



Universidad
Carlos III de Madrid

TRABAJO FIN DE GRADO

Estudio Avanzado de Combustión de la Biomasa
Forestal en Caldera de Parilla

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Álvaro Nevado Monmeneu
Tutor Académico: Mathieu Legrand
Co-tutor: Diego Hernández Crevillén

Leganés, Enero 2016



AGRADECIMIENTOS

Primeramente quiero agradecer a Mathieu Legrand sus directrices a lo largo de todo mi proyecto como tutor académico del mismo.

Me gustaría dar las gracias a todas las personas que han contribuido directa o indirectamente en este trabajo. A todo el departamento comercial de INITEC Energía S.A., Diego Hernández, Joaquín González, Jaime Albendea y María González, así como a Alberto Cañón del departamento de construcción y puesta en marcha.

En el ámbito personal, estarle tremendamente agradecido a Juan Ramos por haberme dado la oportunidad de aprender de esas cosas que no se nos enseñan. A mi familia por haber puesto siempre por delante mi formación.

"I have not failed. I have just found 10,000 ways that won't work"

Thomas Alva Edison (1847-1931)

RESUMEN

La presente Memoria corresponde al estudio realizado sobre la situación de la biomasa forestal en España desde el punto de vista de aprovechamiento como recurso energético para la generación de energía eléctrica.

El estudio revisa la situación general del empleo de la biomasa forestal y se centra en los aspectos tecnológicos, medioambientales, y económicos más relevantes.

Dentro del estudio de los aspectos tecnológicos se hará especial hincapié en la necesidad de adecuar el recurso disponible al uso energético así como en poner de manifiesto los bajos rendimientos de la transformación de la biomasa forestal en energía eléctrica.

En el estudio de la panorámica ambiental se destaca que el balance de CO₂ es neutro en las emisiones directas de las centrales de biomasa forestal (sin contabilizar la energía obtenida en la recolecta, transporte, acondicionamiento, etc.). En lo referente al estudio económico se destaca la incidencia del marco legal que tiene efecto en la rentabilidad económica.

En cuanto a la obtención de energía, se realizará mediante un ciclo Rankine quemando el combustible en una caldera de parrilla. Dentro de esta tecnología, se realizarán varias propuestas en función al combustible, utilizando biomasa forestal con diferentes tipos de humedad (48,9%, 36,58% y 14,57%) antes de ser introducida en la caldera, así como pellets (8,7%). Asimismo, se estudiarán dos estados del arte diferentes (40bar/400°C y 60bar/450°C), variando la temperatura y presión del vapor a la entrada de la turbina.

Finalmente, se hace un estudio económico del coste de cada propuesta, así como los precios de venta de la energía, rentabilidad del proyecto, y un estudio de sensibilidad del mismo.

Palabras clave: Energía/Recursos energéticos/Biomasa/Ciclo termodinámico Rankine /Economía

ABSTRACT

This report corresponds to the study about the situation of forestal biomass in Spain from the perspective of energy usage as an energy resource to generate electricity.

The study revises the general employment situation of forestall biomass and it focuses in the technological, environmental, economic and most general aspects.

Within the study of technological aspects, focus will be brought in the need to adequate the available resource to the energy use, as well as highlighting the low efficiency of forestall biomass transformations into electric energy.

In the study of the environmental panorama it is highlighted that the balance of CO₂ is neutral in the direct emissions of forestal biomass centrals (not having into account the obtained energy in the recollection, transport, conditioning, etc.). In reference to the economic stud emphasis is brought to the incidence of the legal framework which has effect over the economic profitability.

Regarding energy production, this will be produced using a Rankine cycle burning the biomass in a grate-fired boiler. Within this technology, several proposals will be made depending on the fuel, using forestal biomass with different types of moisture (48,9%, 36,58% and 14,57%) before being introduce into the boiler, as well as pellets (8,7%). Likewise, two different states of art will be studied (40 bar and 400°C and 60 bar and 450°C), varying temperature and vapor pressure at the turbine inlet.

Finally, an economic study will be made at the end of each proposal, as well as for the prices of sale of the energy and the project profitability, to end up with sensibility study of the project.

Key words: Energy/Energy Resources/Biomass/Rankine thermodynamic cycle/Economy

Índice del Proyecto

ÍNDICE

ÍNDICE DEL PROYECTO	6
1 METODOLOGÍA DEL ESTUDIO Y OBJETIVOS	13
1.1 OBJETIVOS Y METODOLOGÍA	14
2 ESTUDIO Y ANÁLISIS DE LA BIOMASA	16
2.1 ESCENARIO MUNDIAL DEL EMPLEO DE LA BIOMASA EN GENERAL	17
2.1.1 ESCENARIO ESPAÑOL DEL EMPLEO DE LA BIOMASA EN GENERAL	21
2.2 SITUACIÓN ACTUAL EN ESPAÑA	25
2.2.1 PLAN DE ACCIÓN SOBRE LA BIOMASA	25
2.2.2 PLAN DE ACCIÓN FORESTAL	26
3 LA BIOMASA COMO RECURSO ENERGÉTICO	28
3.1 LA BIOMASA FORESTAL COMO COMBUSTIBLE	29
3.1.1 CARACTERIZACIÓN DE LA BIOMASA FORESTAL DISPONIBLE	29
3.1.2 ANÁLISIS FÍSICOQUÍMICO Y ENERGÉTICO DE LA BIOMASA FORESTAL DISPONIBLE	31
3.2 ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES	32
3.3 GENERACIÓN ELÉCTRICA	36
3.4 PROBLEMÁTICAS DE LA BIOMASA	37
3.4.1 PROBLEMÁTICA DERIVADA DE LA PRODUCCIÓN DEL RECURSO	37
3.4.2 PROBLEMÁTICA DERIVADA DE LA GESTIÓN DEL RECURSO	39
3.4.3 PROBLEMÁTICA DERIVADA DE LA TRANSFORMACIÓN ENERGÉTICA DEL RECURSO	39
3.5 HIPOTÉTICA UBICACIÓN DE LA PLANTA DE BIOMASA	41
4 TEORÍA DEL CICLO TERMODINÁMICO RANKINE	44
4.1 CICLO RANKINE	45
4.1.1 CICLOS REGENERATIVOS	46
4.2 EFECTOS DE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA EN EL CICLO RANKINE	52
4.3 DIVERGENCIAS ENTRE UN CICLO REAL E IDEAL	55
5 DIAGRAMAS, BALANCES Y DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES	56
5.1 ALTERNATIVAS	58
5.1.1 ALTERNATIVA 1: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA CON PELLETS	66
5.1.2 ALTERNATIVA 2: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA CON PELLETS	66



5.1.3	ALTERNATIVA 3: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA SIN SECADO DE BIOMASA	66
5.1.4	ALTERNATIVA 4: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA CON SECADO PARCIAL DE BIOMASA	66
5.1.5	ALTERNATIVA 5: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA CON SECADO TOTAL DE BIOMASA	66
5.2	CALDERA DE PARRILLA SIN SECADO	68
5.2.1	GENERACIÓN DE VAPOR	70
5.2.2	TURBOALTERNADOR	73
5.2.3	CICLO DE CONDENSACIÓN	75
5.2.4	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	82
5.2.5	SISTEMA DE ALMACEAMIENTO Y MANEJO DE COMBUSTIBLE	83
5.3	SECADO PARCIAL DE LA BIOMASA	86
5.4	SECADO TOTAL DE BIOMASA	88
5.5	EQUIPOS PRINCIPALES	89
5.5.1	TURBINA DE VAPOR	89
5.5.2	CONDENSADOR	94
5.6	SISTEMAS PRINCIPALES	98
6	ESTUDIO ECONÓMICO	99
6.1	CRONOGRAMAS DE EJECUCIÓN	100
6.2	EVALUACIÓN DE INVERSIONES	102
6.3	HIPÓTESIS DE PARTIDA	105
6.4	INGRESOS	106
6.4.1	TARIFA	108
6.4.2	COMPLEMENTO POR ENERGÍA REACTIVA	108
6.4.3	TARIFAS APLICADAS PARA CADA ALTERNATIVA	109
6.5	COSTES	111
6.5.1	COSTES FIJOS	111
6.5.2	COSTES VARIABLES	111
6.5.3	RESUMEN DATOS DE PARTIDA	112
6.6	ANÁLISIS ECONÓMICO	114
6.6.1	ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	121
7	CONCLUSIONES	124
	BIBLIOGRAFÍA	127
	ANEXOS	129

Índice de Figuras

<i>Figura 2.1. : Distribución Mundial del Consumo de Biomasa 2004</i>	18
<i>Figura 2.2. : Consumo de energía primaria proveniente de biomasa en UE</i>	19
<i>Figura 2.3. : Potencia eléctrica instalada en España</i>	23
<i>Figura 3.1. : Consumo de energías renovables en España</i>	35
<i>Figura 3.2. : Mapa topográfico de España</i>	42
<i>Figura 4.1. : Esquema del ciclo Rankine</i>	45
<i>Figura 4.2. : Diagramas P-v (a) y T-s (b) de ciclo de Rankine.</i>	46
<i>Figura 4.3. : Esquema de la regeneración por cambiadores de contacto directo.</i>	47
<i>Figura 4.4. : Diagrama T-s de la regeneración por contacto directo.</i>	48
<i>Figura 4.5. : Esquema de la regeneración por cambiadores sin contacto directo y en cascada</i>	48
<i>Figura 4.6. : Diagrama T-s de la regeneración sin contacto directo.</i>	50
<i>Figura 4.7. : Diagrama T-s de ciclo con regeneración</i>	51
<i>Figura 4.8.. : Reducir la presión en ciclo Rankine</i>	52
<i>Figura 4.9. : Incremento de la presión en ciclo Rankine</i>	53
<i>Figura 4.10. : Incremento de la temperatura en ciclo Rankine</i>	54
<i>Figura 4.11. : Divergencias entre un ciclo real e ideal</i>	55
<i>Figura 5.1. : Esquema funcional del ciclo, elementos y procesos.</i>	60
<i>Figura 5.2. : Diagrama T-s del ciclo</i>	61
<i>Figura 5.3. : Datos de los puntos relevantes del ciclo</i>	63
<i>Figura 5.4. : Economizador, Calderín 1, Sobrecalentador 1 y Sobrecalentador 2 en SteamPro</i>	65
<i>Figura 5.5. : Arquitectura Caldera de Parrilla</i>	69
<i>Figura 5.6. : Arquitectura Caldera de Parrilla y Componentes</i>	69
<i>Figura 5.7. : Bomba de Condensado SF Pressure Drop 6.2.</i>	77
<i>Figura 5.8. : Bomba de Alimentación SF Pressure Drop 6.2.</i>	80
<i>Figura 5.9. : Bomba de Alimentación SF Pressure Drop 6.2.</i>	81
<i>Figura 5.10. : Bomba de Alimentación SteamPro</i>	81
<i>Figura 5.11. : Sistema de Almacenamiento y Manejo de Combustible</i>	84
<i>Figura 5.12. : Sistema de Almacenamiento y Manejo de Combustible</i>	85

<i>Figura 5.13. : Esquema Central Térmica con Secado Parcial de la Biomasa</i>	87
<i>Figura 5.14. : Características turbina de vapor</i>	90
<i>Figura 5.15. : Esquema de alabes de una turbina, acción más reacción</i>	92
<i>Figura 5.16. : Características Técnicas Condensador GEA Heat Exchangers</i>	96
<i>Figura 6.1. : Cronograma de Ejecución para grupo de 30 MW</i>	101

Índice de Tablas

<i>Tabla 2.1. : Consumo de energía primaria proveniente de la biomasa en la UE</i>	21
<i>Tabla 2.2. : Consumos de biomasa por CC AA en TEP</i>	22
<i>Tabla 3.1. : Consumos de biomasa por CC AA en TEP</i>	29
<i>Tabla 3.2. : Análisis químico para las especies anteriores</i>	30
<i>Tabla 3.3. : Contenido de carbono, hidrógeno y oxígeno</i>	30
<i>Tabla 3.4. : Poderes caloríficos superior e inferior</i>	31
<i>Tabla 3.5. : Suma total de emisiones evitadas desde 2005 a 2010</i>	34
<i>Tabla 3.6. : Potencia y producción de energía eléctrica por áreas tecnológicas</i>	36
<i>Tabla 5.1. : Datos de los puntos relevantes del ciclo</i>	62
<i>Tabla 5.2. : Datos de los puntos relevantes de la caldera</i>	64
<i>Tabla 5.3. : Resultados técnicos para cada alternativa</i>	67
<i>Tabla 5.4. : Características motor Diesel</i>	88
<i>Tabla 6.1. : Tarifas para las 5 Alternativas</i>	110
<i>Tabla 6.2. : Datos de partida para las 5 Alternativas</i>	113
<i>Tabla 6.3. : Análisis económico Alternativa 1</i>	116
<i>Tabla 6.4. : Análisis económico Alternativa 2</i>	117
<i>Tabla 6.5. : Análisis económico Alternativa 3</i>	118
<i>Tabla 6.6. : Análisis económico Alternativa 4</i>	119
<i>Tabla 6.7. : Análisis económico Alternativa 5</i>	120
<i>Tabla 6.8. : Resumen Económico VAN y TIR</i>	121
<i>Tabla 6.9. : Análisis de sensibilidad de las 5 Alternativas</i>	122

INTRODUCCIÓN

Durante las prácticas realizadas en INITEC Energía S.A. – Grupo ACS se ha participado en un proyecto dirigido al Ministerio de Industria y Comercio - Gobierno de España – sobre nuevos modelos para optimización del aprovechamiento energético de ciclos térmicos.

Dentro de este proyecto, se engloban diferentes tipos de tecnologías, combustibles y estados del arte, donde el autor bajo una decisión personal decidió participar activamente en la propuesta realizada sobre la biomasa forestal.

Frente a la situación de cambio en el que se encuentra el sector eléctrico, resulta de especial interés analizar posibles alternativas a los recursos más convencionales, para una mejor previsión de futuro.

Teniendo acceso a los departamentos de ingeniería, procesos, instrumentación y control, construcción civil y el departamento comercial se ha brindado la oportunidad de ampliar conocimientos sobre cada una de las etapas dentro de la vida un proyecto energético.

Se trabajará paralelamente con entidades públicas, como el IDEA (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía) y el CENER (Centro Nacional de Energías Renovables) para obtener los datos necesarios para la correcta realización de este proyecto.

El objetivo final será transmitir una visión detallada de los balances y componentes, así como económica, del proyecto, enfrentando diferentes alternativas para así ser capaces de analíticamente evaluar la más favorable.

1 METODOLOGÍA DEL ESTUDIO Y **OBJETIVOS**

Como parte de la descripción de los objetivos de este proyecto, es necesario describir el alcance del mismo, así como la metodología de estudio durante su vida.

1.1 OBJETIVOS Y METODOLOGÍA

El estudio comprende, el alcance de los siguientes objetivos:

- Revisión del escenario actual de la biomasa forestal como recurso energético.
- Estudio de tipos de biomasa forestal desde el punto de vista fisicoquímico y energético
- Análisis fisicoquímico y energético de la biomasa forestal disponible
- Valoración del ámbito medioambiental
- Descripción general de alternativas tecnológicas
- Presentación de presupuestos primarios

Desde el departamento de diseño de la ingeniería se ha trabajado con las herramientas más punteras que hoy en día se utilizan en cuanto al estudio de ciclos térmicos. El programa del que se basa INITEC Energía S.A. es el software SteamPro. Este programa es un componente de un global llamado SteamFlow. Dicho programa, tiene varios tipos de estudio para varios tipos de tecnologías. GTPro es otra potente herramienta muy utilizada en el diseño industrial para el estudio de turbinas de gas. Esta tarea se ha podido realizar gracias a la instrucción de Borja Herrero Sánchez..

Dentro del proyecto se podrá encontrar la realización y descripción de los componentes esenciales dentro de una central con la dimensiones y tecnologías correspondientes. Aunque no se contemplen todos y cada uno de los componentes y sistemas necesarios para el completo funcionamiento de la planta, dado que no son relevantes para el objetivo del estudio, se ha profundizado en la complejidad de gestionar este tipo de proyectos energéticos.

El departamento comercial ha sido imprescindible para las estimaciones de coste y la elaboración del análisis económico del proyecto. Gracias a la inmensa experiencia de INITEC Energía S.A. y sus contactos dentro del mercado con suministradores, se ha hecho posible estimar los costes tanto en material, construcción de obra civil, horas invertidas y al mismo tiempo tarifas de venta de la energía, de una manera realista.

En cuanto al departamento de desarrollo de negocio, es una auténtica fuente de información. Gracias a su experiencia y contactos nuevamente, se ha podido obtener información de primera mano sobre apartados del proyecto como el escenario mundial y español del empleo de la biomasa. Dentro de las fuentes cabe destacar el IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía) y el CENER (Centro Nacional de Energías Renovables) además la propia información de INITEC Energía S.A.

En el capítulo 2 se describe la situación actual de la biomasa forestal en España focalizando la información para el estudio que se realiza sobre el aprovechamiento en generación de energía eléctrica.

Se trata de una información básica para la comprensión de las diferentes valoraciones técnicas y de mercado en el diseño de centrales de combustión de biomasa forestal.

El capítulo 3 se centra en la descripción de la biomasa como recurso energético. Se proporciona información exhaustiva sobre contenidos de humedad, análisis químico, poderes caloríficos, etc.

El capítulo 4 se centra en los conceptos básicos del funcionamiento de los ciclos térmicos, conceptualmente relacionado de modo directo con la obtención de energía eléctrica.

El capítulo 5 describe, en líneas generales, las características específicas de la tecnología empleada en las diferentes alternativas que se han planteado.

En el Capítulo 5 se desarrolla la ingeniería relativa al empleo de caldera de parrilla y de la misma manera se describe el desarrollo de la ingeniería relativa a cada alternativa planteada en el capítulo anterior. Asimismo, se describe un proceso de secado de la biomasa como alternativa general. También se desarrolla un proceso de secado, pero en este caso, se trata de un secado total suponiendo la existencia de un motor diesel para la generación de energía eléctrica, cuyos gases de escape serían aprovechados en dicho proceso junto con los de escape de la caldera. Se trata, en fin, de un proceso de cogeneración aplicado al secado previo del combustible.

