, unas condiciones de temperatura de 184,21 °C, y una presión de 6,5 bar. Dicha corriente se enfría hasta que alcanza la condición de líquido saturado.

Con la corriente caliente calentamos una corriente fría, para posteriormente aprovecharla con un sistema de calefacción.

La corriente fría de entrada se encuentra a 1 bar de presión y 55 °C de temperatura. Esa es la temperatura típica de retorno de un sistema de calefacción por agua. A la salida conseguimos calentar esa corriente fría hasta los 75 °C.

Una vez obtenida esa corriente a 75 °C ya la podemos aprovechar para su uso en calefacción, dicho uso puede ser mediante radiadores, fancoil, etc.

Proporcionándole los datos anteriores a ANTUMEC INGENIERÍA Y SERVICIOS que es nuestra empresa proveedora, esta nos ha dimensionado el intercambiador.

En dicho dimensionamiento se puede ver que el flujo de la corriente fría será de **174148 kg/h**.

Finalmente la potencia térmica recuperada en el intercambiador será la siguiente:

$$V = 4122 \text{ kW}$$

En el Anexo 3 de este documento se puede ver el dimensionamiento del intercambiador de calor.

6.6 CÁLCULO DEL CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA QUE SE PRODUCE EN LA CALDERA DE COMBUSTIÓN

La caldera de combustión como se ha explicado anteriormente tiene la función de calentar el fluido de trabajo.

En nuestra instalación, el fluido de trabajo gracias a la caldera de combustión pasa de la condición de 30 bar y 162,37 °C, a la de 30 bar y 300 °C.

Proporcionándole estos datos a nuestro suministrador de calderas “BOSCH”, este realiza el diseño de la caldera pertinente. Al dimensionar la caldera, se obtiene que la energía primaria necesaria para alimentar la caldera, y poder obtener las condiciones de vapor necesarias es la siguiente:

$$Q = 5214 \text{ kW}$$

Dicha energía se obtiene de la combustión del biogás que alimenta la caldera.

6.7 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE LA COGENERACIÓN

El rendimiento de la cogeneración evalúa el porcentaje de energía primaria, convertido en calor y electricidad útil en el sistema de cogeneración. En sistemas de vapor donde únicamente se produce electricidad, ese rendimiento suele estar en torno a un 40%. En cambio en los sistemas de cogeneración puede alcanzar valores de hasta un 90%.

La fórmula del rendimiento de la cogeneración es la siguiente:

$$R = \frac{E + V}{Q}$$

Donde:

Q = Consumo de energía primaria, medida por el poder calorífico inferior de los combustibles utilizados.

V = Producción de calor útil.

E = Energía eléctrica generada medida en bornes del alternador. Ha dicha energía hay que restarle la energía eléctrica utilizada en la bomba de alimentación, aunque al ser un valor muy inferior a la generada en el alternador se puede despreciar (22).

Resolviendo la fórmula obtenemos un rendimiento del sistema de cogeneración del:

$$\eta = 84,81\%$$

6.8 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE

A la hora de instalar un sistema de cogeneración, hay que tener en cuenta el rendimiento eléctrico equivalente (REE).

Cuando la instalación de cogeneración se encuentra conectada a la red eléctrica, como es este caso, el Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, nos obliga a que el REE sea superior a un valor determinado.

Dicho valor depende del tipo de combustible e instalación, y se puede encontrar en el Anexo 1 del citado Real Decreto.

El valor del REE será inspeccionado periódicamente por La Administración General del Estado, a través de la Comisión Nacional de la Energía, y su incumplimiento acarreará penalizaciones y sanciones.

Nuestra instalación está alimentada por Biogás, y la potencia instalada es menor a 1MW. Con dichos datos en el anexo 1 de dicho Real Decreto observamos que el REE mínimo que debe cumplir nuestra instalación será del 40%.

La fórmula del REE es la siguiente:

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0,9}}$$

Donde los valores “E”, “Q”, y “V” ya se ha explicado anteriormente lo que representan.

Resolviendo la ecuación obtenemos un REE del:

$$REE = 47,31\%$$

Con lo que al ser mayor del 40%, nuestra cogeneración si cumpliría el REE mínimo exigido por la normativa (22).

6.9 ANIMALES NECESARIOS PARA PRODUCIR LA ENERGÍA

Como hemos calculado en el punto 6.6, en la caldera se consumen 5214,11 kW de energía primaria.

El biogás de esta explotación tiene un poder calorífico de 6174 kcal por m³ de biogás generado, o lo que es lo mismo 7,18 kWh/m³. Por lo que serán necesarios 726,2 m³ de biogás cada hora para satisfacer los requerimientos de la instalación, o lo que es lo mismo 17428,8 m³ de biogás al día.

Finalmente, sabiendo que cada animal produce aproximadamente 0,032 m³ de biogás al día, necesitaremos una explotación de **544650 pollos** para producir la cantidad de energía requerida.

Aunque parezca un número elevado, cabe considerar que las explotaciones avícolas poseen un número de animales mucho superior a otras explotaciones como las porcinas o las vacunas, y que a nivel mundial ya existen explotaciones avícolas que superan los tres millones de animales.

CAPÍTULO VII

ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN

7.1 INTRODUCCIÓN

En este séptimo capítulo se realizará un estudio económico de la instalación.

Por una parte, se calculará el precio de los principales equipos de la instalación, gracias a los presupuestos facilitados por las empresas suministradoras. También se calculará el precio de la elaboración del proyecto, y el precio anual de operación del sistema.

Por otra parte se calculará el ahorro anual que se produce al usar biogás, comparado con otras fuentes de energía como pueden ser el gas natural o el gasóleo.

Finalmente se calculará el periodo de retorno de la inversión, suponiendo que se vende el 50% de la energía eléctrica generada.