Los anexos presentan detalladamente los resultados obtenidos para una de las alternativas planteadas (e.g. diagramas, balances térmicos, composición y temperatura de los gases de escape, etc.).

2 ESTUDIO Y ANÁLISIS DE LA BIOMASA

En este apartado se describe la situación actual de la biomasa forestal en España focalizando la información en el aprovechamiento energético para la generación de energía eléctrica. La descripción de esta situación se enmarca, por una parte, dentro del contexto mundial y, por otra, en el del conjunto de las energías renovables. La información aquí presentada es básica para la comprensión de las diferentes valoraciones técnicas y de mercado sobre la utilización energética de la biomasa forestal.

A principios del siglo XXI se puede apreciar un mayor crecimiento de la biomasa como recurso energético, motivo por lo que este capítulo se centrará en dicho periodo (principalmente 2000 – 2005).

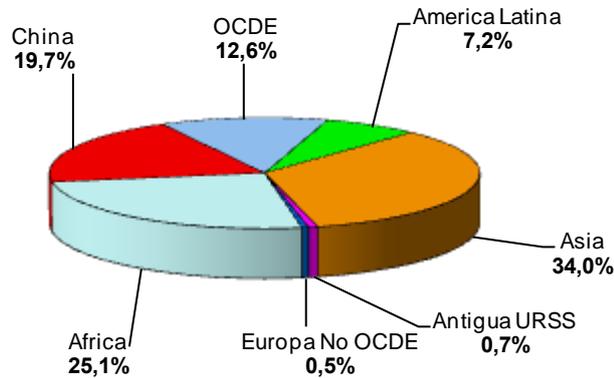
2.1 ESCENARIO MUNDIAL DEL EMPLEO DE LA BIOMASA EN GENERAL

El consumo mundial de biomasa representó en el año 2004 el 10,1 % del consumo total de energía primaria, focalizada básicamente en los países en desarrollo. La biomasa representó el 76,8 % del total de la oferta de energías renovables en el mundo. El consumo mundial de biomasa superó ya en 2004 los mil millones de tep (tonelada equivalente de petróleo). De este volumen total de consumo, el 34 % se localiza en Asia (excepto China) y el 25,1 % en África, donde los usos no comerciales de la biomasa son preponderantes (uso residencial: calefacción y cocina principalmente).

La distribución por grandes áreas de los consumos de biomasa no ha cambiado de forma significativa en los últimos años. Los países de la OCDE (Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico) absorben 12,6 % del total de los consumos de biomasa y los países no-OCDE el 87,4 % restante, principalmente, en el sector doméstico. Es previsible que el desarrollo futuro de la biomasa a nivel mundial se vea reforzado por la adopción de políticas medioambientales de promoción de las formas más eficientes de uso de esta fuente energética y, en especial, por la aplicación del Protocolo de Kioto. Buena parte de los proyectos aprobados bajo la fórmula de los Mecanismos de Desarrollo Limpio (MDL) pretenden el uso de la biomasa como sustituto del petróleo en determinados procesos industriales y el aprovechamiento de residuos de biomasa para cogeneración.

En la figura 2.1 se representa la distribución mundial del consumo de biomasa en 2004, año que tomaremos como fin de periodo consolidado (2001-2004).

La evolución del consumo mundial de biomasa que sigue el consumo tiene una pendiente ascendente que empieza a ser importante. La previsión es de un importante aumento en los años venideros toda vez que el petróleo aumenta en precio y las tecnologías aumentan la eficiencia, acompañado, todo ello, por una cada vez mayor concienciación que está desembocando en una mejora notable de la legislación, apoyo al mercado eléctrico y desarrollo de la logística asociada.



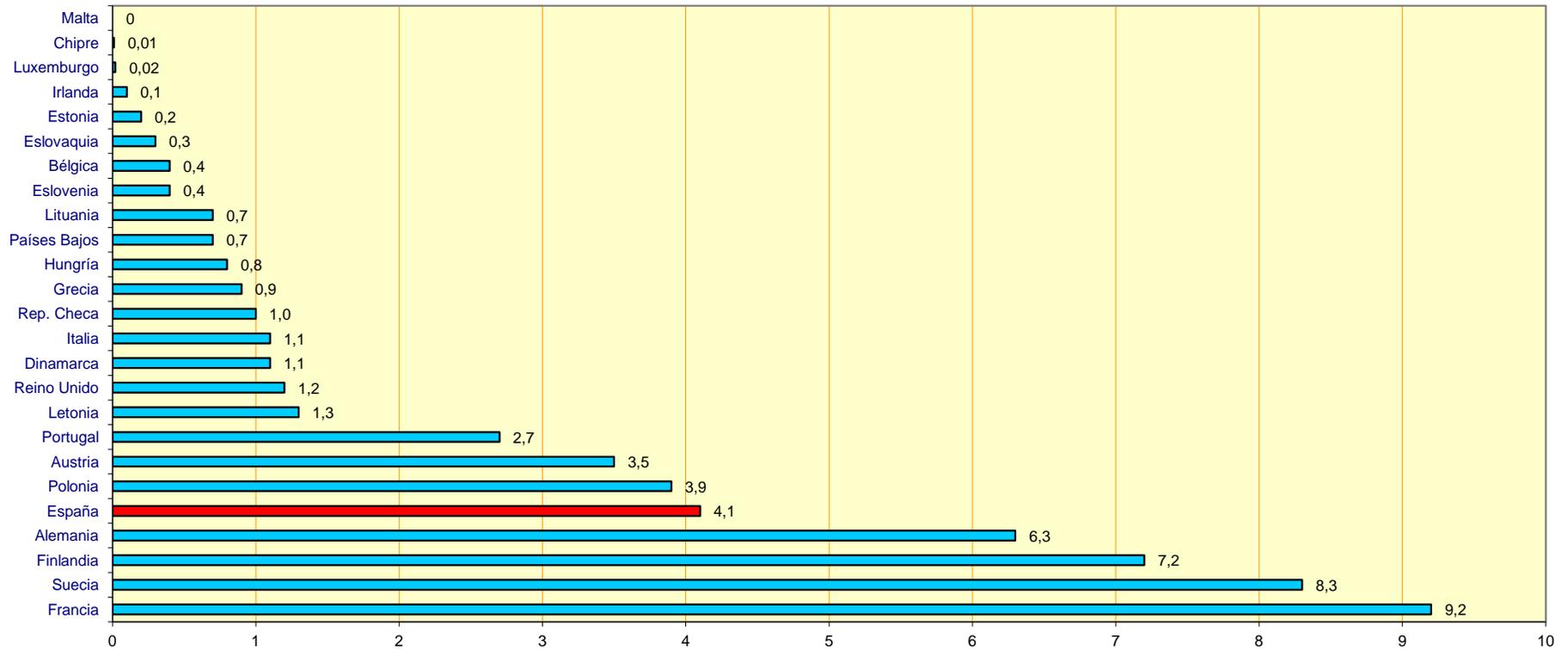
Distribución Mundial del Consumo de Biomasa 2004	
Figura.: 2.1.	Fuente: IDAE

Durante el año 2004 el consumo de biomasa en la Unión Europea ascendió a 55,5 Mtep, dando cobertura al 3,2 % de la demanda total de energía primaria. Este consumo supuso un incremento del 5,7 % respecto al año anterior, como resultado del uso creciente de la biomasa en aplicaciones eléctricas, especialmente en instalaciones de cogeneración. Figuran a la cabeza del sector cuatro países con más del 50 % del consumo: Francia, Suecia, Finlandia y Alemania.

Existe una gran heterogeneidad en cuanto al grado de desarrollo de esta tecnología en Europa. Así, mientras países como Finlandia y Suecia cuentan con un desarrollo tecnológico importante, otros países, en cambio, apenas están dando sus primeros pasos. En esta última situación se encuentran los nuevos Estados miembros como Polonia o la República Checa que, aunque disponen de abundantes recursos, éstos se encuentran, en la mayoría de los casos, infrautilizados o mal utilizados debido a la escasez de inversiones en tecnologías eficientes. Sin embargo, el uso de equipos ineficientes es un rasgo que comparten otros países, como Francia, España e Italia, quienes, en la actualidad, están tratando de reemplazar el equipamiento doméstico existente en calefacción con biomasa y desarrollar nuevas infraestructuras. Francia mantiene una posición de liderazgo, debido fundamentalmente al uso de la biomasa en sistemas de calefacción, tal y como ponen de manifiesto los más de 5 millones de hogares equipados con sistemas de calefacción basados en biomasa, a menudo poco eficientes.



Consumo de energía primaria proveniente de la biomasa en la Unión Europea - 25, 2004 (Mtep)



Consumo de energía primaria proveniente de biomasa en UE

Figura.: 2.2.

Fuente: IDAE



El desarrollo se ha basado no sólo al recurso disponible sino también a los distintos mecanismos de apoyo al sector tales como la aplicación de un impuesto a los combustibles fósiles sobre las emisiones de CO₂, la exención fiscal a la generación eléctrica basada en fuentes de energía renovables, las ayudas a la recogida de la biomasa forestal y las subvenciones a la inversión en equipos. A continuación se encuentra Alemania que en el año 2004 se encontraban en operación unas cien plantas de biomasa, con una potencia eléctrica total instalada de 700 MW. En cambio, la participación de la biomasa en el consumo térmico se mantuvo. Estos tres últimos países, con Finlandia a la cabeza, son los que mayor desarrollo presentan en cuanto a aplicaciones eléctricas, contabilizando más del 50 % de la producción eléctrica total en Europa a partir de la biomasa en el año 2004. A continuación de los mencionados tres principales países de desarrollo del empleo de biomasa destaca Austria, la cual situó en cuarto lugar en cuanto a producción per cápita. En la figura 2.2. se puede ver el gráfico que hace referencia al consumo de energía primaria proveniente de la biomasa en la Unión Europea.

Es evidente que el sector de la biomasa presenta un alto nivel de desarrollo en los países que presentan gran superficie forestal como Suecia, Finlandia y Austria. La alta disponibilidad de recurso forestal ha facilitado un mayor desarrollo tecnológico en los mencionados países, contando con un mayor número de fabricantes de equipos de recogida de residuos forestales. Los servicios ofrecidos por las empresas dedicadas van desde el diseño de instalaciones y equipos domésticos de calefacción, hasta los sistemas de manejo y recogida de la biomasa de todo tipo. Los desarrollos alcanzados por los fabricantes llevan a que las calderas comercializadas sean cada vez más eficientes además de presentar una mayor especialización en cuanto a potencias y tipos de combustible. Como dato interesante se resalta la importancia de la compañía sueco-noruega Kvaerner Power como líder del mercado de las calderas de gran tamaño para instalaciones de cogeneración y con combustión de lecho fluido.

Se pueden citar algunas otras compañías igualmente dinámicas en este mercado. Por un lado la finlandesa Wärtsilä Biopower Oy especializada en combustión en parrilla y dos austriacas especializadas en calderas para la combustión de pellets: Fröling y Ökofen. En la tabla 2.1 se indican las principales compañías europeas que forman parte del mercado de fabricantes de calderas para combustión de biomasa.

País	Compañía	Rango de potencia (kW)
Alemania	HDG Bavaria GmbH	10 - 200
	Nolting	10 - 3.000
Austria	Fröling Heizkessel und Behälterbau GesmbH	5 - 1.000
	KWB	10 - 150
	ETA Heiztechnik GmbH	20 - 90
	Ökofen Heiztechnik GmbH	2 - 64
Noruega/Suecia	Kvaerner Power	20 - 600 MW
Suecia	TPS Termiska Processer AB	300 Kw - 25 MW
Suecia/Finlandia	Thermia Oy	10 - 3.000
Finlandia	Wärtsilä Biopower Oy	3 - 17 MW
Francia	Weiss France	0,5 - 20 MW
Suiza	Schmid AG Holzfeuerungen	15kW - 20 MW

Consumo de energía primaria proveniente de la biomasa en la UE	
Tabla. 2.1	Fuente: IDAE

2.1.1 ESCENARIO ESPAÑOL DEL EMPLEO DE LA BIOMASA EN GENERAL

En España, el consumo de biomasa ascendió a 4.176 ktep a finales del 2005. Una vez más, el mayor consumo se localizó en el sector residencial, con el 48,45 % del total. En el sector industrial destacan los subsectores de la pasta y papel; de la madera, muebles y corcho; y de la alimentación, bebidas y tabaco que, de manera conjunta, representan cerca del 38 % del consumo. Atendiendo a la distribución geográfica de dicho consumo, éste se concentra, principalmente, en tres Comunidades Autónomas: Andalucía, Galicia y Castilla y León.

En la tabla 2.2. se muestran los consumos de biomasa por CC AA en TEP.

	2001	2002	2003	2004	2005
Andalucía	785.466	891.709	918.802	922.265	951.207
Aragón	173.804	173.919	173.919	174.060	174.060
Asturias	217.131	227.462	227.862	227.862	227.862
Baleares	49.801	49.801	49.801	49.801	49.801
Canarias	2.608	2.608	2.608	2.608	2.608
Cantabria	48.910	48.910	48.910	48.910	49.634
Castilla y León	410.649	412.148	429.955	433.218	436.003
Castilla-La Mancha	215.305	252.751	263.251	284.971	284.987
Cataluña	295.505	295.505	297.710	298.527	298.549
Com.Valenciana	196.040	201.576	214.876	229.420	230.070
Extremadura	117.123	118.813	118.813	119.810	119.810
Galicia	667.357	667.357	667.404	698.099	703.605
Madrid	79.937	79.940	79.951	79.951	79.951
Murcia	65.708	65.709	65.709	65.710	65.713
Navarra	113.477	168.977	168.977	168.977	168.977
País Vasco	230.053	230.053	298.303	298.303	298.313
La Rioja	34.826	34.826	34.826	34.826	34.826
TOTAL	3.668.874	3.922.064	4.061.677	4.137.318	4.175.976

Consumos de biomasa por CC AA en TEP	
Tabla. 2.2.	Fuente: IDAE

Aspectos como el desarrollo del sector forestal y la mayor o menor presencia de empresas consumidoras de biomasa confluyen en las Comunidades Autónomas de Andalucía, Galicia y Castilla y León, de manera que, conjuntamente, acaparan el 50 % del total de los consumos de biomasa.

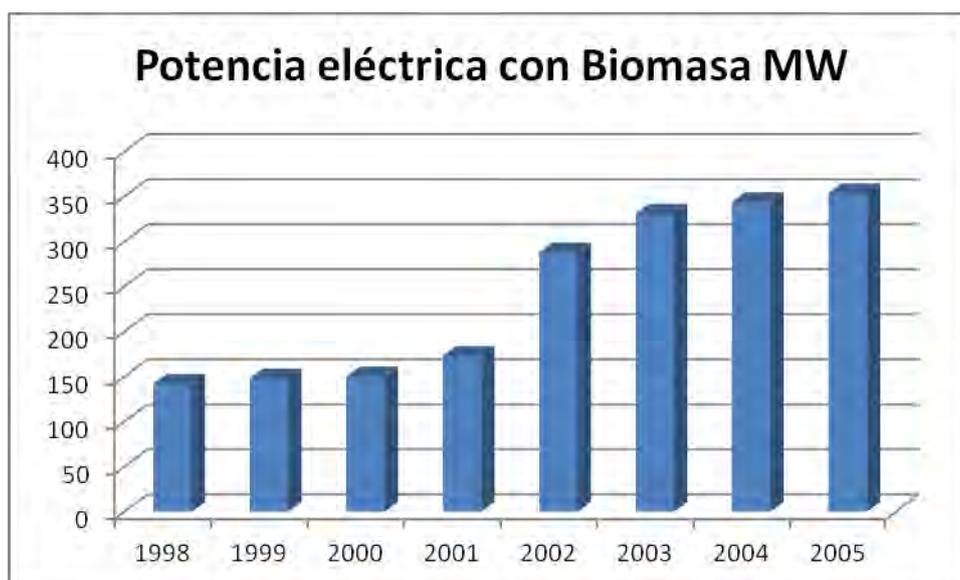
Otras Comunidades, aunque en menor cuantía, presentan también un consumo notable de biomasa. Este es el caso de Cataluña, País Vasco y Castilla-La Mancha, con una contribución conjunta del 21 % al consumo total. Considerando la totalidad de los sectores consumidores de biomasa, se aprecia que domina de manera preferente el aprovechamiento térmico de la biomasa, con el 82 % del consumo total, empleando tan solo el 18 % del consumo con fines de generación eléctrica, tanto en instalaciones de cogeneración como en aquellas de generación puramente eléctrica.

A finales del año 2005 se observa una potencia instalada acumulada total de 354 MW, concentrándose el 55 % de la misma en tan solo tres Comunidades: Andalucía, País Vasco y Castilla La Mancha. Cabe destacar a Andalucía por ser la única Comunidad que durante el año 2005 presentó actividad en esta área, mediante la puesta en marcha de las dos

instalaciones antes citadas que, en total, han supuesto un incremento de 9,9 MW sobre la potencia ya instalada en el año previo.

La heterogeneidad que caracteriza a la biomasa se encuentra presente, no sólo en cuanto al tipo de usos energéticos que se hacen de la misma, sino también en cuanto a las materias primas o recursos susceptibles de ser utilizados para su aprovechamiento. Esto, obviamente, condiciona la diversidad de tecnologías aplicables para tal fin. La diversidad tecnológica existente en esta área energética, a la que ya antes se ha hecho mención, se puede desglosar en aplicaciones térmicas y eléctricas, habiendo mercados específicos para el uso térmico doméstico, el uso térmico industrial, la generación eléctrica pura con biomasa y las tecnologías de co-combustión. Los estados de madurez asociados a estas tecnologías en España resultan muy diversos, desde tecnologías maduras para usos térmicos en el sector industrial, hasta tecnologías incipientes en usos térmicos domésticos o generación eléctrica mediante co-combustión.

Por lo general, el grado de desarrollo experimentado por la biomasa viene siendo inferior al deseado de acuerdo al potencial energético y expectativas en esta área. Así, centrando el análisis en las aplicaciones eléctricas, se concluye que España no ha conseguido aún impulsar el desarrollo de la producción eléctrica con biomasa ya que, como estaba previsto, esto se encuentra sujeto a la entrada en vigor de las modificaciones de los incentivos en el régimen especial.



Potencia eléctrica instalada en España	
Figura 2.3.	Fuente: IDAE



En el marco de este análisis, la evaluación de los proyectos acometidos durante el año 2005 permite destacar la relevancia de las áreas de generación eléctrica frente a las térmicas. Esto resulta evidente ante la supremacía de las inversiones asociadas a proyectos de generación eléctrica. Las instalaciones de biomasa de este tipo recibieron, durante el año 2005, apoyos públicos mediante el sistema de primas del régimen especial regulado por el Real Decreto 436/2004, variando la cuantía percibida según el tipo de biomasa utilizada y características de cada instalación.

2.2 SITUACIÓN ACTUAL EN ESPAÑA

Ya que en este proyecto se estudiarán los pellets en 2 de las alternativas y la biomasa forestal en 3 de ellas, se centrará en la biomasa forestal en España. La situación actual que se presenta, está caracterizada básicamente por los aspectos que se exponen a continuación.

Técnicamente, se denominan “residuos forestales” el conjunto de recortes procedentes de los tratamientos y aprovechamientos de las masas vegetales obtenidos tras las operaciones de corta, saca y transporte a pista en el monte.

La obtención de residuos forestales necesita de un conjunto de operaciones de limpieza, astillado y transporte. La mecanización de estas operaciones es compleja y los procesos involucrados emiten gases de efecto invernadero – principalmente CO₂.

El astillado mejora sensiblemente las condiciones económicas de transporte del recurso ya que mediante este proceso se obtiene un producto manejable y de granulometría homogénea.

En los últimos años se han incorporado al mercado máquinas de astillado con una significativa mejora tecnológica sobre sus modelos precedentes. De igual forma, la tecnología de compactación en monte, a fin de incrementar la densidad del material para su transporte más eficiente, se ha desarrollado notablemente con la aparición de nuevos equipos que incorporan prensas de alto rendimiento.

Las barreras y obstáculos, las cuales serán desarrolladas más a fondo en el próximo capítulo, y que frenan el desarrollo del sector pueden agruparse en tres partes diferenciadas:

1. Problemática derivada de la producción del recurso.
2. Problemática derivada de la gestión del recurso.
3. Problemática derivada de la transformación energética del recurso.

2.2.1 PLAN DE ACCIÓN SOBRE LA BIOMASA

Según el Parlamento Europeo: «la utilización de la biomasa ofrece múltiples ventajas con respecto a las fuentes de energía convencionales, así como en relación con otras fuentes de



energía renovables, en particular unos costes relativamente bajos, una menor dependencia de las alteraciones climáticas a corto plazo, el fomento de las estructuras económicas regionales y la creación de fuentes de ingresos alternativas para los agricultores». Además de las ventajas mencionadas por el Parlamento Europeo, la mayor ventaja de la biomasa forestal es su capacidad para ser almacenada. Con este criterio, el Plan de Acción sobre la biomasa estudia su potencial, costes y ventajas, y establece un programa coordinado de acción comunitaria que incluye medidas para incrementar el desarrollo de la biomasa a partir de madera, residuos y cultivos agrícolas, creando incentivos basados en el mercado para su uso en aplicaciones de calefacción, eléctricas y en transporte, y eliminando obstáculos para el desarrollo del mercado. Al mismo tiempo, se establecen medidas transversales referidas al suministro, financiación e investigación en el campo de la biomasa. Se quiere tener una visión más global, también hay que tener en consideración el ciclo completo del uso de la biomasa, así como el transporte y la producción del recurso. Debido a estos impedimentos, principalmente los nombrados, transporte y producción, el ciclo completo de la biomasa puede ser incluso más contaminante que por ejemplo el diesel.

La aplicación de la Directiva sobre la electricidad generada a partir de fuentes de energía renovables es señalada como fundamental para el desarrollo del uso de la biomasa en este campo. Además, se insta a mejorar la cadena de suministro y se fomenta el desarrollo de planes de acción nacionales para la biomasa. La elaboración de dichos planes reducirá la incertidumbre asociada a las inversiones mediante la evaluación de la disponibilidad física y económica de los distintos tipos de biomasa, identificando prioridades para los tipos que han de ser utilizados y para las formas en que estos recursos pueden desarrollarse, e indicando para ello las medidas que se pueden adoptar a nivel nacional. La UE apoyará económicamente el desarrollo de fuentes de energía renovables y alternativas, como la producción de biomasa.

2.2.2 PLAN DE ACCIÓN FORESTAL

Facilita un marco para el desarrollo de actuaciones forestales a nivel comunitario y de los Estados miembros al tiempo que sirve de instrumento de coordinación entre las directrices comunitarias y las políticas forestales de los Estados miembros.

El objetivo general del Plan de Acción es apoyar y estimular una gestión forestal sostenible. Los principios en que se sustenta tal objetivo son los siguientes:

- Programas forestales nacionales como marco sostenible para implementar acuerdos internacionales.
- Creciente importancia de las cuestiones globales e intersectoriales en la política forestal, requiriendo una mejora en la coordinación.
- Necesidad de mejorar la competitividad del sector forestal europeo y la buena gestión de los bosques europeos.
- Respeto al principio de subsidiariedad.

El Plan de Acción Forestal reconoce la necesidad de considerar metodologías y actuaciones específicas acordes a los distintos tipos de bosques existentes en la UE. De esta forma, en la elaboración del mismo, se ha desarrollado una visión común de los bosques y de la contribución de éstos a la sociedad. Según esto, el Plan incluye los cuatro objetivos principales siguientes:

- Mejora de la competitividad a largo plazo.
- Mejora y protección del medio ambiente.
- Contribución a la calidad de vida.
- Necesidad de potenciar la comunicación y coordinación.

Los mencionados objetivos se desarrollan en un total de 18 acciones clave a implementar de manera conjunta entre la Comisión y los Estados miembros. Entre ellas cabe destacar la dirigida a la promoción del uso de la biomasa forestal en aplicaciones energéticas. En este contexto, el Comité Forestal apoyará la implementación del Plan de Acción de la Biomasa, desarrollando el mercado de pellets y menudos de madera e informando a los propietarios de las explotaciones financieras sobre las posibilidades de producción de materia prima para generación eléctrica. Por su parte, la Comisión promoverá la investigación y la divulgación de las distintas experiencias, y los Estados miembros evaluarán la disponibilidad y viabilidad del uso de la madera y sus residuos.



3 LA BIOMASA COMO RECURSO ENERGÉTICO

En este capítulo se presenta el estudio de la biomasa disponible como recurso energético, haciendo énfasis en su composición fisicoquímica, atendiendo al aspecto medioambiental, su generación eléctrica y de modo crítico, analizando las problemáticas que el recurso de la biomasa plantea derivadas de la producción, gestión y transformación de dicho recurso.

3.1 LA BIOMASA FORESTAL COMO COMBUSTIBLE

3.1.1 CARACTERIZACIÓN DE LA BIOMASA FORESTAL DISPONIBLE

La caracterización de la biomasa forestal que presentamos es el resultado de los análisis que se indican a continuación realizados por el CIEMAT:

- Análisis elemental: (C,H,O,N,S,Cl)
- Obtención de poder calorífico inferior y superior
- Análisis elemental inorgánico de cenizas:

Al, Ba, Ca, Fe, K, Mg, Mn, Na, P, S, Si, Sr, Ti, Zn

El contenido de humedad de las muestras para troncos, ramas y hojas es el indicado en la tabla 3.1.

CONTENIDO DE HUMEDAD %			
ESPECIE FORESTAL	troncos	ramas	hojas
Pino Silvestre	47	52	46
Pino Laricio	49	52	49
Pino Insigne	49	44	59
Pino Carrasco	48	52	49
Chopo	53	38	68
Haya	35	39	35
Encina	33	35	42

Consumos de biomasa por CC AA en TEP	
Tabla: 3.1.	Fuente: CENER

El análisis químico para las especies anteriores se indica en la tabla 3.2.

ANÁLISIS QUÍMICO					
ESPECIE FORESTAL	C	H	N	S	Cl
Pino silvestre	51,7	6,4	0,4	0,03	0,01
Pino laricio	51,5	6,5	0,29	0,03	0,01
Pino insignis	52,5	6,2	0,48	0,05	0,01
Pino carrasco	50,8	6,3	0,32	0,03	0,01
Chopo	48,3	6,1	0,49	0,05	0,01
Haya	49,4	6,2	0,53	0,04	0,01
Encina	47,6	5,9	0,52	0,05	0,01

Análisis químico para las especies anteriores	
Tabla 3.2.	Fuente: CENER

El contenido en carbono, hidrógeno y oxígeno (por diferencia) se expresa en la tabla 3.3.

RESIDUO	ramas	hojas	corteza
% C	50,6 - 52,9 %	51,7 - 54,8 %	51,5 - 57,7 %
% H	6,3 - 6,6 %	6,2 - 7,1 %	5,4 - 6,3 %
% O	40,3 - 42,6 %	36,8 - 39,2 %	36,6 - 41,7 %

Contenido de carbono, hidrógeno y oxígeno	
Tabla 3.3.	Fuente: CENER

El contenido en azufre y cloro es pequeño en todos los casos expuestos., de hecho, sensiblemente más bajo que en el cabrón para el azufre. Los valores de contenido en nitrógeno son moderados a excepción del caso de las hojas (1,1 - 2,4 %) y para las cortezas de frondosas (0,5 - 0,9 %).

Este relativamente alto contenido en nitrógeno para las hojas y cortezas de frondosas supone un alto contenido de emisiones de NO_x. Sin embargo, las más peligrosas son las dioxinas al combinarse el Cl a altas temperaturas con benzenos.

Los poderes caloríficos superior e inferior sobre materia seca para las especies que se contemplan son los siguientes:



PODERES CALORÍFICOS		
ESPECIE FORESTAL	poder calorífico superior	poder calorífico inferior
Pino Silvestre	21,4	20
Pino Laricio	21,3	20
Pino Insigne	21,4	20,1
Pino Carrasco	19,8	18,5
Chopo	19,5	18,3
Haya	20	18,7
Encina	18,8	17,6

Poderes caloríficos superior e inferior	
Tabla 3.4.	Fuente: CENER

3.1.2 ANÁLISIS FISICOQUÍMICO Y ENERGÉTICO DE LA BIOMASA FORESTAL DISPONIBLE

El estudio se desarrolla con los supuestos reales que se describen a continuación (pino rodeno, eucalipto y combustible de diseño). Estos datos de humedad han sido determinados basados en dos criterios. Por una parte, por la información obtenida por los suministradores y por otra, basados en información de proyectos reales donde se manejaban estas cifras.

Los análisis elementales sobre materia húmeda que se contemplan son:

- Humedad 48,91 %: Con el producto tal y como se recoge en el bosque.
- Humedad 36,58 %: Con el producto sometido a un secado parcial con los gases de escape de la caldera antes de su combustión en caldera.
- Humedad 14,57 %: Con el producto sometido a un secado artificial hasta alcanzar el punto de humedad de equilibrio.
- Humedad 8,7 %: Correspondiente a la del combustible de diseño en pellets.

3.2 ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES

El empleo energético de la biomasa forestal constituye un conjunto de actividades altamente beneficiosas para el medio ambiente, tanto en la fase de producción del recurso como en la de transformación energética del mismo. Durante la primera, al eliminar los residuos forestales, se consigue, claramente, una importante disminución del riesgo de incendios y plagas. Durante la fase de aplicación tenemos dos ventajas importantes que presentan las instalaciones de aprovechamiento energético de biomasa forestal. Por un lado, en lo referente a las emisiones de gases a la atmósfera, debe tenerse en cuenta la baja peligrosidad de los mismos debido a la composición de la biomasa forestal, en la que elementos químicos como el cloro o el azufre tienen una presencia prácticamente inapreciable.

Por otro lado, en lo referente al CO₂ emitido de forma directa debe tenerse en cuenta que el balance resulta neutro en el proceso de combustión al emitirse a la atmósfera una cantidad de carbono igual o incluso inferior a la fijada por la biomasa forestal durante su periodo de formación.

En la combustión de la biomasa se considera que las emisiones tienen el balance neutro de CO₂. Realmente sí que se produce CO₂ como resultado de la combustión de la biomasa, pero esto se considera así porque se plantea que la combustión de biomasa no contribuye al aumento del efecto invernadero porque el CO₂ que se libera forma parte de la atmósfera actual (es el CO₂ que absorben y liberan continuamente las plantas y árboles para su crecimiento) y no es el CO₂ capturado en el subsuelo a lo largo de miles de años y liberado en un breve espacio de tiempo como ocurre con los combustibles fósiles.

El hecho de talar árboles hace incrementar las emisiones de CO₂ porque los árboles talados evidentemente dejan de absorber el CO₂ de la atmósfera, y ese CO₂ contenido en la propia madera es emitido a la atmósfera, de ahí el incremento de CO₂.

Sin embargo a partir de un punto, si la biomasa utilizada es proveniente de una gestión equilibrada y por lo tanto sostenible, se observa que el incremento de CO₂ emitido a la atmósfera acaba por frenarse, pasando a una situación de reducidas emisiones de CO₂ (las emisiones de calderas no son las únicas consecuencias para el medio ambiente que deben ser consideradas, la producción y el transporte del combustible suponen unas cantidades considerables de contaminación que necesitan considerarse para valorar el equilibrio medioambiental).

Una central de producción de energía eléctrica con biomasa forestal de 5 MW, con un funcionamiento aproximado del 80% de las horas útiles, debido a paradas por mantenimiento, presentaría un balance general como el siguiente:

- Potencia eléctrica: 5 MW
- Producción eléctrica anual (7000h efectivas al año a potencial nominal) : 35.000 MWh.
- Energía primaria equivalente: 14.900 tep
- CO₂ evitado anual: 14.000 t

El modo de calcular el CO₂ evitado en comparación con una central equivalente de carbón ha sido el siguiente:

- Por cada átomo de carbón que se quema, se genera una molécula de CO₂, es decir, por cada kg de carbón se producen 3,66 kg de CO₂.
- Como combustible comparativo hemos utilizado un carbón de alto poder calorífico de 33,9 MJ/Kg.
- Se conocemos la potencia eléctrica de 5 MW y las horas efectivas de 7000h

$$Causal\ másico = \frac{5\ MW}{33,9\ MJ/Kg} = 0,1517\ kg/s$$

$$CO_2\ evitado = 0,1517 \cdot 3600 \cdot 7000 \cdot 3,66 = 14000\ t$$

El ahorro de emisiones de CO₂ a la atmósfera como consecuencia del uso energético de la biomasa tiene en la actualidad importancia especial por cuanto se favorece el cumplimiento de los acuerdos internacionales de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. Según los datos oficiales empleados para la elaboración del Protocolo de Kioto, el CO₂ de origen energético emitido a la atmósfera representa un 75 % del total de emisiones de este gas (gas de efecto invernadero que se emite en mayor cantidad a nivel global).

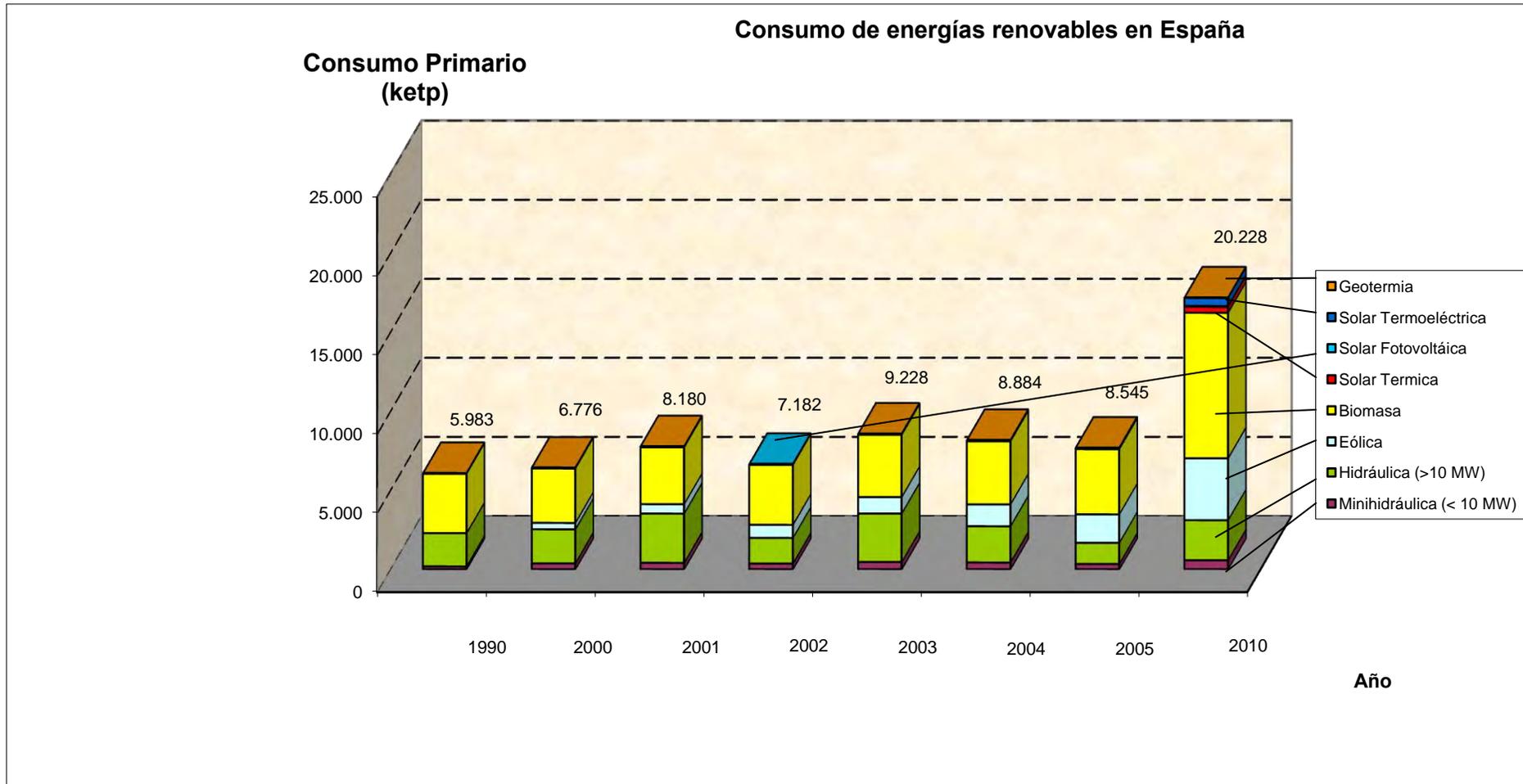
De acuerdo con los objetivos de crecimiento de uso de la biomasa en general definidos en el P.E.R. (Plan de Energía Renovable) se detalla, a continuación, una evaluación de las

emisiones de CO₂ evitadas por el desarrollo del Plan. La tabla representa la suma del total de emisiones evitadas desde 2005 a 2010 (acumulado de emisiones evitadas).