7.2 PRECIO DE LA INSTALACIÓN

7.2.1 PRECIO DEL TURBOGENERADOR

Como se comentó en el capítulo V, el turbogenerador finalmente elegido fue el SST-040 del fabricante SIEMENS, la adquisición de dicho turbogenerador engloba todos los siguientes equipos y servicios:

- Turbina PASCH/STE SST-040.
- Reductor integrado SIEMENS.
- Unidad de aceite de lubricación y mando.
- Cuadro de control local.
- Generador síncrono 400 V – 50 Hz.
- Sistema de acondicionamiento de vapor.
- Servicios de empaquetado, transporte, montaje, puesta en marcha y pruebas.

Las condiciones de pago son a negociar con la empresa, y el plazo de entrega es aproximadamente 8 meses después de realizar el pedido.

El precio total asciende a TRESCIENTOS SETENTA Y OCHO MIL EUROS.

Precio total = 378.000 € + IVA

7.2.2 PRECIO DE LA CALDERA DE COMBUSTIÓN

La caldera de combustión elegida como se comento fue la UL-SX del fabricante BOSCH. La adquisición de dicha caldera engloba la adquisición de los siguientes componentes:

- Caldera y equipamiento.
- Superheater module SHM (UL-SX).
- Economizador ECO 1.
- Panel de control de la caldera BCO.
- Equipo de combustión.
- Módulo de regulación de gas GRM.
- Módulo contador de gas GMM.
- Módulo de bomba PM.
- Módulo contador de petróleo OCM.
- Medición caudal vapor saturado.
- Medición caudal agua alimentación.

La garantía de la caldera es de 12 meses a partir de la puesta en marcha de la misma, pudiéndose retrasar como máximo 3 meses la puesta en marcha.

Las condiciones de pago son el 50% del precio del equipo como anticipo para confirmar la orden, y el 50% restante al producirse la entrega.

En cuanto al montaje, conexión, y puesta en marcha del intercambiador, estos no están incluidos en la oferta y correrán a cargo del cliente.

El plazo de entrega estimado es de 22 semanas a contar desde la completa aclaración técnica y comercial, se haya confirmado la aceptación de la oferta por escrito, y se haya recibido la confirmación de orden con el respectivo anticipo. La caldera se entregará en la fábrica de la empresa en Alemania.

El precio total asciende a TRESCIENTOS TREINTA Y SIETE MIL OCHOVIENTOS SESENTA EUROS.

Precio total = 337.860 € + IVA

7.2.3 PRECIO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador de calor elegido, como se comentó en el capítulo V es el que nos proporciona la empresa ANTUMEC INGENIERÍA Y SERVICIOS.

Dicha empresa nos ofrece una garantía sobre el equipo de 12 meses. La garantía cubre defectos de fabricación bajo condiciones normales de operación.

En cuanto al montaje, conexión, y puesta en marcha del intercambiador, estos no están incluidos en la oferta y correrán a cargo del cliente.

Las condiciones de pago son el 50% del precio del equipo se abona al hacer el encargo, y el 50% restante al producirse la entrega.

El plazo de entrega es aproximadamente 4 semanas después de realizar el pedido, y la entrega se producirá en la fábrica de la empresa de Santiago de Chile.

El precio asciende a NUEVE MIL QUINIENTOS SESENTA Y CUATRO EUROS.

Precio total = 9.564 € + IVA

7.2.4 PRECIO DEL BIODIGESTOR

El biodigestor como se ha explicado en el capítulo II es el equipo necesario para transformar los residuos en el biogás.

Hay diversas empresas que nos pueden proporcionar un biodigestor para nuestra instalación, algunas de ellas son: “Ingeniería y Desarrollos Renovables, S.L.”, “Ecologic Biogás, S.L.” o “Biogemex”.

El equipo del biodigestor lleva ya incorporados todos los sistemas para tratar previamente los residuos, y así adecuarlos para una óptima biodigestión.

El precio total del biodigestor será de unos TRESCIENTOS VEINTE MIL EUROS.

Precio total = 320.000 € + IVA

7.2.5 PRECIO INSTALACIÓN Y TRANSPORTE

A los precios anteriormente citados hay que sumar los precios de instalación y transporte, ya que en algunos de los equipos no están incluidos.

También hay que estimar el coste de obra civil para adecuar las instalaciones y hacer las bases correspondientes sobre las que descansaran los diferentes equipos.

El precio total de dichas operaciones se estimará en 20 MIL EUROS.

Precio total = 20.000 € + IVA

7.2.6 PRECIO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Para la elaboración de este proyecto se ha necesitado el trabajo de un ingeniero.

Para el cálculo del precio de realización del proyecto, se estima que el tiempo empleado rondaría las 245 horas. El coste por hora del ingeniero sería de 35€, seguridad social incluida.

Con lo cual el coste total de la elaboración del proyecto será de OCHO MIL QUINIENTOS SETENTA Y CINCO EUROS.

Precio total = 8.575 €

7.2.7 PRECIO TOTAL DEL SISTEMA TÉRMICO

El coste total de la instalación del sistema térmico de cogeneración, es la suma de los precios anteriormente descritos, más el IVA, que actualmente es del 21%.

Realizando la suma el coste de la instalación ascendería a UN MILLÓN, DOSCIENTOS NOVENTA Y SIETE MIL, SETECIENTOS TREINTA Y OCHO EUROS.

Precio total = 1.297.738 €

7.3 PRECIO ANUAL DE OPERACIÓN

Este sistema térmico, además de su coste de instalación, lleva asociado un coste anual de operación. Ese coste de operación es debido principalmente a su mantenimiento.

El mantenimiento de dicho sistema térmico será llevado a cabo por un técnico, ese técnico se encargará tanto de la gestión del digestor, como de la gestión del sistema de cogeneración. Se establece que la ocupación del técnico en el sistema será de media jornada. El gasto anual de salario de ese técnico, con la seguridad social incluida será de 11.000 euros.

Por otra parte, el mantenimiento además de los costes del personal llevará asociados otros costes debido a repuesto de piezas, reparaciones, etc. Dichos costes se establecerán anualmente en 12.000 euros, IVA incluido.