Los valores relativos a la generación de energía eléctrica en centrales de biomasa se obtienen por comparación con las emisiones asociadas a una moderna central de ciclo combinado a gas natural con un rendimiento del 54 %.

ESTIMACIÓN TOTALES DE CO2 EVITADAS POR EL PLAN HASTA 2010	
<i>Total acumulado entre 2005 y 2010 por el incremento de fuentes renovables previsto en el plan</i>	
ESCENARIO PER	
	Emisiones de CO2 evitadas (frente a CC a GN en generación eléctrica) (t CO2/año) (1)
<u>Generación de electricidad</u>	
Hidráulica (>50 MW)	-
Hidráulica (Entre 10 y 50 MW)	827.254
Hidráulica (<10 MW)	1.504.926
Biomasa	17.348.380
Centrales de biomasa	5.638.283
Co-combustión (1)	11.710.097
Eólica	31.398.650
Solar fotovoltaica	505.274
Biogás	595.274
Solar termoelectrica	1.071.940
TOTAL ÁREAS ELÉCTRICAS	53.252.319
<u>Usos térmicos</u>	
Biomasa	5.272.790
Aplicación térmica doméstica	1.963.955
Aplicación térmica industrial	3.308.835
Solar térmica de baja temperatura	2.485.131
TOTAL ÁREAS TÉRMICAS	7.757.922
<u>Biocarburantes (Transporte)</u>	
Bioetanol	
Biodiesel	
TOTAL BIOCARBURANTES	15.973.013
Total CO2 evitado en el año 2010 (toneladas)	76.983.254
Valoración económica del CO2 evitado (millones de euros) (2)	1.540
(1): En el caso de co-combustión, emisiones evitadas frente a carbón en generación eléctrica	
(2): Valoración económica del CO2 acumulado evitado por el Plan en el periodo 2005-2010, para un precio de la tonelada de CO2 de 20 €	

Suma total de emisiones evitadas desde 2005 a 2010	
Tabla 3.5.	Fuente: IDAE



Consumo de energías renovables en España	
Figura.: 3.1.	Fuente: IDAE

3.3 GENERACIÓN ELÉCTRICA

En el balance de generación de energía eléctrica presentado por el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio sobre el año 2005 se observa una contribución del sector de generación con energías renovables de un 16,3 %.

Del total de energía generada por este sector el 90 % se debió a la aportación de dos fuentes energéticas: la energía eólica y la hidráulica, con el 44 % y el 49 %, respectivamente, llegando incluso a superar en determinados momentos a la producción de origen hidráulico.

En 2005 se ejecutaron 9.000 proyectos de instalaciones de energías renovables, tanto en aplicaciones térmicas como eléctricas. La práctica totalidad de éstos se desarrolló en el sector de la energía solar.

La potencia y producción de energía eléctrica por áreas tecnológicas y se indica en la tabla 3.6. donde aparecen los datos de energía de origen hidráulico relativos a centrales > y ≤ 10 MW.

	2001	2002	2003	2004	2005	2010
Hidráulica (> 10 MW)						
Potencia (MW)	16.399	16.399	16.399	16.418	16.432	16.778
Producción (GWh/año)	39.090	22.228	38.512	29.537	19.024	31.494
Hidráulica (≤ 10 MW)						
Potencia (MW)	1.630	1.666	1.704	1.749	1.788	2.199
Producción (GWh/año)	4.768	4.240	5.407	5.040	3.977	6.692
Eólica						
Potencia (MW)	3.276	4.892	6.236	8.319	9.912	20.155
Producción (GWh/año)	6.933	9.605	12.065	16.080	20.924	45.511
Biomasa						
Potencia (MW)	173	288	331	344	354	2.039
Producción (GWh/año)	564	1.012	1.293	1.315	1.596	14.015
Biogás						
Potencia (MW)	55	73	125	141	152	235
Producción (GWh/año)	189	222	299	571	583	1.417
Residuos Sólidos Urbanos						
Potencia (MW)	157	163	163	189	189	189
Producción (GWh/año)	659	724	837	670	898	1.223
Solar fotovoltaica						
Potencia (MW)	16	20	27	37	52	400
Producción (GWh/año)	23	30	40	56	78	609
Solar termoeléctrica						
Potencia (MW)	0	0		0	0	500
Producción (GWh/año)	0	0	0	0	0	1298
TOTAL						
Potencia (MW)	21.707	23.501	24.985	27.196	28.878	42.494
Producción (GWh/año)	52.227	38.061	58.453	53.270	47.080	102.259

Potencia y producción de energía eléctrica por áreas tecnológicas	
Tabla 3.6	Fuente: IDEA

3.4 PROBLEMÁTICAS DE LA BIOMASA

Como comentábamos en el capítulo anterior, las barreras y obstáculos que frenan el desarrollo del sector pueden agruparse en tres partes diferenciadas:

1. Problemática derivada de la producción del recurso.
2. Problemática derivada de la gestión del recurso.
3. Problemática derivada de la transformación energética del recurso.

3.4.1 PROBLEMÁTICA DERIVADA DE LA PRODUCCIÓN DEL RECURSO

A DISPONIBILIDAD DEL RECURSO

Es difícil asegurar una producción estable de residuo dadas las características de los aprovechamientos forestales y las características de las actuaciones de limpieza de los montes (a veces hay gran discontinuidad en el tiempo debido a la actuación poco constante de algunos organismos oficiales que deciden la limpieza de los montes).

Los residuos obtenidos son muy heterogéneos, incluso se puede llegar a la imposibilidad de obtener un producto homogéneo en el tiempo.

B EXISTENCIA DE USO ALTERNATIVO

Los residuos forestales tienen, a veces otros aprovechamientos; industriales (venta de astillas a industrias papeleras, de fabricación de tableros, etc.) o domésticos tradicionales.

C HETEROGENEIDAD FÍSICA Y DE COMPOSICIÓN DEL RECURSO

Se produce por la ausencia de pretratamientos de adecuación del recurso al transporte. Se soluciona con astillado y compactación del recurso.

A la vista del potencial de recursos de residuos forestales se han localizado dos comunidades autónomas, Castilla-León y Galicia, para actuación prioritaria ya que entre ambas superan el 40 % del potencial español de residuos forestales, con un total de 588.129 tep/año. En ambos casos, existe un alto porcentaje de superficie forestal con gran actividad de industria maderera. Esta circunstancia favorece la viabilidad de proyectos de aprovechamiento de residuos forestales. En cambio, esta circunstancia no se da en todas las comunidades. La problemática básica de la heterogeneidad física de la composición de la biomasa se trata de lo siguiente:

- Inexistencia de un mercado desarrollado de distribución de biomasa
 - muy pocas empresas dedicadas a la logística de suministro de biomasa, al menos a gran escala.
 - muchas de las empresas de logística de suministro de biomasa no están especializadas, ya que se dedican al transporte de carbón.
- Falta de demanda de recurso ocasiona falta de seguridad sobre disponibilidad de recurso en términos adecuados de cantidad, calidad y precio.
- Competencia con sectores alternativos de residuos forestales. La industria maderera puede pagar precios superiores a los admisibles dentro del sector energético. Además suelen ser el mejor sitio donde aprovechar residuos, ya que desarrollan una actividad basada en la explotación del mismo recurso.
- Dispersión y baja concentración de los recursos forestales que obliga a agrupar los residuos de varias explotaciones, cercanas entre sí, para realizar un proyecto, pero que complica o entorpece la viabilidad del proyecto por el gran número de contratos de suministro que deben formalizarse de manera previa.
- Para las aplicaciones térmicas tanto industriales como domésticas, la biomasa debe ofertarse a los usuarios con las mismas condiciones de precio, servicio y calidad que los combustibles convencionales utilizados habitualmente. Actualmente la adecuación a estos requerimientos en el sector doméstico necesita un periodo de desarrollo tecnológico, así como la correspondiente transferencia tecnológica desde otros países con mayor tradición en estos usos.
- En el sector industrial, son necesarios sistemas seguros de suministro de combustible, con métodos de operación automática y sistemas de limpieza de partículas con niveles, al menos, iguales a los existentes en los combustibles convencionales.

Se indican a continuación las posibles soluciones. El sector precisa un gran esfuerzo en lo que innovación tecnológica se refiere:

En la fase de producción son necesarios:

- Métodos analíticos de caracterización física y energética de la biomasa forestal.

- Desarrollo de sistemas y de maquinaria específica para el acopio del recurso, optimización de procedimientos logísticos para el suministro y métodos, equipos y sistemas para la adecuación de la biomasa forestal a su uso energético.

3.4.2 PROBLEMÁTICA DERIVADA DE LA GESTION DEL RECURSO

La mecanización es difícil por lo que estos trabajos se convierten en intensivos en mano de obra (raíz del problema de los altos precios de los residuos).

La adecuación del recurso a la aplicación energética pasa por lo siguiente:

- Mejorar las características del recurso en cuanto a humedad, densidad y granulometría.
- Mejorar homogeneidad y densidad mediante astillado y compactación.

La logística de suministro pasa por lo siguiente:

- Satisfacer a los consumidores en cuanto a regularidad, calidad y precio mediante la creación de canales de comercialización de residuos forestales.
- Esto implica la creación de centros de distribución de residuos forestales.
- Tipificar condiciones que permitan elaboración de contratos de suministro a largo plazo.

3.4.3 PROBLEMÁTICA DERIVADA DE LA TRANSFORMACIÓN ENERGÉTICA DEL RECURSO

a) Usos térmicos

Se enfrenta a la competencia en precio con otros combustibles y, en especial, con el gas natural con el que tiene grandes inconvenientes para competir (almacenamiento, sobrecostos de equipos, rendimientos, contaminación)

b) Uso de generación de energía eléctrica.

Bajo rendimiento.

Los rendimientos de una central de carbón suelen estar entorno al 40-42, en cambio, los rendimientos de una central alimentada con biomasa suelen estar entorno al 22-25%. Altos niveles de inversión para potencias instaladas que, además, son pequeñas (no se pueden hacer centrales de gran potencia por la falta de disponibilidad de biomasa).

Una mejora importante la constituye la gasificación del recurso forestal ligada a la combustión del gas.

Para las aplicaciones de producción de energía eléctrica hay que señalar lo siguiente:

- Los rendimientos de generación eléctrica son inferiores a los obtenidos en centrales térmicas convencionales, lo que asociado a los mayores costes de inversión de este tipo de centrales implica una reducción de la rentabilidad económica de la inversión que no llega a la mínima requerida por los promotores del sector.
- El tamaño de las instalaciones genera obstáculos al desarrollo de las aplicaciones eléctricas. De hecho, las instalaciones pequeñas solo serían rentables con la biomasa gratuita o la retribución de la energía eléctrica vendida adquiriera niveles muy superiores a los actuales mientras que para centrales de mayor potencia el problema se plantea en la seguridad del suministro de biomasa.

Para la fase de aplicación energética o transformación del recurso, durante los próximos años

- deberán modificarse los sistemas de manejo y alimentación de la biomasa.
- Se precisará el desarrollo o transferencia de tecnología en los ámbitos de fabricación de calderas, gasificación, equipos de limpieza de gases y adaptación de turbinas y motores para la combustión del gas resultante de la gasificación y limpieza de gases.

Para paliar el bajo rendimiento de los sistemas de generación eléctrica con biomasa, una de las alternativas planteadas consiste en la co-combustión de biomasa con carbón en centrales térmicas convencionales lo que permite pasar de rendimientos en el entorno del 22 % a rendimientos en el entorno del 35-40 % dependiendo de la central. La ausencia de primas actuales para este tipo de instalaciones de grandes centrales térmicas y porcentajes de biomasa relativamente bajos a las instalaciones propiedad de grandes compañías eléctricas dificulta, en principio, el desarrollo de un potencial de biomasa forestal que elevaría la contribución de esta área de forma importante y con mejores rendimientos energéticos.

3.5 HIPOTÉTICA UBICACIÓN DE LA PLANTA DE BIOMASA

Una vez conocidas y estudiadas todas las problemas derivadas del recurso de la biomasa, se dispone de la capacidad para poder seleccionar la ubicación más apropiada. En mayor o menor medida, el objetivo con la correcta ubicación de la misma es la paliar con las problemáticas principales:

- Producción del recurso
- Tipo de recurso
- Gestión del recurso
- Transformación del recurso

Para ello, se debe pensar en una localidad donde haya abundancia del recurso. En este caso, deberá ser una zona forestal.

Por otra parte, el transporte debe de ser sencillo y corto. En muchas ocasiones no se tiene en adecuada consideración la movilidad y el consumo que produce el transporte para abastecer una planta térmica. Es necesario encontrar el equilibrio energético y económico entre el gasto y consumo para obtener el recurso y lo que se obtiene por él en términos energéticos y económicos.

Por todos estos motivos, basados en el histórico actual de España, se dispone de una idea aproximada de las localidades donde se han hecho estudios y se ha determinado adecuada la implantación de este recurso.

A su vez es de especial importancia el abastecimiento de combustible. Las comunidades autónomas con mayor disponibilidad de este recurso son Castilla y León, Galicia, Extremadura y Andalucía. Por este motivo, la ubicación de la planta térmica en España, deberá estar en una de esas Comunidades, ya que de ser de otro modo, la inversión en transporte sería muy elevado.

Aunque hoy en día 25 MW pueda sonar a una potencia reducida, teniéndose plantas en España de más de 1000 MW, no se puede caer en la equivocación de comparar el recurso de la biomasa con otro tipo de combustibles. Para obtener la potencia de 25 MW es necesaria una gran cantidad de este recurso y además que esté cercano y sea fácil de transportar.

Por otro lado, también está la problemática de la red eléctrica. Debe considerarse el consumo de la zona local a la que pertenezca, ya sea un pueblo o ciudad. Lo más sencillo es localizar una zona con consumo industrial, ya que eso supone una garantía.

Por este segundo motivo, quedan descartadas Extremadura, Castilla y León, que a pesar de tener gran disponibilidad del recurso, su consumo energético es mucho menor que el de Andalucía y Galicia.

Quedando entonces Andalucía y Galicia como mejores opciones por condiciones de disponibilidad del recurso y consumo energético, queda estudiar el terreno. Como otro factor a tener en cuenta. Es sabido que Galicia es una Comunidad con un terreno con irregularidades, montañas y puertos. Las conexiones en esta Comunidad por estos motivos se pueden hacer complicados y por defecto caros.



Mapa topográfico de España	
Figura 3.2.	Fuente: Google

Por el contrario, se sabe que Andalucía es una Comunidad plana en cuanto al terreno, quitando la zona de la Cordillera Bética. Esto engloba a ciudades como Jaén, Córdoba, Granada y Almería, quedando restantes en Andalucía Cádiz, Huelva y Sevilla.

Como se puede observar en el mapa, la zona de Galicia se ve perjudicada por la Cordillera Macizo Galaico. Por el contrario, se observa como la depresión del Guadalquivir brinda unas condiciones de terreno en cuanto a facilidad de comunicación fantásticas.

Se conocen plantas de dimensiones similares en Asturias (37 MW – Biomasa Navia), Navarra (30 MW – Planta de Biomasa de Sigüesca) y Huelva (41 MW – Biomasa Huelva), desarrollada por OHL.

Por los motivos presentados y con el aquiescencia de un gran experto con el cual tengo el placer de trabajar en la actualidad, Santiago Rodríguez-Noriega Director General de INITEC Energía S.A. el



cuál trabajó durante muchos años en OHL, se ha decidido ubicar como destino final la planta en la Comunidad Autónoma de Andalucía, próximo a la ciudad de Huelva.



4 TEORÍA DEL CICLO **TERMODINÁMICO RANKINE**

La biomasa no se puede quemar en motores de combustión interna. La única manera de obtener energía de ella es siendo quemada en una caldera y utilizar los gases de escape para calentar agua, obtener vapor y turbinar este vapor para con un generador obtener energía eléctrica.

El ciclo térmico que se utiliza para realizar este proceso se denomina Rankine.
parrilla.

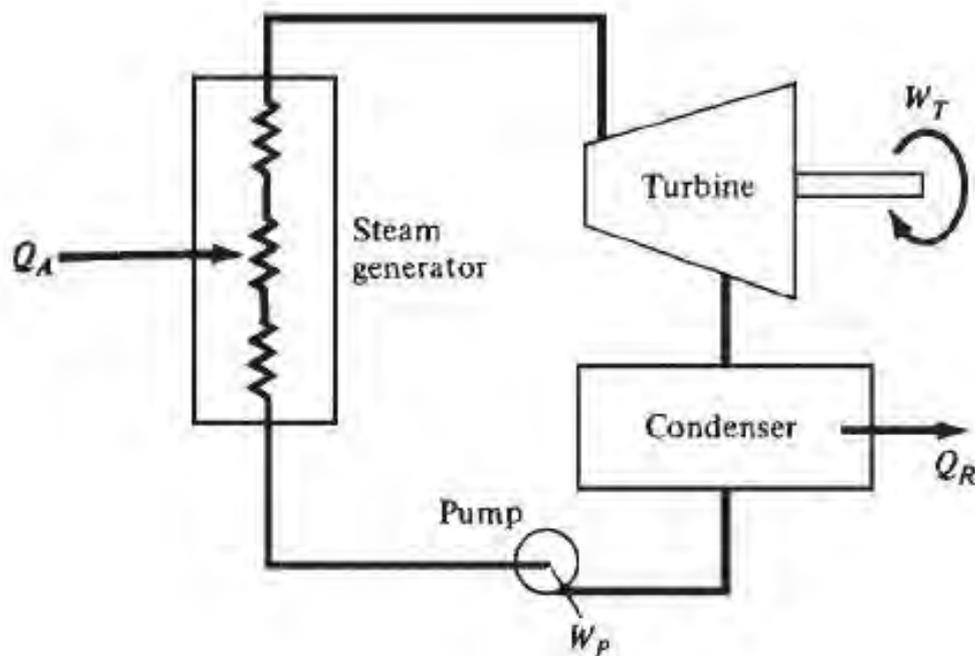
Este capítulo está dedicado al entendimiento, a través de la descripción teórica del funcionamiento del ciclo Rankine. Se detallarán diferentes configuraciones dentro de las posibilidades que el ciclo Rankine ofrece.

4.1 CICLO RANKINE

El ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico que tiene como objetivo transformar el calor en trabajo, resultando en un ciclo de potencia.. Este ciclo está formado en su forma más básica por:

- Una adición de calor en la caldera a presión aproximadamente constante y evaporación y posterior sobrecalentamiento del vapor de agua.
- Una expansión en una turbina de vapor.
- Condensación del vapor a presión aproximadamente constante en un condensador.
- Un bombeo del agua de alimentación a la caldera para elevar su presión.

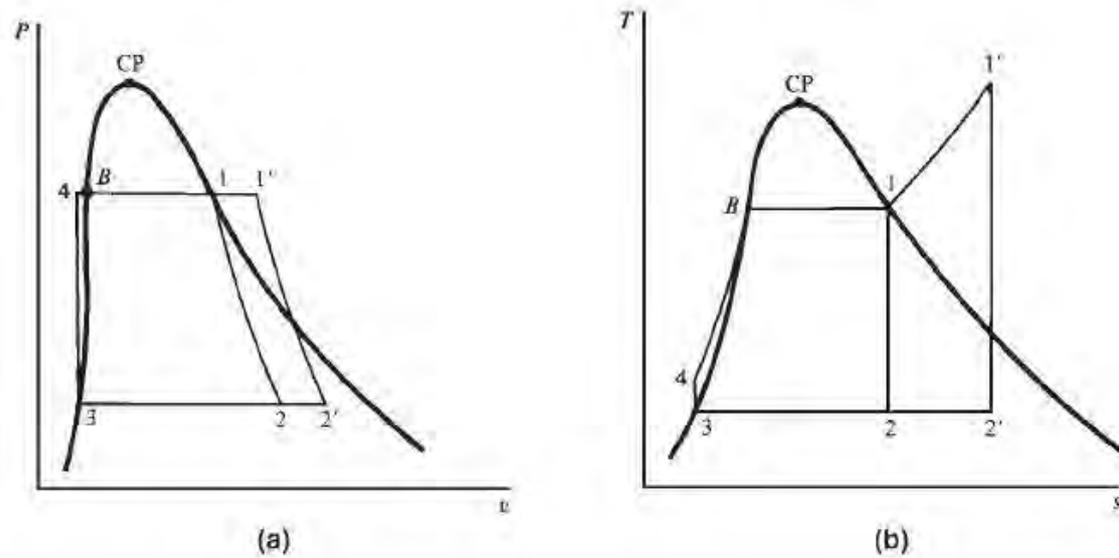
El esquema simplificado del ciclo se muestra en la figura 4.1. y los diagramas termodinámicos en la figura 4.2.



Esquema del ciclo Rankine

Figura 4.1

Fuente: Google



Diagramas P-v (a) y T-s (b) de ciclo de Rankine.	
Figura 4.2.	Fuente: Google

El rendimiento del ciclo de la turbina de vapor viene dado por la siguiente expresión:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{in}} = \frac{m_v(h_3 - h_4) - m_v(h_2 - h_1)}{\dot{Q}_{in}}$$

η_{ciclo} = Rendimiento de la turbina de vapor

\dot{W}_T = Potencia mecánica suministrada por la turbina

\dot{W}_b = Potencia mecánica absorbida por la bomba

\dot{Q}_{in} = Potencia térmica de entrada

\dot{m}_v = Caudal másico de vapor

h_i = Entalpías específicas de los estados principales del ciclo

Como se puede apreciar en la expresión anterior, el rendimiento del ciclo de Rankine, se ve penalizado por la potencia de bombeo, aunque en general dicha potencia es pequeña frente a la generada por la turbina (1-3%).

El ciclo Rankine generalmente no se muestra según la figura 4.2., sino que se le añaden procesos que mejoran la eficiencia y la potencia extraída por la turbina.

4.1.1 CICLOS REGENERATIVOS

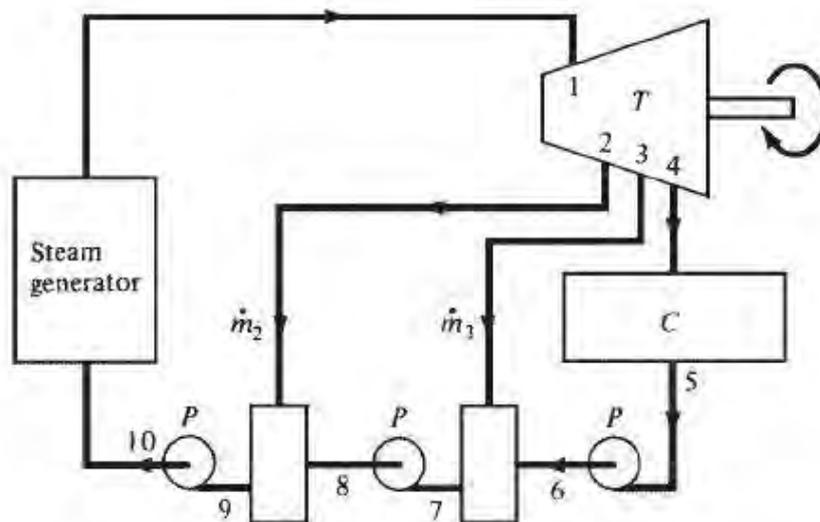
Consiste en el precalentamiento del agua de alimentación mediante un número finito de pasos en cambiadores de calor gracias a vapor extraído de la turbina de vapor. Se expande algo menos de vapor en las últimas etapas debido a la extracción (sangrado) necesario de la turbina de vapor pero se reduce el consumo en la caldera. El calentamiento se puede hacer de dos formas:

- Con cambiadores de calor de contacto directo (desaerador de agua de alimentación)
- Con cambiadores de calor de superficie (intercambiadores cerrados)

A PRECALIENTAMIENTO POR CONTACTO DIRECTO

En este caso, las extracciones procedentes de la turbina de vapor son inyectadas directamente en una cámara de mezcla donde el vapor calienta el líquido (figura 4.7.). Es importante tener en cuenta que la inyección de vapor ha de estar a la misma presión del fluido y que la mezcla quede subenfriada para poderla bombear. Este proceso se utiliza principalmente para desgasificar el agua del ciclo.

El inconveniente principal de esta forma de precalentar es la necesidad de uso de varias bombas de alimentación. Por el contrario la ventaja es que los precalentadores pueden usarse como depósitos de agua de alimentación y como desaerador alguno de ellos. Los desaeradores son imprescindibles para eliminar el oxígeno disuelto el agua y así evitar la oxidación de componentes (principalmente en los tubos de agua de la caldera).



Esquema de la regeneración por cambiadores de contacto directo.

Figura 4.3.

Fuente: Google

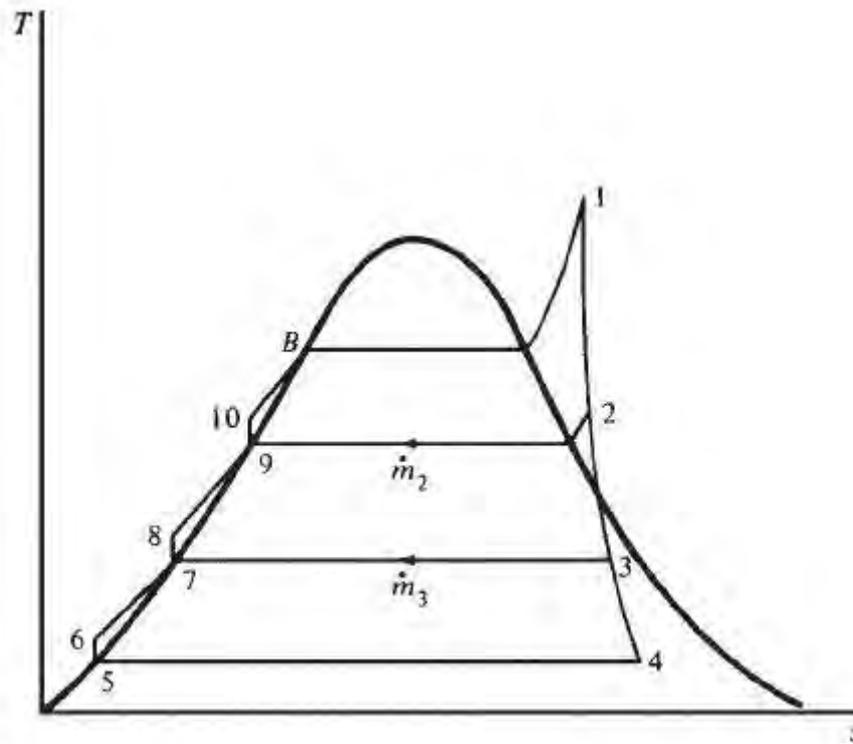


Diagrama T-s de la regeneración por contacto directo.	
Figura 4.4.	Fuente: Google

La mejora de la eficiencia del ciclo proviene del calor que se deja de añadir en la caldera (a baja temperatura) y que ha sido añadido en los precalentadores.

Antes:

$$Q_{aportado} = \dot{m} * (h_6 - h_1)$$

Con regeneración:

$$Q_{aportado} = \dot{m} * (h_{10} - h_1)$$

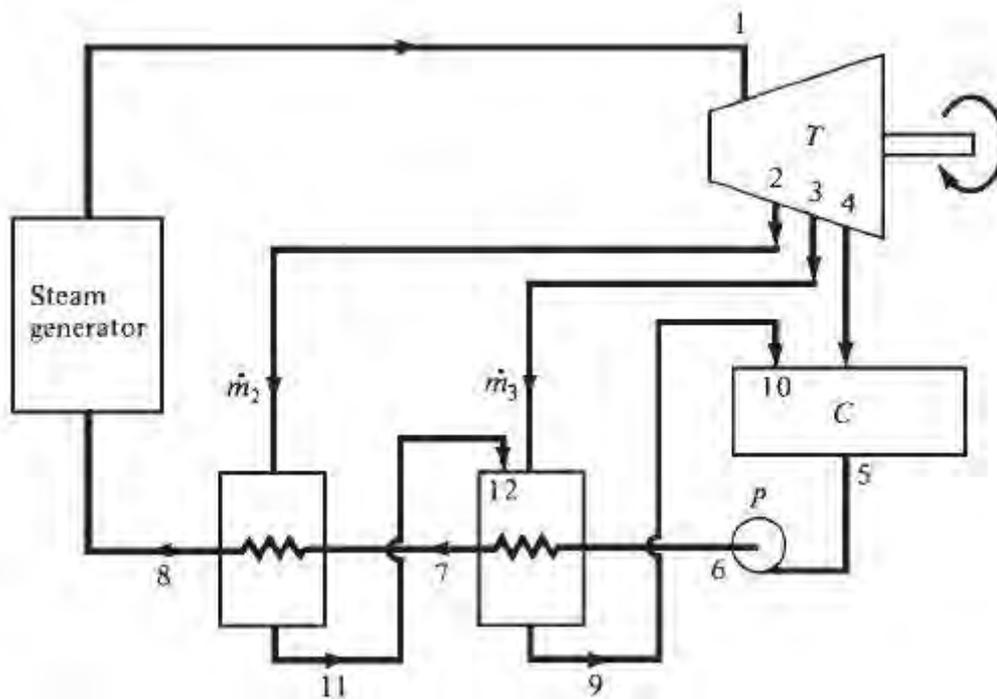
Esto se traduce a su vez en una reducción en el consumo de combustible.

B PRECALENTAMIENTO POR CAMBIADORES DE CALOR CERRADOS

Este es el tipo de precalentamiento más típico en las centrales actuales. El tipo de cambiador utilizado suele ser el de carcasa y tubos. En el lado de la carcasa el vapor es inyectado y condensa sobre los tubos transfiriendo el calor al agua de alimentación que es conducido a través de los tubos del cambiador de calor.

En este tipo de configuración se añade un desaireador, que es un tipo de intercambiador de contacto directo con la capacidad de extraer los incondensables (gases, principalmente aire). Los sistemas de desaireación tienen como principal objetivo la retirada del aire que queda ocluido. Es aconsejable extraer el aire debido a que su presencia durante el tratamiento actuaría como una resistencia térmica adicional, absorbiendo una fracción de calor destinada al producto, disminuyendo de esta forma la eficacia del intercambio térmico. Por otra parte, la presencia de aire en la mezcla favorece la aparición de procesos oxidativos, que se quieren evitar.

La figura 4.5. muestra un diagrama de flujo de la configuración y la figura 4.6. el diagrama T-s. Esta configuración reduce el uso de bombas de alimentación (reduciendo así el consumo que con ello conlleva) y a su vez la inversión en las mismas, comparado con el otro método de precalentamiento, ya que simplemente se ha de aumentar la presión hasta la de alimentación de la caldera más la caída de presión a través de los calentadores.



Esquema de la regeneración por cambiadores sin contacto directo y en cascada

Figura 4.5

Fuente: Google

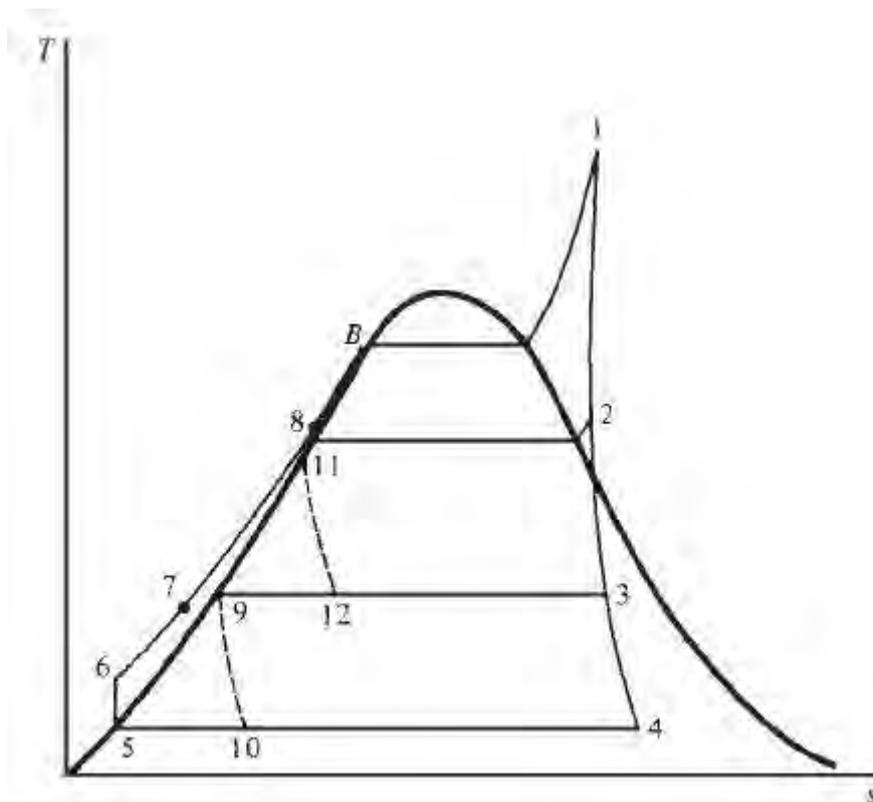


Diagrama T-s de la regeneración sin contacto directo.	
Figura 4.6	Fuente: Google

Se hace un primer drenaje a la turbina (2) a altura presión, el cual se lleva a un intercambiador de calor. De este intercambiador de calor salen dos corrientes, la corriente (8) va directamente a la caldera, concretamente al economizador, y la corriente (11), debida a sus condiciones de temperatura y presión todavía útiles, se mezclan con el segundo sangrado a presión intermedia de la turbina (3). Estas dos corrientes se mezclan a iguales condiciones de temperatura y presión y a través de otro intercambiador de calor, nos sirven para calentar la corriente que viene del condensador (6). De este último intercambiador de calor, sale la corriente que entra (suma de 3 y 12) dando como resultado la corriente (9). Esta última, todavía en unas condiciones de temperatura y presión útiles, se depositan en el condensador (10).

C CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO

Una manera de mejorar la eficiencia del ciclo es utilizar recalentamientos. En el ciclo con recalentamiento, el vapor no se expande por completo en una sola etapa hasta la presión del condensador. Luego de expandirse parcialmente, el vapor se extrae de la turbina y se recalienta a presión constante. A continuación, se lo devuelve a la turbina para su expansión

posterior hasta la presión de salida. Se puede considerar que la turbina está constituida por dos etapas, una de alta y otra de baja presión como lo muestra la figura 4.7.

Este tipo de configuración resulta interesante para ciclos de grandes dimensiones, ya que son necesarias dos turbinas, con lo que el precio del proyecto se encarece notablemente y dicha inversión para ciclos de potencia reducida no resulta rentable.