Con lo cual, sumando los gastos anteriores, el coste anual de operación del sistema térmico se establece en VEINTITRES MIL EUROS.

Precio total = 23.000 €

7.4 AHORRO ANUAL UTILIZANDO BIOGÁS FRENTE AL GAS NATURAL

En nuestra caldera de combustión estamos introduciendo biogás para obtener la energía necesaria. Como se calculó en el apartado 6.6 la energía primaria necesaria es de 5.214,11 kWh. Al año dicho consumo de energía ascendería a 45.675.903 kWh.

Ahora vamos a calcular el precio de dicha energía si está es proporcionada mediante gas natural. El precio del kWh de gas natural lo podemos obtener de cualquier factura doméstica, en concreto el precio del kWh de gas natural utilizado será el que nos ofrece "Iberdrola", que a fecha de Febrero de 2017 es de 0,04350 €/kWh.

Con lo que, el ahorro anual al usar biogás en lugar de gas natural será de, UN MILLON, NOVECIENTOS OCHENTA Y SEIS MIL NOVECIENTOS UN EUROS.

Ahorro total = 1.986.901 €

7.5 AHORRO ANUAL UTILIZANDO BIOGÁS FRENTE AL GASOLEO

En este apartado, vamos a calcular el ahorro equivalente utilizando gasóleo C como energía primaria en lugar de usar biogás.

El precio del kWh de gasóleo C, se puede consultar en el informe de precios energéticos, del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. En dicho informe el precio a 19 de enero de 2017 asciende a 4,54 c€/kWh (61).

Con los datos anteriores se puede calcular el ahorro anual del biogás frente al gasóleo C, dicho ahorro asciende a, DOS MILLONES, SETENTA Y TRES MIL, SEISCIENTOS OCHENTA Y CINCO EUROS.

Ahorro total = 2.073.685 €

7.6 PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN

El periodo de retorno de la inversión depende de los ingresos que nos reporte la instalación. Los ingresos de esta instalación se producen al vender el exceso de energía eléctrica generada.

Para calcular los ingresos vamos a suponer que se vende la mitad de la energía eléctrica producida. Esto sería 150 kW, lo que anualmente nos daría un total de 1.314.000 kWh.

Como se muestra en la (figura 13 de) este trabajo, el precio de venta de la energía eléctrica procedente del biogás está compuesta principalmente por dos valores. Esos valores son la tarifa regulada, y la prima de referencia. La prima de referencia solo se concede los primeros 15 años de vida de la instalación (22),(23).

El precio aportado por la tarifa regulada es de 14,4147 c€/kWh, y el de la prima de referencia de 11,3753 c€/kWh. Eso nos daría unos beneficios anuales por la venta de electricidad de **338.880 €**

Sabiendo los ingresos anuales procedentes de la venta de la electricidad, el precio anual de operación, y el precio total del sistema térmico, ya podemos calcular el periodo de retorno de la inversión.

Tiempo retorno de la inversión = 4,11 años

ANEXOS

ANEXO 1: RELACIÓN DE EMPRESAS CONTACTADAS PARA SOLICITAR INFORMACIÓN DEL EQUIPO NECESARIO.

➤ Turbogenerador

- Siemens AG
- Buffalo Turbine LLC
- Navantia
- HPI, LLC
- Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd
- ShaanGu EKOL
- Titsa (Perú)
- AIC INTERNACIONAL
- Blohm + Voss
- LOHRMANN GROUP
- TGM (Mexico)
- QNP (China)

➤ Caldera de combustión

- Aningas Ergos S.A.
- BOSCH
- Calderas Continental
- Viessmann
- ATTSU
- AMSTEL INGENIERÍA S.A. (Argentina)