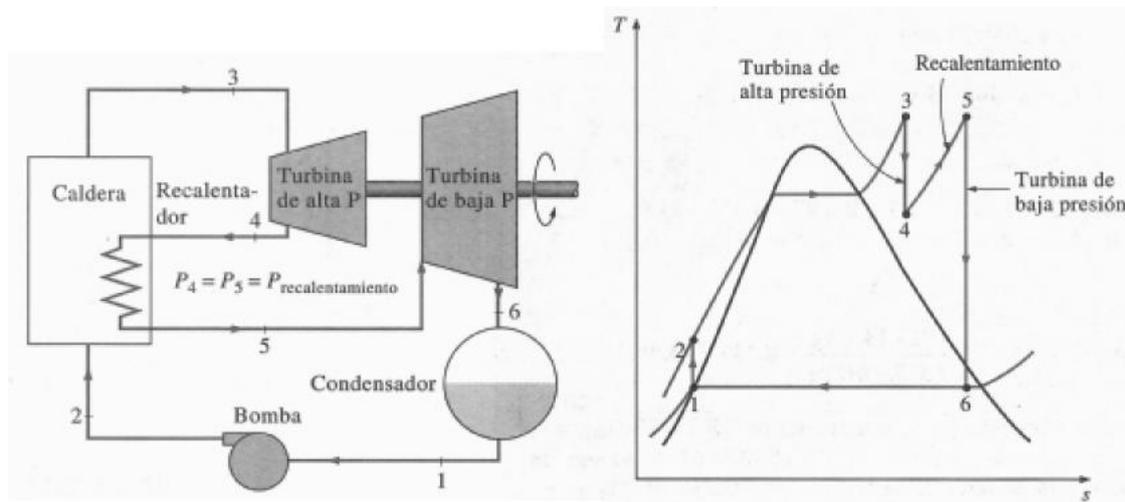


Diagrama T-s de ciclo con regeneración	
Figura 4.7	Fuente: Google

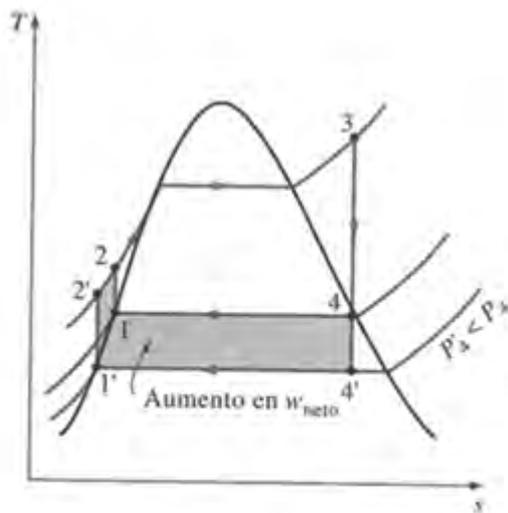
4.2 EFECTOS DE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA EN EL CICLO RANKINE

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma; aumentar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo de la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador. En general en un ciclo cualquier modificación que produzca un aumento del área encerrada por el ciclo sin modificar la cantidad de energía suministrada Q_{sum} ha de aumentar el rendimiento, puesto que un aumento del área encerrada por el ciclo significa un aumento de W_{neto} por lo que necesariamente aumenta la eficiencia η .

Para conseguir esto, se puede hacer mediante las siguientes 3 maneras:

A Reducción de la presión del condensador

La reducción de la presión de operación del condensador reduce automáticamente la temperatura del vapor y, en consecuencia, la temperatura a la cual el calor se rechaza.

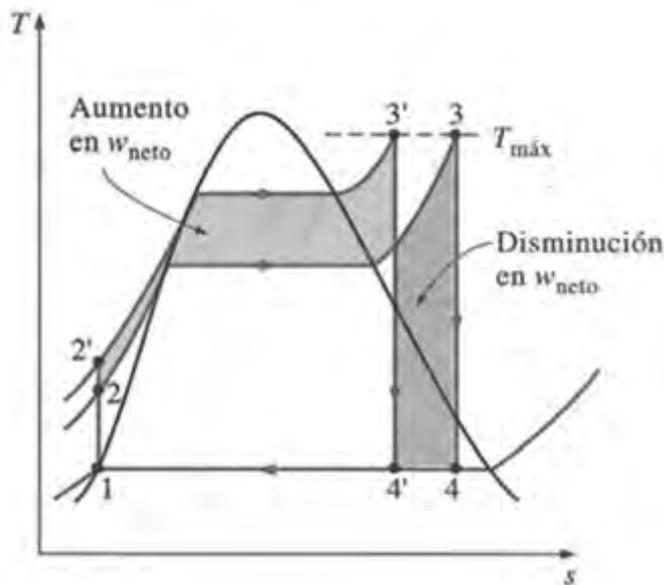


Como se muestra en la figura 4.8. cuando se disminuye la presión del vapor a la descarga de la turbina del valor P_4 al valor P_4' se aumenta el trabajo producido por el ciclo, en una proporción que se indica por el área sombreada, con respecto al trabajo que se produce cuando la presión de descarga del vapor es P_4 . El calor consumido en la caldera se incrementa ligeramente en la proporción mostrada en la curva $2'-2$, y el calor entregado en el condensador, que antes era $4-1$, se incrementa un poco en $4'-1'$. Esto implica por supuesto que al condensador se le debe acoplar algún sistema para producir vacío.

Reducir la presión en ciclo Rankine	
Figura 4.8.	Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards

B Incremento de la presión de la caldera

Otra manera de aumentar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor es incrementar la presión de operación de la caldera, elevando la temperatura de ebullición. Esto, a su vez, incrementa la temperatura promedio a la que se añade calor al vapor.



Incremento de la presión en ciclo Rankine	
Figura 4.9.	Fuente: Kenneth Warky Donald Richards

Como lo muestra la figura 4.9. al elevarse la presión de la caldera se coloca más arriba el

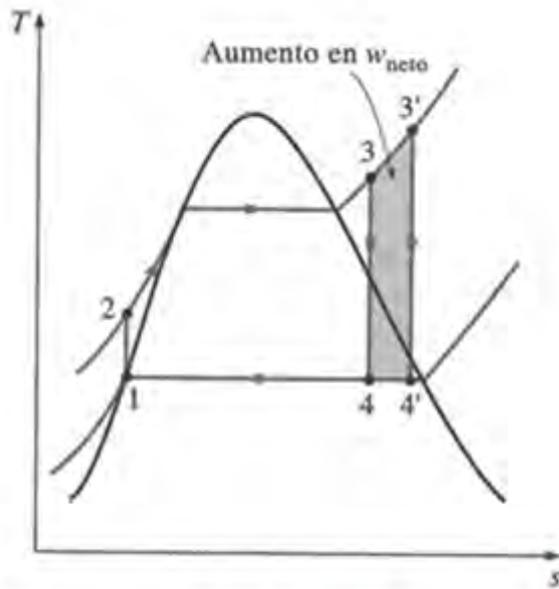
límite superior del ciclo de Rankine y aumenta la superficie encerrada por el ciclo

y con ello su rendimiento. A su vez, se observa que al aumentar la presión, el camino isotérmico de cambio de fase, también es menor, por lo que en la caldera será necesario invertir menos energía. De este modo, la calidad del vapor también aumenta, por lo que se obtendrá mejor rendimiento en las últimas etapas de la descarga de vapor, teniendo menos

humedad en el mismo.

C Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas

Es posible elevar la temperatura promedio a la que se añade calor al vapor sin aumentar la presión de la caldera, y es con el sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas, logrando un incremento en el trabajo de la turbina.



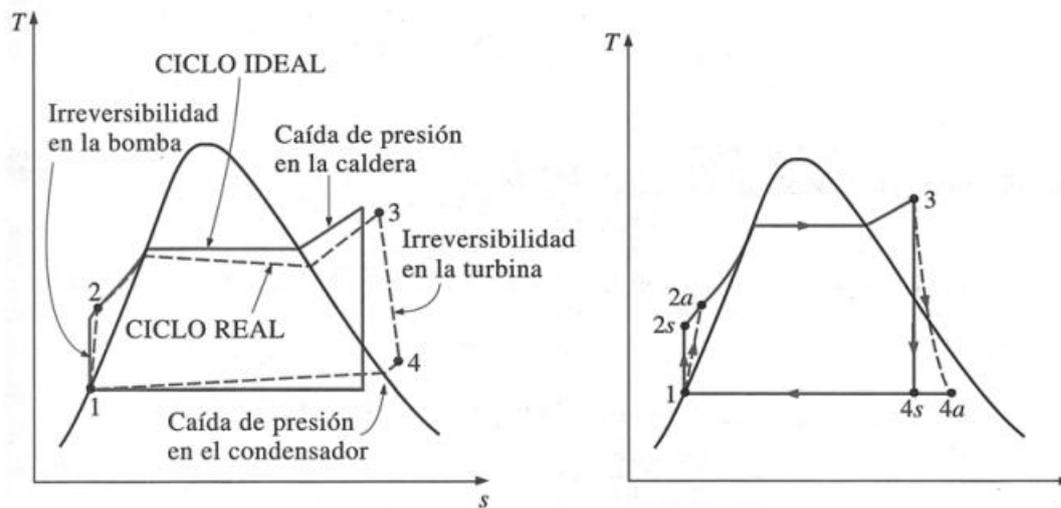
Incremento de la presión en ciclo Rankine	
Figura 4.10.	Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards

Como lo muestra la figura 4.10. si luego de saturar el vapor se continúa calentando a fin de llevarlo hasta la zona de vapor sobrecalentado, la ganancia de superficie encerrada por el ciclo viene representada por la zona sombreada en el diagrama T-s. Desde el punto de vista teórico, encontramos justificación en el hecho de que cuanto más alta sea la temperatura del vapor, mayor cantidad de calor se transformara en trabajo en la turbina, y por lo tanto menos irreversible será el proceso, incrementado el rendimiento térmico del ciclo; Además de reducir

los efectos perjudiciales de la humedad del vapor en la turbina (erosión de los alabes). El camino isotérmico de cambio de fase es menor, por lo que en la caldera será necesario invertir menos energía.

4.3 DIVERGENCIAS ENTRE UN CICLO REAL E IDEAL

El ciclo potencia de vapor real difiere del ciclo Rankine ideal, debido a las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor indeseables hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades como lo muestran los diagramas T-s de la figura 4.11.



Divergencias entre un ciclo real e ideal

Figura 4.11.

Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards

Perdidas por fricción	Perdidas de calor	Irreversibilidades en las bombas y turbinas
La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre los diversos componentes. Para compensar las caídas en las presiones se requiere presiones más altas en el bombeo del agua.	Otra fuente importante de irreversibilidades es la pérdida de calor del vapor por los alrededores cuando éste circula por varios componentes.	En las turbinas y bombas Existen variaciones de entropía entre la entrada y salida. Originado la disminución en el trabajo entregado por la turbina e incrementando el trabajo suministrado a la bomba.



5 DIAGRAMAS, BALANCES Y DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES

Los sistemas térmicos y mecánicos constituyen la parte central de cualquier central que utiliza ciclos de vapor para la producción de energía eléctrica.

En este caso las partes principales que constituyen estos sistemas, se han ido describiendo a lo largo de los capítulos correspondientes.

En el presente capítulo se desarrollan los criterios que definen los equipos térmicos y mecánicos de una central de biomasa forestal.

Estos criterios se detallan en las partes en las que se dividen las necesarias especificaciones técnicas a realizar para el conocimiento de los precios de mercado de la tecnología correspondiente.



Dado que equipos tan importantes como caldera y turbina gozan de tecnologías extremadamente diversas en lo que se refiere a fabricación, escalones de potencia y otras varias no se desarrollará la parte correspondiente a la especificación técnica previa, en su caso, sino que se adoptará como criterio general la asunción de características y precios correspondientes a la tecnología habitual de mercado.

5.1 ALTERNATIVAS

Para el desarrollo del estudio y la utilización de la biomasa en la producción de energía eléctrica se han previsto las siguientes alternativas:

Las alternativas han sido seleccionadas en base a diferentes motivos. El primer criterio que se ha utilizado, ha sido el estudio del título a la salida de vapor. Es conocido que para la optimización de la generación de vapor de este componente, el título debe de ser entre 0,85 y 0,9. De este modo, no se perderá energía en caso de dejar de expandir antes de alcanzar título 1 y entrando en fases donde se tenga un bajo porcentaje de agua se podrá obtener más energía. En el diseño de la turbina, estas condiciones tendrán que tenerse en cuenta para que las últimas etapas vayan protegidas y no se dañen con el posible golpeteo de pequeñas gotas de agua. Por ello las últimas etapas de turbina serán dotadas de tecnologías permitiendo la extracción de condensado.

El segundo criterio ha sido en función de los materiales. Según la normal ASME, El acero al carbono (A106 grabe B/C), material del que están hechas las tuberías por las que circula el vapor que conduce a la turbina, no tolera temperaturas superiores a 400°C, motivo por el que se estudia una alternativa con esta opción. La siguiente limitación han sido los niveles de presión. Técnicamente resulta complicado tener un ciclo con un único nivel de presión (sin recalentamiento) para presiones superiores a 60bar, motivo que encarecería la instalación notablemente. De este modo, se podrá tener la visión del encarecimiento y rentabilidad del uso de materiales como acero carbono y aceros aleados. Estos aleados suelen ser de molibdeno, vanadio y cromo. Los más utilizados según la norma ASME, en función de su tratamiento, se les denomina A335 grado P11/P22/P91.

Así, utilizando el diagrama T-s resulta sencillo razonar las presiones y temperaturas para las diferentes alternativas.

Cada una de las alternativas tendrá un nivel de presión, un economizador, un evaporador y un sobrecalentamiento con su correspondiente calderín.

El economizador es la zona del ciclo en el que calentamos el agua hasta el punto de saturación. Corresponde al tramo del punto 7 hasta la línea de saturación en la figura 5.2. y se localiza en la parte final de la caldera, donde menos temperatura están los gases de escape.

El economizador es la zona del ciclo en la que se realiza el cambio de fase. Corresponde al tramo de una línea de saturación de agua a vapor a temperatura constante. Aquí es donde más energía se invierte, debido al cambio de fase.

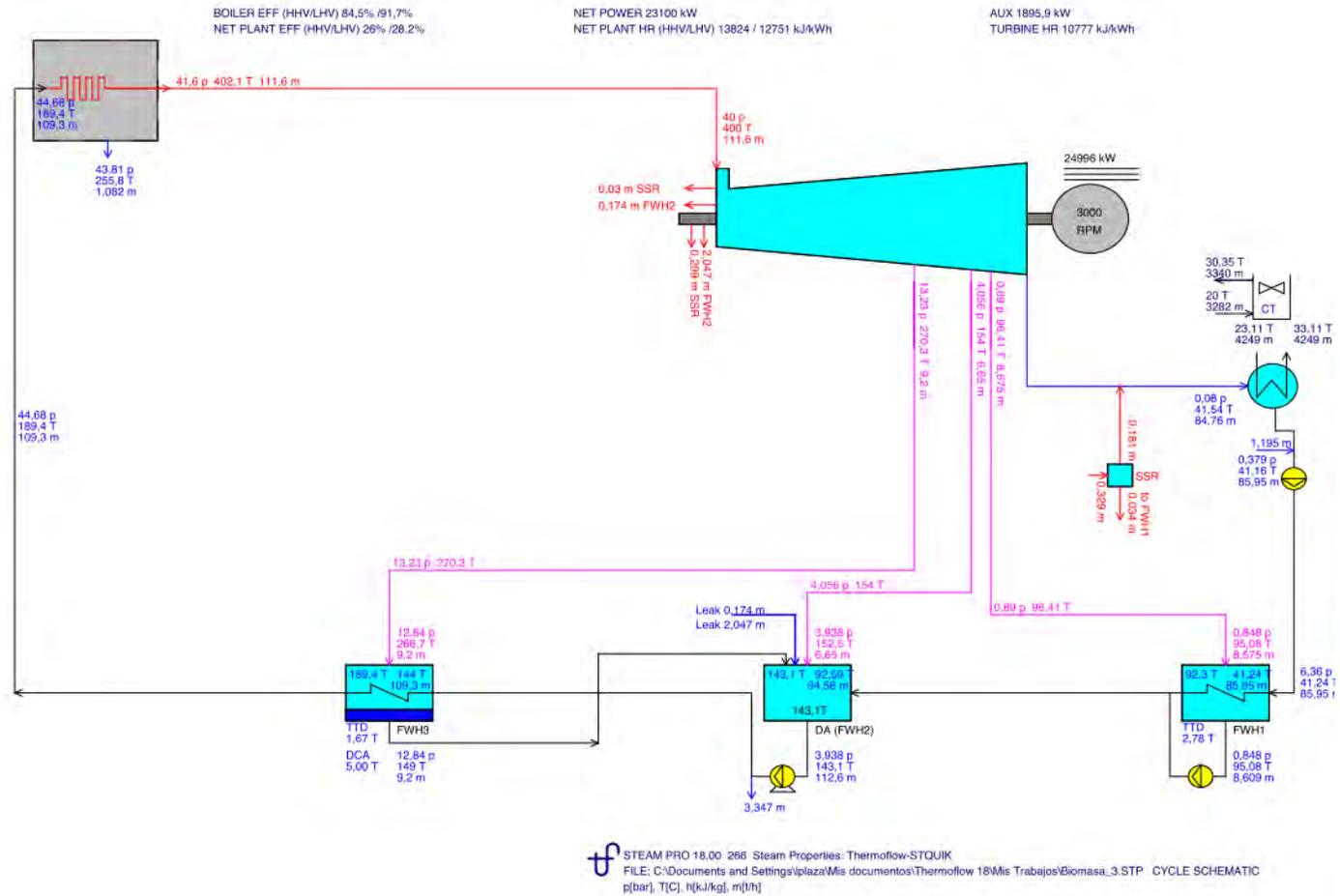
El sobrecalentador correspondería entonces al punto de línea de saturación en la que encontramos nuestro vapor hasta el punto 8 en la figura 5.2.

Esta zona se encuentra en la primera línea, que es donde más caliente están los gases.

La función del calderín es la medición de vapor y líquido. En él se separan ambos fluidos, gobernando así entre la zona de evaporación de la caldera y la de sobrecalentamiento. A su vez, al tener almacenado tanto agua como vapor, este componente ayuda a absorber posibles estados transitorios en el ciclo.

En la figura 5.1. se muestra el esquema funcional del ciclo, elementos y procesos y en la figura 5.2. el diagrama T-s acompañado de los datos de los puntos relevantes del mismo. A su vez, se encuentra el esquema específico de la caldera y sus datos relevantes correspondientes.

En los anexos se muestra toda la información que ofrece el SteamPro sobre una de las alternativas.



Esquema funcional del ciclo, elementos y procesos.

Figura 5.1. Fuente: SteamPro

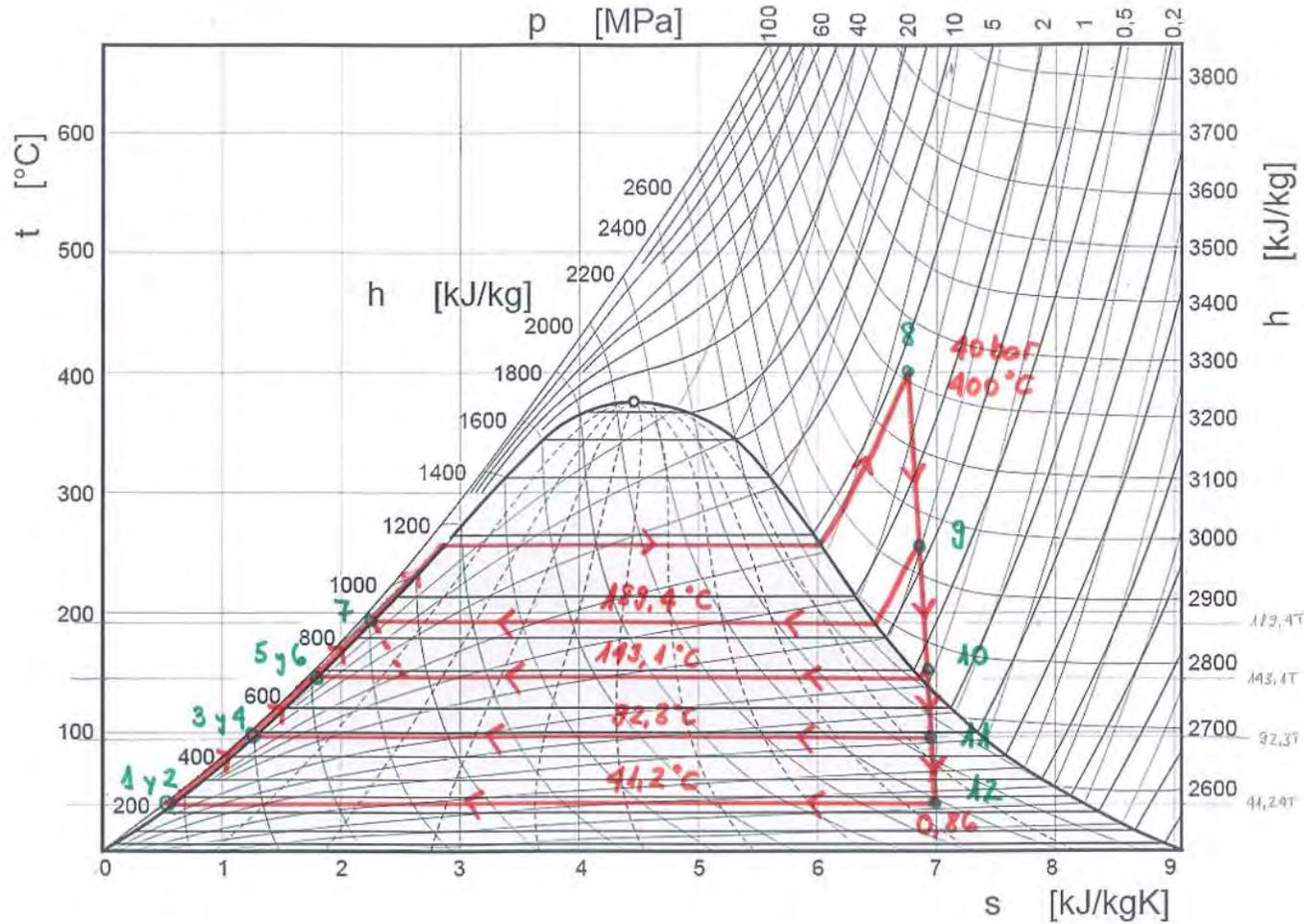
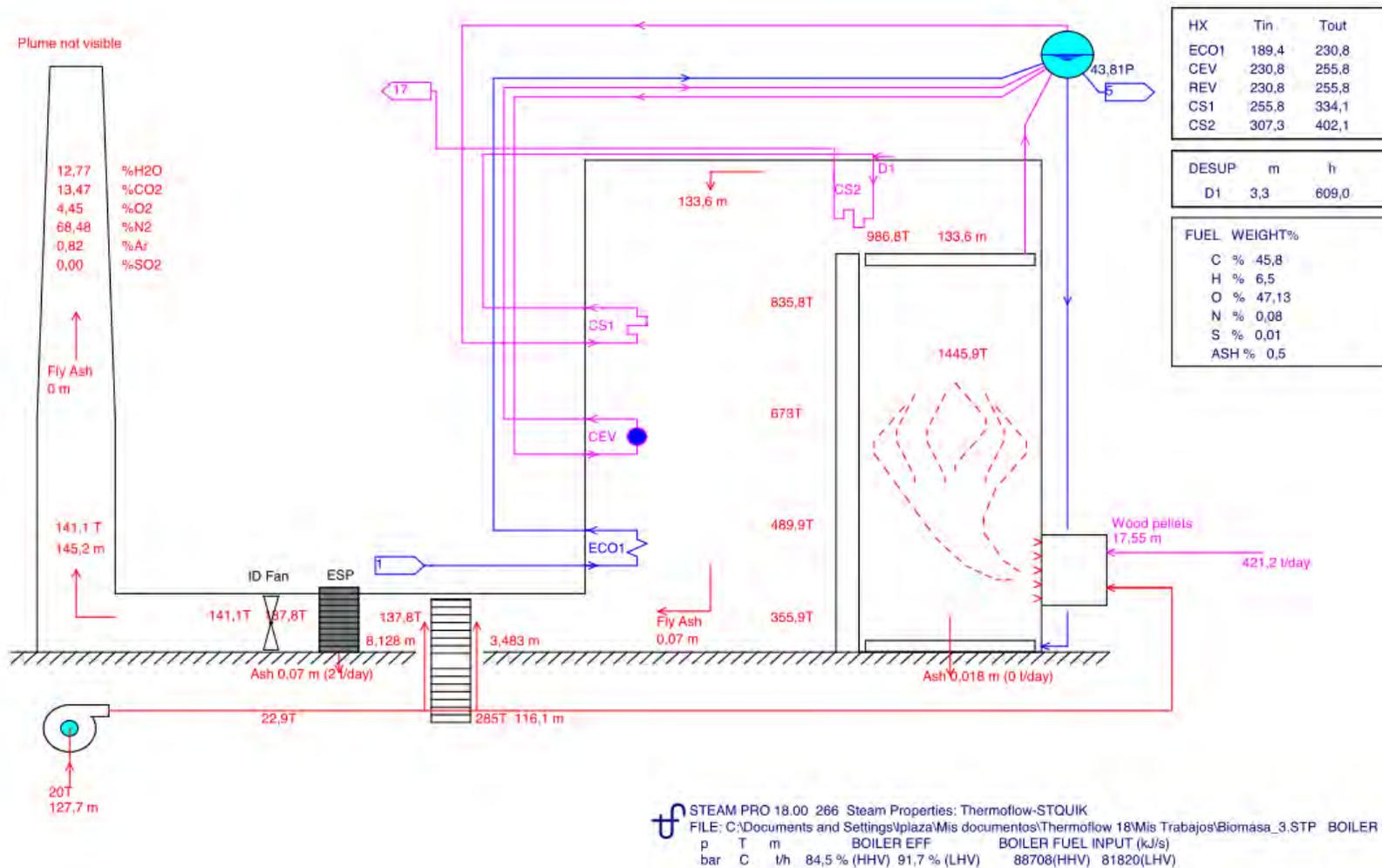


Diagrama T-s del ciclo	
Figura 5.2.	Fuente: Autor



No.	Description	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Caudal [t/h]	Entropía [kJ/kg-C]
1	105. FW into condensate pump	0.379	41.2	172.3	85.95	0.588
2	106. FW after condensate pump	6.36	41.2	173.15	85.95	0.588
3	112. FWH1 heating stream	0.8476	95.1	2531.89	8.57	7.045
4	114. FWH1 feedwater exit	6.181	92.3	387.10	85.95	1.219
5	116. FWH2 heating stream	3.938	152.3	2755.90	6.65	6.945
6	118. FWH2 feedwater exit	3.938	143.1	602.41	94.56	1.771
7	1. Feedwater into boiler	44.68	189.4	806.52	109.29	2.226
8	40. HPT inlet	40	400	3215.51	111.55	6.77
9	53. ST group 2 extraction	13.23	270.3	2976.99	-9.2	6.866
10	56. ST group 3 extraction	4.056	154	2758.22	-6.65	6.937
11	59. ST group 4 extraction	0.89	96.4	2534.21	-8.57	7.031
12	47. LPT exhaust	0.08	41.54	2261.04	84.58	7.226

Datos de los puntos relevantes del ciclo	
Tabla 5.1.	Fuente: Autor



Datos de los puntos relevantes del ciclo

Figura 5.3.

Fuente: SteamPro



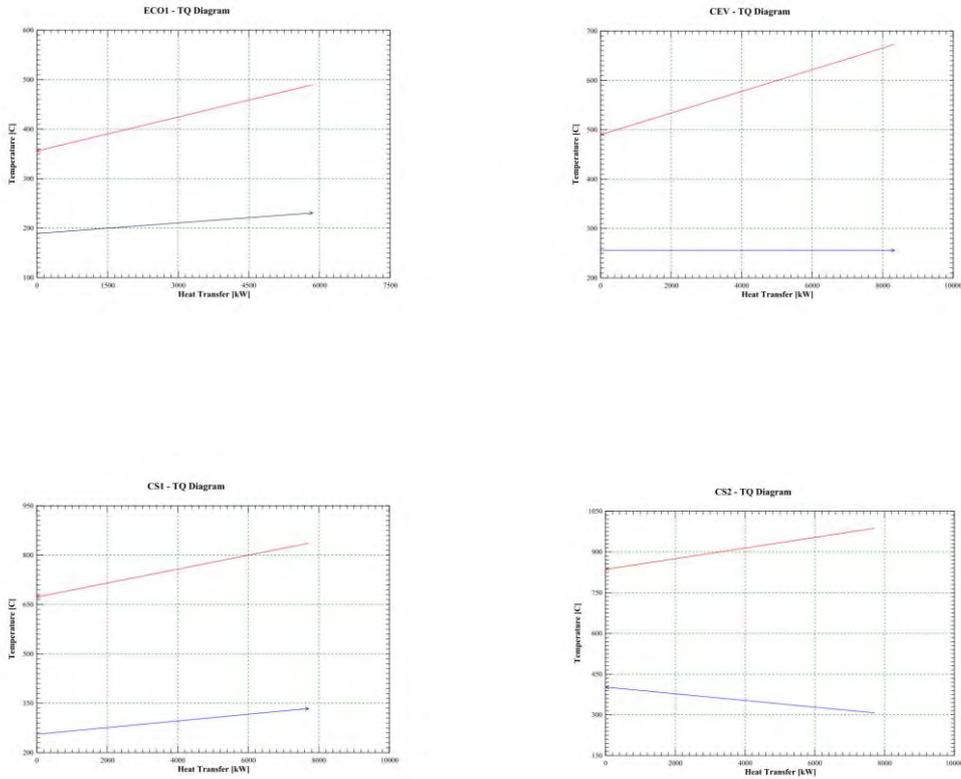
Description	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Caudal [t/h]	Entropía [kJ/kg-C]	T gas [°C]
ECO inlet	44.68	189.4	806.5	109.3	2.2253	489.9
ECO exit	43.81	230.8	994.8	109.3	2.6151	355.9
CEV inlet	43.81	230.8	994.8	16.39	2.6151	489.9
CEV exit (steam)	43.81	255.8	2798.2	16.23	6.0297	673.0
REV inlet (water)	43.81	230.8	994.8	91.97	2.6151	1445.9
REV exit (steam)	43.81	255.8	2798.2	91.97	6.0297	1445.9
CS1 inlet	43.81	255.8	2798.2	108.2	6.0297	835.8
CS1 exit	42.28	334.1	3048.4	108.2	6.4876	673.0
CS2 inlet	42.28	307.3	2975.2	111.6	6.3646	986.8
CS2 exit	41.60	402.1	3217.8	111.6	6.7569	835.8

Datos de los puntos relevantes de la caldera

Tabla 5.2.

Fuente: Autor

A continuación se muestran los correspondientes intercambios a través de las gráficas del programa SteamPro en figura 5.3.



Economizador, Calderín 1, Sobrecalentador 1 y Sobrecalentador 2 en SteamPro	
Figura 5.4.	Fuente: SteamPro

5.1.1 ALTERNATIVA 1: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA CON PELLETS

Constituida por una planta de generación de energía eléctrica con caldera de parrilla alimentada con pellets en condiciones de vapor 40 bar y 400 °C.

5.1.2 ALTERNATIVA 2: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA CON PELLETS

Constituida por una planta de generación de energía eléctrica con caldera de parrilla alimentada con pellets en condiciones de vapor 60 bar y 450 °C.

5.1.3 ALTERNATIVA 3: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA SIN SECADO DE BIOMASA

Constituida por una planta de generación de energía eléctrica con caldera de parrilla alimentada con residuos forestales sin secado de la biomasa mediante los gases de salida de la caldera en condiciones de vapor de 60 bar y 450°C.

5.1.4 ALTERNATIVA 4: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA CON SECADO PARCIAL DE BIOMASA

Constituida por una planta de generación de energía eléctrica con caldera de parrilla alimentada con residuos forestales con secadero parcial de la biomasa mediante los gases de salida de la caldera en condiciones de vapor de 60 bar y 450°C.

5.1.5 ALTERNATIVA 5: COMBUSTIÓN EN CALDERA DE PARRILLA CON SECADO TOTAL DE BIOMASA

Constituida por una planta de generación de energía eléctrica con caldera de parrilla alimentada con residuos forestales con secadero total de la biomasa mediante los gases de salida de la caldera y ayuda de un motor diesel y en condiciones de vapor de 60 bar y 450°C.

Resumen Resultados

Los resultados obtenidos a través del programa SteamPro en cada una de las alternativas se resumen en el siguiente cuadro.



TABLA RESUMEN RESULTADOS TECNICOS POR ALTERNATIVA EVALUADA

Casos	Alternativa	Potencia (MW)	Presión a la entrada de la turbina	Temperatura a la entrada de la turbina	Potencia Neta (kW)	Rendimiento LHV	Humedad de biomasa(%)	LHV Biomasa(kJ/kg)	Gasto combustible t/día
1	Caldera de Parrilla con pellets - 40 bar y 400°C	25	40	400	23.100	28,23	8,7	16.784	421
2	Caldera de Parrilla con pellets - 60 bar y 450°C	25	60	450	23.069	29,99	8,7	16.784	396
3	Caldera de Parrilla sin secado - 60 bar y 450°C	25	60	450	22.562	28,43	48,91	8.594	798
4	Caldera de Parrilla secado parcial - 60 bar y 450°C	25	60	450	22.674	29,09	36,58	10.050	(798) 670
5	Caldera de Parrilla secado total - 60 bar y 450°C	25	60	450	22.996	29,79	14,57	14.372	(798) 464

Resultados técnicos para cada alternativa	
Tabla 5.3.	Fuente: Autor

5.2 CALDERA DE PARRILLA SIN SECADO

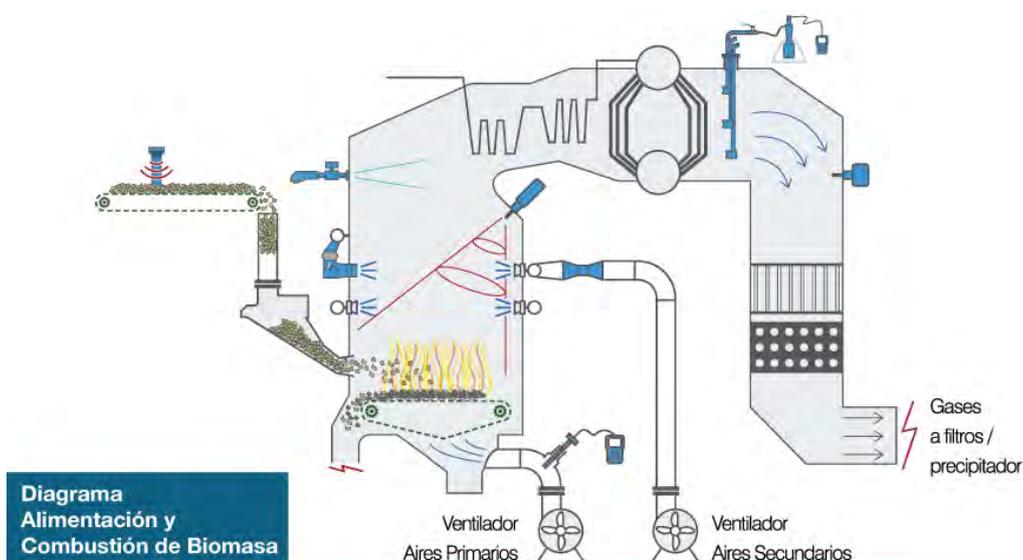
La biomasa recibida en la planta se introducirá, para su combustión, en una caldera del tipo de parrilla y posteriormente el vapor generado se expansionará en un turboalternador, del tipo de condensación, con retorno de condensado a la caldera a través de un pre-calentador-desgasificador, que actuará alimentado por una extracción de la turbina.

La energía eléctrica generada en el alternador elevará su tensión en un transformador principal y se transportará posteriormente a la línea de subestación más cercana.

Hay equipos que son necesarios hacerlos a medida, como la caldera y la turbina de vapor. Para la turbina de vapor, hay modelos genéricos, en los que el fabricante ofrece unas determinadas limitaciones, y bajo esas limitaciones, el propio fabricante ajusta la turbina al ciclo en concreto.

La caldera, sería necesario contactar con los principales fabricantes (Foster Wheeler, Babcock & Wilcox, Babcock Borsig Steinmüller, John Thomson, etc.) y en base a la potencia que se requiera, condiciones de combustible, ubicación (condiciones medioambientales), etc. se diseñaría la caldera específica del cliente.