➤ Bomba de alimentación

- Aguamarket
- Grundfos
- OSNA-Pumpen GmbH
- GLOBE
- VIKING PUMP
- Goulds Pumps

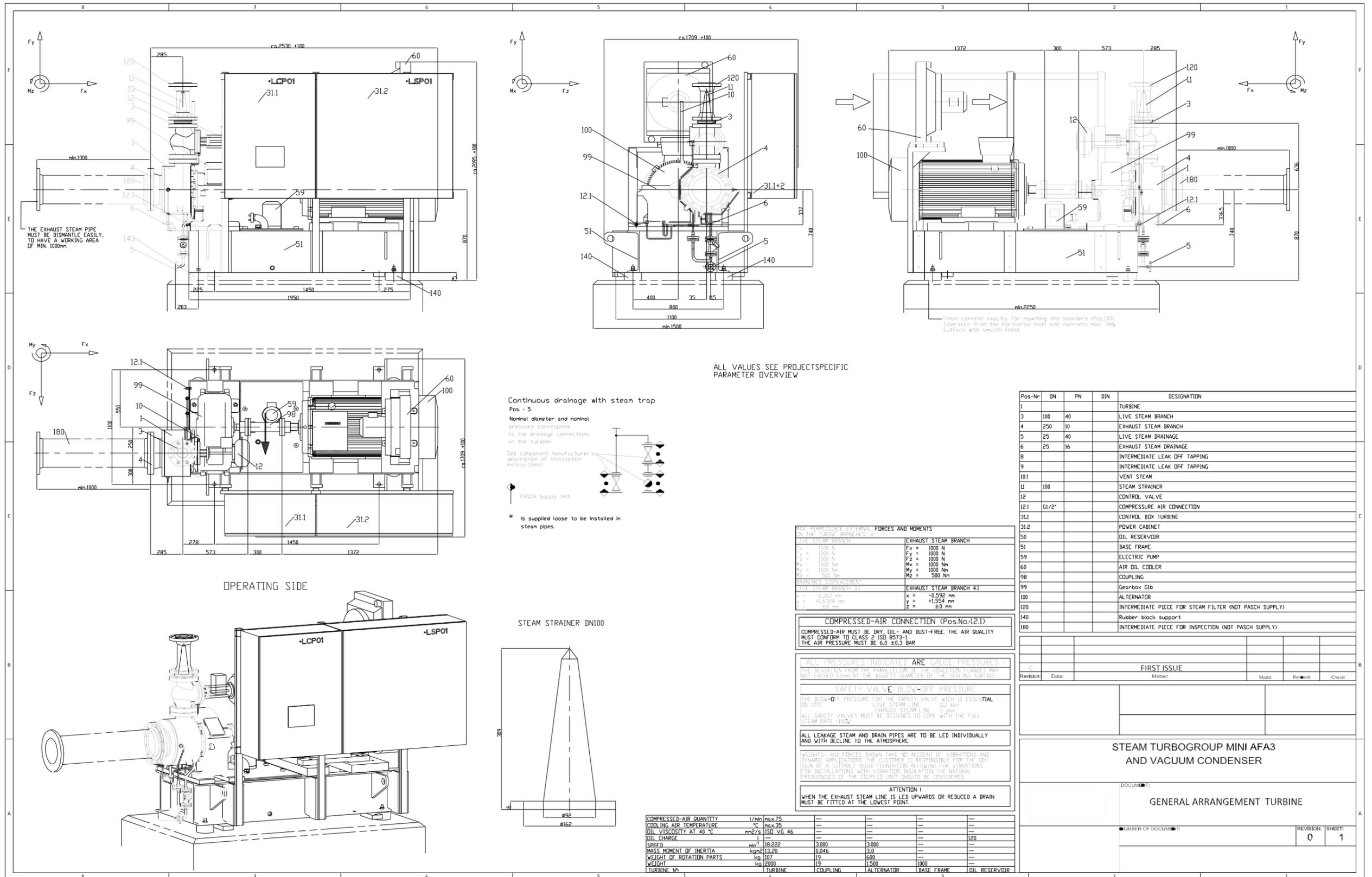
➤ **Intercambiador de calor**

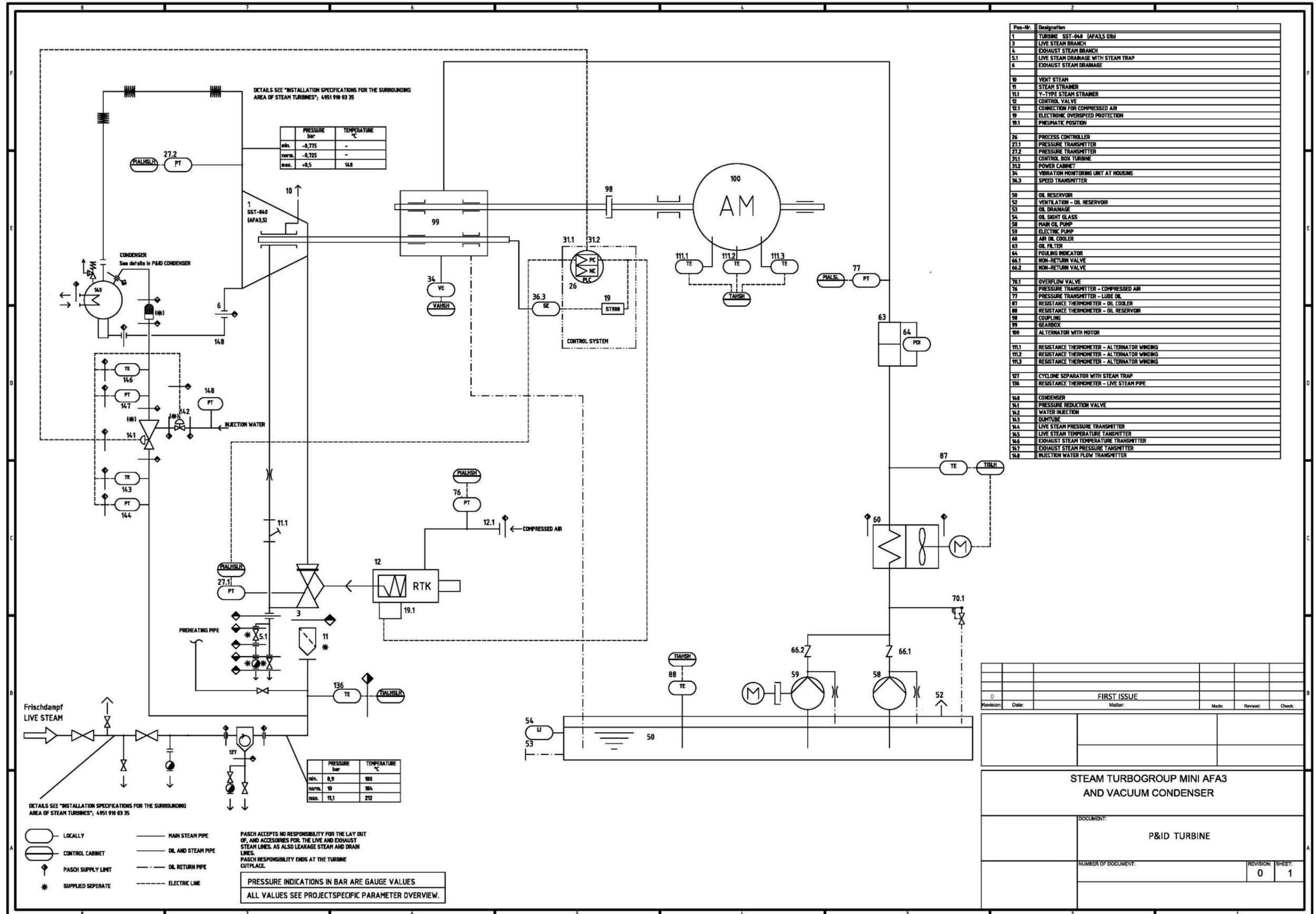
- Funke
- Setec
- Metsol Tecnologías y Servicios, S.A. de C.V.
- Termofluidos (Venezuela)
- Spirax-Sarco Engineering
- Praise (Guatemala)
- Xylem Water Solutions España SA
- ANTUMEC Ingeniería y Servicios (Chile)
- Standard Xchange

➤ **Biodigestor**

- Ingeniería y Desarrollos Renovables, S.L.
- Ecologic Biogás, S.L.
- Biogemex (Mexico)

ANEXO 2: PLANOS DEL TURBOGENERADOR SST-040.





ANEXO 3: PLANO Y HOJA DE ESPECIFICACIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR ELEGIDO.

DATOS DE DISEÑO			
	Presión Diseño	Presión Prueba	Temp. Diseño
Lado Tubos	10,00 bar	13,00 bar	120,00 °C
Lado Carcasa	10,00 bar	13,00 bar	200,00 °C

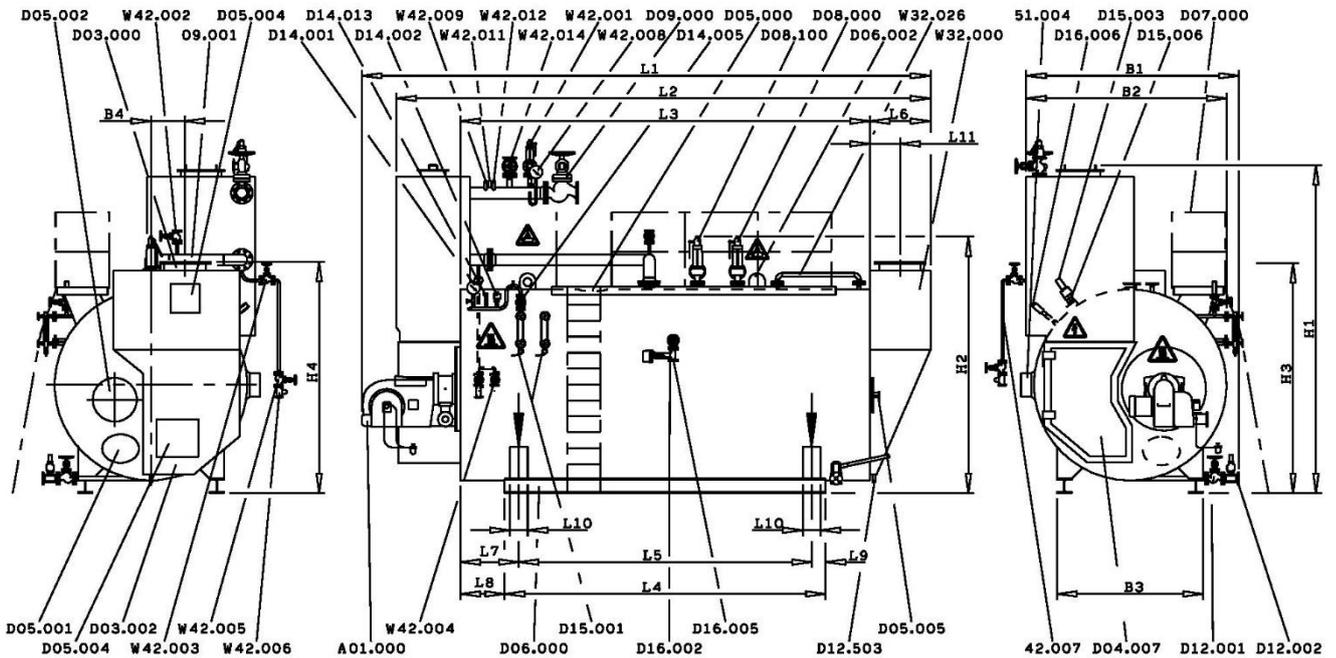
Cabezales	acero carbono	S2	1	4"	ANSI #150	Salida Condensado	
Carcasa	acero carbono	S1	1	8"	ANSI #150	Entrada Vapor	
Baffles	acero carbono	T2	1	8"	ANSI #150	Salida Agua	
Placas tubulares	acero carbono	T1	1	8"	ANSI #150	Entrada Agua	
Tubos	acero carbono	Boquilla	Cant.	Medida	Especificación	Descripción	
MATERIALES				CUADRO DE CONEXIONES			
Notas:				Intercambiador de Calor Tubo y Carcasa			
1. Dibujo referencial sólo para efectos de Cotización				Cliente: Víctor Santa María Proyecto: Calentador de Agua			
2. Medidas referenciales y sujetas a variación							
3. Dirigido para el conocimiento y uso exclusivo cliente				Fecha: 10-02-2017			
4. Dimensiones expresadas en milímetros							

0	Cotización	10-02-17
Rev	Descripción	Fecha
	Revisiones	

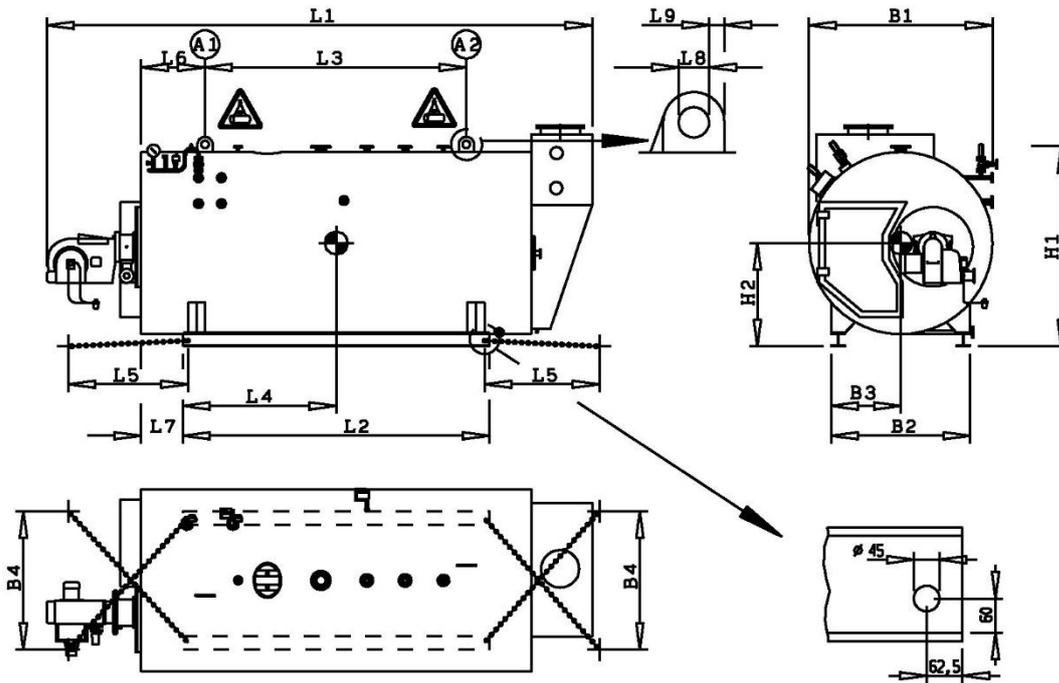
HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET										Page 1	
										SI-bar Units	
Customer					Job No.						
Victor Santa María					Reference No.						
Address					Proposal No.						
Plant Location					Date 10-02-2017 Rev						
Service of Unit Calentador de Agua					Item No.						
Size 488,95 x 1250 mm					Type BEU		Horizontal		Connected In 1 Parallel 1 Series		
Surf/Unit (Gross/Eff) 16,564 / 16,119 m2					Shell/Unit 1		Surf/Shell (Gross/Eff) 16,564 / 16,119 m2				
PERFORMANCE OF ONE UNIT											
Fluid Allocation			Shell Side				Tube Side				
Fluid Name			Vapor				Agua				
Fluid Quantity, Total kg/hr			6866,0				174148				
Vapor (In/Out)			6866,0								
Liquid							6866,0		174148		174148
Steam			6866,0								
Water							6866,0		174148		174148
Noncondensables											
Temperature (In/Out) C			184,00		161,44		55,00		75,00		
Specific Gravity							0,9075		0,9852		0,9737
Viscosity mN-s/m2			0,0153		0,1686		0,5040		0,3891		
Molecular Weight, Vapor											
Molecular Weight, Noncondensables											
Specific Heat kJ/kg-C			1,9973		4,5544		4,2276		4,2604		
Thermal Conductivity W/m-C			0,0336		0,6814		0,6458		0,6601		
Latent Heat kJ/kg			2114,2		2114,9						
Inlet Pressure bar			6,500				1,000				
Velocity m/s			5,04				2,78				
Pressure Drop, Allow/Calc bar			0,000		0,041		0,000		0,301		
Fouling Resistance (min) m2-K/W			0,000000				0,000088				
Heat Exchanged 4122, kW					MTD (Corrected) 96,1 C						
Transfer Rate, Service 2661,4 W/m2-K					Clean 4357,8 W/m2-K		Actual 2869,6 W/m2-K				
CONSTRUCTION OF ONE SHELL								Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
Design/Test Pressure barG			10,00 / 13,00		10,00 / 13,00						
Design Temperature C			200,00		120,00						
No Passes per Shell			1		2						
Corrosion Allowance mm			1,587		1,587						
Connections			1 @ 205,00		1 @ 205,00						
Size & Rating			1 @ 102,26		1 @ 205,00						
Intermediate			@		@						
Tube No.			OD mm		Thk(Avg) mm		Length mm		Pitch mm		
Tube Type Plain			Material Carbon steel								Tube pattern
Shell Carbon steel			ID		OD		mm		Shell Cover Carbon steel (Integ.)		
Channel or Bonnet Carbon steel			Channel Cover								
Tubesheet-Stationary Carbon steel			Tubesheet-Floating								
Floating Head Cover			Impingement Plate None								
Baffles-Cross Carbon steel			Type		%Cut (Diam)		Spacing(c/c)		Inlet mm		
Baffles-Long			Seal Type None								
Supports-Tube			U-Bend								Type None
Bypass Seal Arrangement 0			pairs seal strips		Tube-Tubesheet Joint		Strength welded				
Expansion Joint			Type								
Rho-V2-Inlet Nozzle 1046,8			kg/m-s2		Bundle Entrance 2128,2		Bundle Exit 1,50		kg/m-s2		
Gaskets-Shell Side			Tube Side								
-Floating Head											
Code Requirements					TEMA Class C						
Weight/Shell 788,62			kg		Filled with Water 1146,6		kg		Bundle 430,49 kg		
Remarks:											

Reprinted with Permission (v7,20 .1)

ANEXO 4: PARTES Y DIMENSIONES DE LA CALDERA UL-SX.



09.001	Tubería de vapor	D14.005	Válvula de interrupción
42.007	tubería de drenaje recalentador	D14.013	Transductor de presión
51.004	caja de bornes	D15.001	Indicador de nivel 1
A01.000	Quemador		Indicador de nivel 2
D03.000	Conexión de gas de escape	D15.003	Transmisor de nivel
D03.002	Cámara de gas de escape	D15.006	Limitador de nivel
D04.007	Junta atomillada de cámara de inversión	D16.002	Válvula de purga sales ⁵⁾
D05.000	Abertura para inspección lado de vapor	D16.005	Válvula para control de purga sales
D05.001	Abertura para inspección en el lado del agua	D16.006	Transmisor de conductividad opción
D05.002	Abertura para inspección zona de gases	W32.000	intercambiador de calor de gases de escape
D05.004	Abertura para inspección zona de gases	W32.026	Tubería conexión
D05.005	Mirilla de observación de la llama	W42.001	Válvula de seguridad
D06.000	Base de apoyo	W42.002	válvula cierre de aireación
D06.002	Cáncamos para transporte	W42.003	Grifo de purga
D07.000	Plataforma de servicio opción	W42.004	Válvula de interrupción opción
D08.000	Válvula de seguridad 1	W42.005	Válvula de interrupción opción
D08.100	Válvula de seguridad 2	W42.006	Válvula salida condensados opción
D09.000	Válvula interrupción de vapor	W42.008	Indicador de presión
D12.001	Grifo de purga	W42.009	indicador de temperatura
D12.002	Válvula de cierre rápido de purga de lodos	W42.011	termostato
D12.503	Conexión para drenaje condensado de gas de escape	W42.012	Limitador de temperatura
D14.001	Indicador de presión (con comprobación de funcionamiento)	W42.014	válvula interrupción de arranque motorizado
D14.002	Limitador de presión		



Explicación de los símbolos



Los equipos elevadores sólo deben sujetarse en los puntos previstos



centro de gravedad

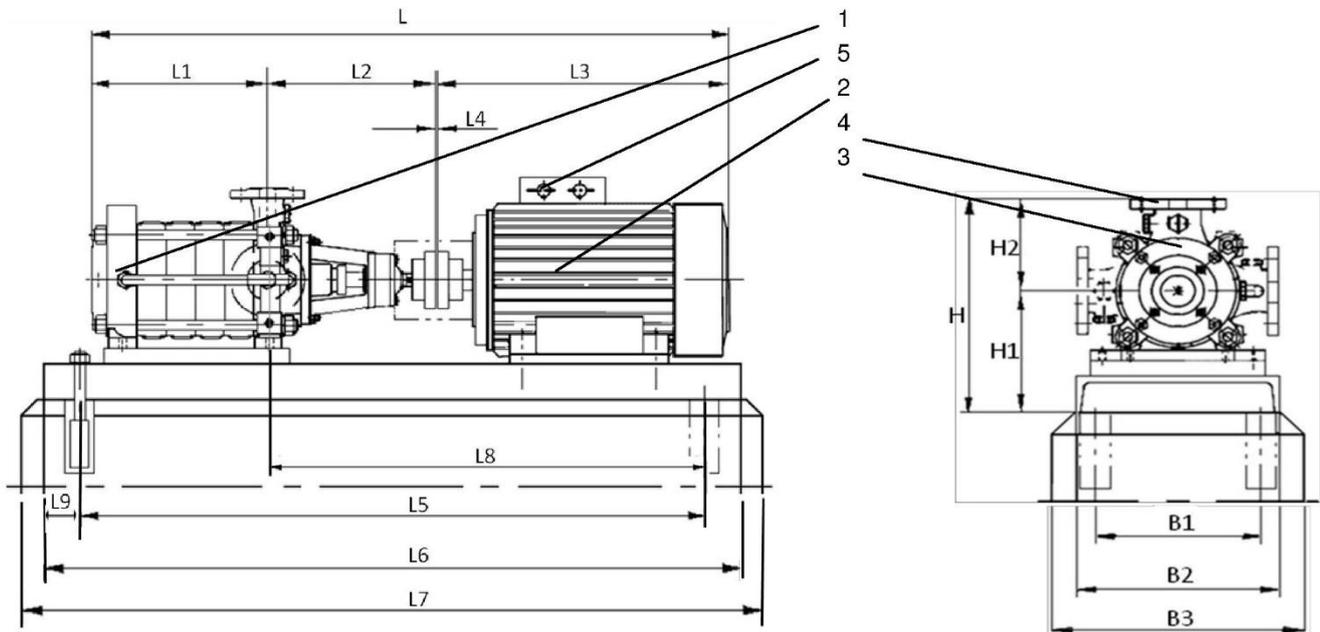


Medio de sujeción

Dimensión						
L 1	L 3	L 6	L 8	L 9	B 1	H1 ¹⁾
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
7625	3415	835	105	73	2651	2958

Base de apoyo				centro de gravedad			Norma de punto de unión	
L 2	L 7	B 2	Viga de alas anchas	L 4	B 3	H 2	L 5	B 4
[mm]	[mm]	[mm]	[IPB - HEB - DIN1025]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
4000	500	1890	180	2060	931	1365	≥ 1000	≥ 1890

ANEXO 5: PARTES Y DIMENSIONES DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN DE LA CALDERA UL-SX.



- | | | | |
|---|----------------------------------|---|-------------------------------|
| 1 | bomba | 4 | Conexión para lado de presión |
| 2 | Motor de la bomba | 5 | Caja de bornes del motor |
| 3 | Conexión para lado de aspiración | | |

Dimensión									
L	L 1	L 2	L 3	L 4	L 5	L 6	L 7	L 8	L 9
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
1637	718	309	604	6	1740	1800	1950	955	30

Dimensión						Conexión para			
B 1	B 2	B 3	H	H 1	H 2	3 ¹⁾		4 ¹⁾	
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	DN	PN	DN	PN
320	400	550	447	272	175	65	16	32	40

BIBLIOGRAFÍA

1. España. REAL DECRETO 1393/2007, de 29 de octubre, por el que se establece la ordenación de las enseñanzas universitarias oficiales. Boletín Oficial del Estado. 2007;44037–48.
2. Comité académico del máster en ingeniería industrial. Normas generales sobre la elaboración, contenido y presentación del trabajo fin de máster. 2014;1–4.
3. Weiland P. Biogas production: Current state and perspectives. *Appl Microbiol Biotechnol*. 2010;85(4):849–60.
4. Abdeshahian P, Lim JS, Ho WS, Hashim H, Lee CT. Potential of biogas production from farm animal waste in Malaysia. *Renew Sustain Energy Rev*. 2016;60:714–23.
5. Hosseini SE, Wahid M a., Abuelnuor AAA. Biogas Flameless Combustion: A Review. *Appl Mech Mater*. 2013;388:273–9.
6. Banco de gráficas. <http://www.transicionenergeticaycc.org/web/es/banco-de-graficas/>.
7. Team International Energy Agency W. World Energy Outlook 2015 - Executive Summary - Spanish version.
8. Jeong C, Kim T, Lee K, Song S, Chun KM. Generating efficiency and emissions of a spark-ignition gas engine generator fuelled with biogas-hydrogen blends. *Int J Hydrogen Energy*. 2009;34(23):9620–7.
9. Hosseini SE, Wahid MA. Development of biogas combustion in combined heat and power generation. *Renew Sustain Energy Rev*. 2014;40:868–75.
10. El Cambio Climático | AcercaCiencia [Internet]. Available from: <http://www.acercaciencia.com/2015/05/29/el-cambio-climatico/>.
11. Resumen del Plan de Energías Renovables 2011-2020.
12. Ministerio de Industria Energía y Turismo. La Energía en España. 2014.
13. Roset JM. Energías renovables en España: situación actual y perspectivas de futuro. 2012.
14. Margarit J. Contexto Actual y Perspectivas de las Energías Renovables. 2015.
15. Appels L, Baeyens J, Degrève J, Dewil R. Principles and potential of the anaerobic digestion of waste-activated sludge. *Prog Energy Combust Sci*. 2008;34(6):755–81.
16. IDAE. Biomasa: Digestores anaerobios. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). 2007.
17. Bijman T. Biogas from Poultry Waste – a case. Dorset Symp. 2014;(June).

18. Bove R, Lunghi P. Electric power generation from landfill gas using traditional and innovative technologies. *Energy Convers Manag.* 2006;47(11–12):1391–401.
19. Anaerobic Digestion and Biogas Association (ADBA). Producing and using BIOGAS. *Pract Guid to AD.* 2014;59–80.
20. Pascual A, Ruiz B, Gomez P, Flotats X, Fernández B. Situación y potencial de generación de biogás. *Estudio Técnico PER 2011-2020.* Idae -Instituto para la Divers y Ahorr la energía. 2011;100.
21. Yechiel A, Shevah Y. Optimization of energy generation using landfill biogas. *J Energy Storage.* 2016;7:93–8.
22. Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo. 2007;1–41. Available from: <https://www.boe.es/boe/dias/2007/05/26/pdfs/A22846-22886.pdf>
23. Espanya. Boletín Oficial del Estado (BOE). 2014;39355–7. Available from: <http://www.minetur.gob.es/>.
24. Reyes M, Tinaut F V., Melgar A, Pérez A. Characterization of the combustion process and cycle-to-cycle variations in a spark ignition engine fuelled with natural gas/hydrogen mixtures. *Int J Hydrogen Energy.* 2016;41(3):2064–74.
25. Tinaut F V., Melgar A, Giménez B, Reyes M. Prediction of performance and emissions of an engine fuelled with natural gas/hydrogen blends. *Int J Hydrogen Energy.* 2011;36(1):947–56.
26. Yoon SH, Lee CS. Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas-biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine. *Fuel Process Technol [Internet].* 2011;92(5):992–1000. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.12.021>.
27. Quesada R, Salas N, Arguedas M, Botero R. Generación de energía eléctrica a partir de biogás. *Tierra Trop.* 2007;3:139–47.
28. García Garrido S. *Centrales termoeléctricas de Biomasa.* 2015.
29. Mataix C. *Turbomaquinas Termicas.* 1973.
30. Moran J, Shapiro N. *Fundamentos de termodinámica técnica.* 2004.
31. Muñoz Torralbo M, Payri Gonzalez P. *Turbomáquinas térmicas.* 1978.
32. Russell, Adebisi. *Termodinámica clásica.*
33. Paper C, Peris B, Jaume U. Optimización teórica del ciclo Rankine orgánico (ORC) para el aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura. 2015.
34. ENERGIZA. *Especial Turbinas de Vapor.* 2011;12.

35. Aguilar LA. Estudio de mejora de la condición de operación en una turbina de vapor elliott modelo dyr. 2007.
36. SIEMENS. Siemens Turbomachinery Equipment. 2010;(April 2007):1–37.
37. Fundacion de la Energia de la Comunidad de Madrid. Guía Básica De Calderas Industriales Eficientes. 2013;162.
38. VIESSMANN. Guia de calderas industriales eficientes.
39. Franz E. Comparativa de caldera pirotubular y caldera acuotubular.
40. GRUNDFOS INDUSTRY. Manual De Bombeo. Grundfos Ind Solut. 2013;151.
41. WORLD PUMPS. Energy efficiency: The drive for improved industry benefits Also : Pumps and circular economy. 2016;(587).
42. Jaramillo OA. Intercambiadores De Calor. 2007;15–6.
43. Paz J. Control de intercambiadores de calor, columnas de destilación y PH. 2016.
44. Llorente P. Generador inverter.
45. Federación de enseñanza de CC.OO.de Andalucía. Estudio de diferentes formas de obtener energía eléctrica. 2009;.
46. García Garrido S. Centrales térmicas de ciclo combinado.
47. TGM. Turbinas de Vapor Acción Modelo TS-P Contrapresión.
48. TGM. Turbinas de Vapor Acción Modelo TG Contrapresión.
49. TGM. Turbinas de Vapor de Acción Modelo TMFlex Contrapresión.
50. SIEMENS. Turbinas de vapor prediseñadas. 2013.
51. PNPOWER. Catálogo turbinas contrapresión.
52. BUFFALO TURBINES. Soluciones en Turbinas a Vapor.
53. LOHRMANN INTERNATIONAL. Turbine KKK/CF 5 G. 1983;65183.
54. ATTSU. Calderas de vapor modelo RL.
55. ATTSU. Calderas de vapor modelo HH.
56. BOSCH. Calderas de vapor. 2012.
57. VIESSMANN. Soluciones de gran eficiencia para instalaciones de mediana y gran potencia. :28–30.
58. Standard Xchange. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos. 2013.

59. Standard Xchange. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos. 2015.
60. FUNKE. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos.
61. IDAE. Informe de precios energéticos: Combustibles y carburantes. 2016.