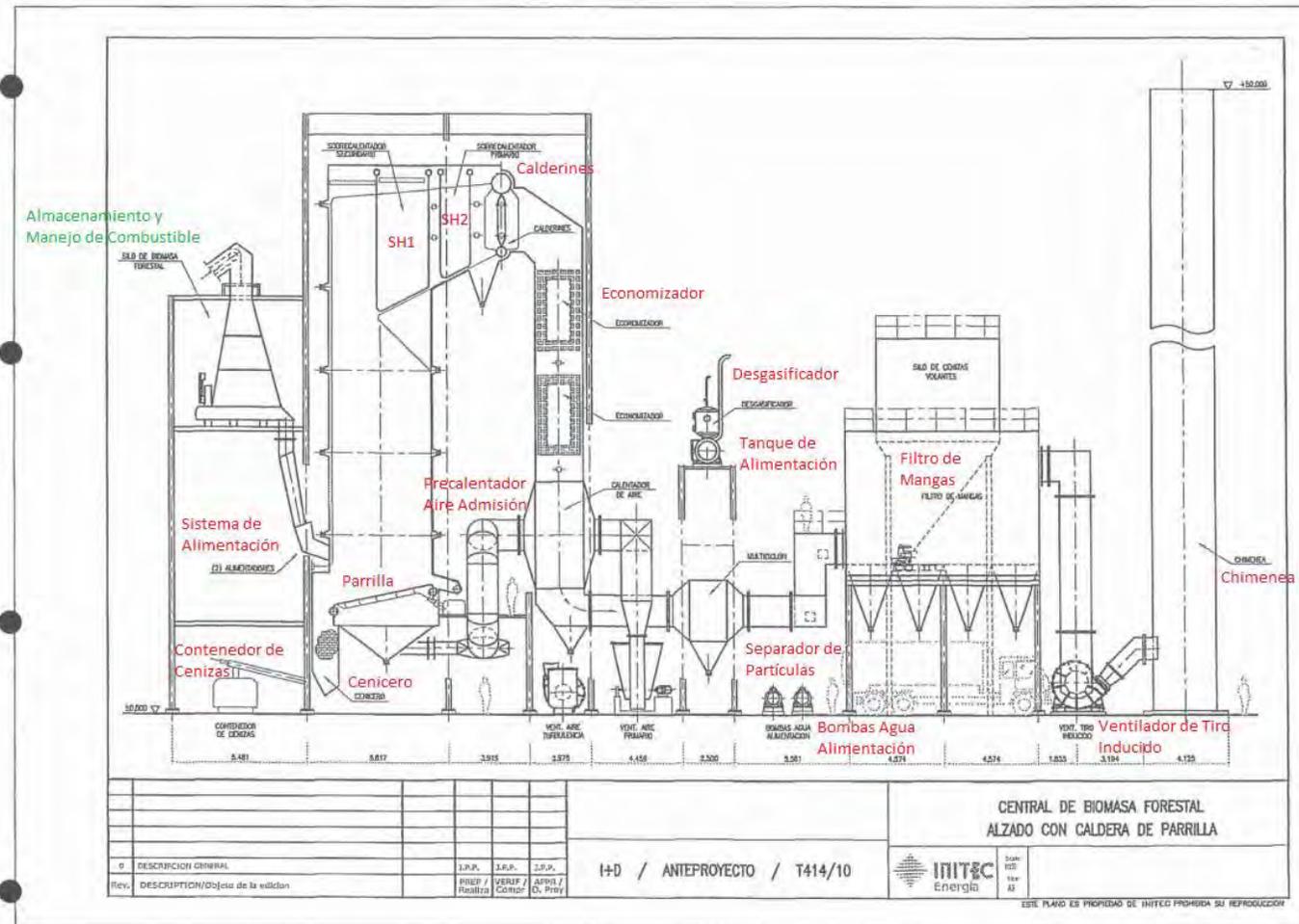
A continuación, en la figura 5.4. se muestra la arquitectura esquematizada de una caldera de parrilla, seguida de una más detallada con todos los componentes que la componen en figura 5.5.



Arquitectura Caldera de Parrilla

Figura 5.5.

Fuente: Valvexport



Arquitectura Caldera de Parrilla y Componentes

Figura 5.6. Fuente: INITEC Energía

5.2.1 GENERACIÓN DE VAPOR

El generador de vapor será del tipo de parrilla vibratoria inclinada, con superficie de pared de membrana refrigerada por agua con descarga automática de cenizas. Para la combustión de biomasa, es la opción más frecuente y la experiencia con ellas utilizando este tipo de combustible es amplia y de buenos resultados. Además, hay una gran ventaja económica con respecto a las calderas de lecho fluidos, las cuales utilizan unas tecnologías más complejas y menos desarrolladas,, dando como resultado unos precios más elevados, los cuales se pueden ver justificados en generaciones eléctricas mayores.

Es un diseño que combina la refrigeración por agua de la superficie de la parrilla con la vibración intermitente de la misma para posibilitar el movimiento del lecho a través del hogar y la descarga automática de cenizas por el extremo delantero de la parrilla.

Los alimentadores neumáticos con aire están localizados en la pared frontal para distribuir el combustible uniformemente en el hogar. Crean una cortina de partículas en mezcla con el aire de turbulencia (“overfire”).

Las partículas más finas queman en suspensión. El aire “overfire”, alimentado a distintos niveles por encima de la parrilla proporciona la turbulencia necesaria para mezclar estas partículas con el aire, asegurando así una combustión completa. Las partículas más pesadas forman un lecho frío y uniforme sobre la parrilla en cuyo seno acaba de producirse la combustión debido al aire a gran temperatura (procediendo del precalentador de aire) que se inyecta uniformemente repartido por su parte inferior.

Entre ambos efectos se obtienen así unas condiciones de combustión estables en el punto de mejor rendimiento, así como una variación de la carga cuando es necesario. Para disminuir los inquemados y aumentar por tanto el rendimiento global de la caldera, se ha previsto un sistema de reinyección de cenizas que recogerá aproximadamente un 30% de la producción de ésta desde distintos puntos y las reintroducirá en la caldera para la completa combustión de las pequeñas partículas inquemadas que pudieran existir para mejorar el porcentaje de combustibles.

El equipo incluido está basado en una caldera de circulación natural con dos calderines suspendidos de la estructura soporte para instalación a intemperie y dotada de todo el equipo auxiliar necesario para una operación automática continua.

A CÁMARA DE COMBUSTIÓN

En torno a la cámara de combustión es donde se encuentran las transferencia de calor por radiación. Los principales componentes de la cámara de combustión son:

- La parrilla de combustión
- Las paredes de agua de la parte inferior y superior.

El aire primario es conducido a la parrilla por la caja de aire. La parrilla es del tipo vibratorio con superficie de pared de membrana. Los quemadores de arranque, lo cuáles utilizan diesel, se localizan encima de la parrilla.

En parte superior de la cámara de combustión, el hogar, está compuesto de paredes de tubos de agua. Es el área en que el calor es transferido desde los gases y el material en combustión al agua de caldera que es parcialmente convertida en vapor. Esta etapa no forma parte del economizador, evaporador ni sobrecalentador. Esta es la zona más caliente de la caldera y por motivos de transferencia de calor deben de ir refrigerados por agua. Si se pretendiese utilizar esta zona como parte del sobrecalentador, el vapor no sería capaz de refrigerar estos tubos y se fundirían.

En la parte inferior se sitúa la parrilla de combustión donde se introducen el aire primario y el combustible.

El aire de turbulencia (overfire) se introduce a distintos niveles por encima de la parrilla para completar la combustión. Dado que las paredes son de tubos de agua, la temperatura de estos es constante a lo largo de la cámara de combustión y corresponde a la temperatura de saturación a la presión del calderín de vapor. El agua se lleva desde los downcorners, que son los tubos que bajan del calderín al fondo de la caldera, hasta la entrada de los colectores al pié de la cámara de combustión y asciende a través de los tubos de las paredes de agua junto con el vapor producido para llegar a los colectores de salida en la parte superior de la caldera.

B ZONA DE CONVECCIÓN

Después de dejar el hogar, los gases de combustión entran en la zona de convección de la caldera.

En primer lugar, saliendo del hogar, los gases de combustión pasan a través de los sobrecalentadores. Se disponen encima de la nariz del hogar, de modo que reciban calor tanto por radiación del hogar como por convección de los gases calientes, lo que garantiza el mantenimiento de las condiciones finales del vapor en un amplio rango de carga. Están formados por paneles de tubos verticales. La limpieza de los sobrecalentadores se realiza mediante sopladores de vapor. El sobrecalentador secundario, primero según el paso de gases, está dispuesto en flujo paralelo y el primario en flujo contracorriente.

Los gases atraviesan el banco de convección, compuesto por tubos entre los dos calderines, en el banco se completa la evaporación de agua conjuntamente con el hogar. Después del banco de convección, los gases entran en el economizador. Es un tubo en serpentín en el que el gas de combustión fluye desde la parte superior a la inferior y el agua de alimentación circula de la parte inferior a la superior.

C PRECALENTADOR DE AIRE

Para incrementar más la eficiencia térmica de la caldera, los gases de combustión se enfrían en el precalentador de aire después del economizador.

D SISTEMA DE ENCENDIDO

Para el encendido inicial de la caldera se prevé un quemador de gasóleo capaz de proporcionar un 30% de la carga total de la caldera, dotado de los correspondientes elementos auxiliares, sistema de detección de llama enclavado con el sistema de control de combustión y seguridad.

E SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE

La biomasa procedente del silo se introduce en las bajantes mediante un alimentador de tornillo. La regulación de la cantidad de combustible admitida se realizará por variación de la velocidad de giro del alimentador mediante motor de corriente continua.

El tipo de alimentador elegido, además de proporcionar exactamente la cantidad de combustible requerido por el sistema de control, realiza una función de acondicionamiento de los desechos vegetales, produciendo una desaglomeración y aireación de sus fibras que evitará la formación de atascos en las bajantes y facilitará la combustión posterior.

El método de alimentación de combustible a caldera es mediante alimentadores neumáticos de dispersión del combustible con caudal de aire ajustable para control de la distribución.

Después del sistema de descarga del silo, hay válvulas de contrapeso que distribuyen el combustible a los alimentadores y evitan la recirculación de gases.

Las válvulas rotativas regulan el caudal de aire asegurando una distribución uniforme de combustible en el hogar.

F SISTEMA DE AIRE DE COMBUSTIÓN

El aire primario se toma de la atmósfera mediante un ventilador centrífugo, calentado en un calentador de aire recuperativo con los gases de escape y transportado a la caja de aire donde se introduce en el distribuidor entre la parte inferior de la parrilla y la superior de ésta. Parte del aire primario se conduce a los puntos de alimentación para lograr la distribución de combustible. Durante el arranque, el aire primario también se usa como aire de combustión para los quemadores de arranque.

El control del ventilador de aire primario se realiza de acuerdo al caudal de aire requerido, el cual se mide mediante un venturi en el conducto de entrada.

G SISTEMA DE GAS DE COMBUSTIÓN

El gas de combustión producido en el hogar atraviesa posteriormente la zona de convección de la caldera hasta llegar al filtro de mangas, donde son separadas las cenizas volantes. Los gases son extraídos del separador de cenizas volantes mediante un ventilador de tiro inducido, y se descargan a la atmósfera por una chimenea.

El ventilador de tiro inducido se controla de acuerdo con la presión existente en la parte superior de la cámara de combustión. Las temperaturas y pérdidas de carga de los gases de combustión son medidas a lo largo del sistema principalmente para indicar las condiciones de la caldera.

De igual modo, a los gases de combustión se les analiza el O_2 , CO y NO_x para determinar la eficiencia de combustión y posibles malos funcionamientos en la operación. El O_2 es mantenido normalmente alrededor del 3% para asegurar una apropiada combustión.

5.2.2 TURBOALTERNADOR

A TURBINA

Es el componente más importante del grupo turboalternador. Siendo este parte de los componentes de los equipos principales, será descrito detalladamente más adelante.

B REDUCTOR

Con el fin de ajustar el nº de revoluciones de la turbina al del generador, se instalará un engranaje reductor del tipo simple helicoidal con acoplamientos flexibles entre turbina y reductor y reductor y generador.

Cada grupo debe funcionar siempre a la misma velocidad para que la frecuencia f de la fuerza electromotriz que genera el alternador sea la nominal. El valor que ha de tener esa velocidad constante depende del número de pares de polos p con que se construya el alternador. En revoluciones por minuto esa velocidad n es:

$$n = \frac{60}{p} \cdot f$$

Así, para conseguir fuerzas electromotrices de $f = 50$ Hz de frecuencia, la velocidad de un grupo de p pares de polos debe ser:

$$n = \frac{60 \cdot 50}{p} = \frac{3000}{p}$$

Por tanto, para 50 Hz no puede haber grupos de más de 3000 rpm, y para 60 Hz no puede haber grupos de más de 3600 rpm.

La regulación de la velocidad del grupo es el motor el que debe mantener constante la velocidad n del grupo en todas las condiciones de funcionamiento para que se mantenga la frecuencia f de la fuerza electromotriz.

El trabajo que realiza una fuerza tangencial es fuerza por espacio y la fuerza por el radio respecto al eje de rotación será su momento correspondiente, resultando:

$$W = F \cdot 2\pi r = 2\pi M$$

La potencia P del motor, es el trabajo que realiza cada vuelta por el número de vueltas n 60 que da cada segundo:

$$P = \frac{2\pi Mn}{60} \rightarrow n = \frac{60P}{2\pi M}$$

Salvo las pérdidas, esa es la potencia que el motor entrega al alternador. Como hemos dicho, a pesar de que P varíe, n ha de mantenerse constante para mantener constante la frecuencia f . Para conseguirlo solo existe una posibilidad, y es que el motor ha de variar el momento $M = Fr$ de la misma forma que varía la potencia P . Esto se consigue mediante el control (aumento o disminución) de alimentación de combustible.

C GENERADOR

El generador va refrigerado por aire, va provisto de escobilla y excitación estática. El estator es de construcción soldada, diseñado como una estructura rígida, provisto de conductos para el paso del aire.

5.2.3 CICLO DE CONDENSACIÓN

El corazón de la planta es un ciclo térmico, donde la caldera es la fuente de calor y el condensador el foco frío. La turbina es la máquina térmica donde se transforma la energía térmica en energía mecánica y los sistemas de agua de alimentación y condensado son los responsables del bombeo y precalentamiento regenerativo del agua de alimentación.

En este caso, se tiene un ciclo térmico Rankine con vapor sobrecalentado y con el agua de alimentación precalentada a través de una etapa.

A Condensador y equipo de vacío

El vapor de escape de la turbina se envía al condensador donde, a través de un proceso de enfriamiento con el agua de circulación, es condensado y puede ser enviado al ciclo.

El condensador es del tipo de superficie, de doble paso, con el agua de circulación por el interior de los tubos.

El vapor es admitido entre los tubos, los cuales poseen una disposición especialmente diseñada para que la distribución del vapor permita una óptima utilización de las superficies de

intercambio de calor. Una vez que el vapor es liberado de su calor latente y condensado, se recoge en el pozo caliente del condensador, especialmente diseñado para este fin.

B Bombas de condensado

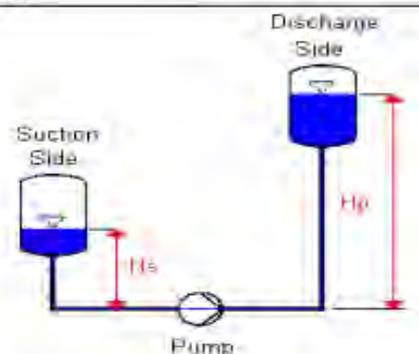
El condensado recogido en el pozo caliente del condensador es bombeado a través del pozo de condensado y condensador de vapor de cierre al desgasificador, por medio de las bombas de condensado.

El modo de calcular las bombas adecuadas, se basa en el caudal que se debe de bombear y la presión de entrada y de salida. Dicho de otro modo, la presión de entrada y de salida, también se mide en metros de columna de agua. Usando como ejemplo la alternativa 1, tenemos los siguientes datos:

Entrada		Salida	
Presión	0,379 bar	Presión	3,938 bar
Caudal	85,95 tn/h	Caudal	85,95 tn/h

Bajo estos datos, se tiene una diferencia de presión de aproximadamente 3,5 bar. Las bombas, se suelen sobre dimensionar y además poner varias (por lo general 3) por posibles averías o paras por mantenimiento. Se ha utilizado el programa “SF Pressure Drop 6.2.” para la estimación del cálculo de dichas bombas. El programa pide más datos, como la distancia de tubería, cantidad de codos en el tramo, válvulas de control, y niveles de los tanques. Como es comprensible, estos datos varían de un proyecto a otro.

Flow medium:	Water	
Vol. flow in m ³ /h:	85,95	
Weight density in kg/m ³ :	998,2	
Dyn. Viscos in 10 ⁻⁶ kg/ms:	1002	
Temperature in °C:	41	
Vapor pressure in bar:	0,081	
	Suction side	Discharge side
Design of the system		
Pressure in reservoir (abs.) in bar:	0,379	3,938
Vertical difference H _s in m:	4,5	20
Pipe diameter inside in mm:	100	100
Length of the pipe in m:	2	60
Calculation		
Pressure in reservoir in bar (abs):	0,379	3,938
Calculated pressure drops in bar		
Vertical difference:	-0,441	1,958
Suction-/Discharge pipe (k= 0,1 mm):	0,019	0,569
90° Bends (1/4):	0,018	0,072
Cocks (0/0):	0	0
Valves (0/0):	0	0
Gate valves (0/2):	0	0,009
Check valves (0/1):	0	0,579
Check valves swing (0/0):	0	0
Pressure at pump flange in bar (abs):	0,783	7,126
Differential pressure in bar:	6,343	
Head in m:	64,8	
NPSH of the system m:	7,6	
Power at efficiency 100% in kW:	15,2	



Bomba de Condensado SF Pressure Drop 6.2.	
Figura: 5.7.	Fuente: Autor

El dato más válido de estos cálculos es lo obtenido en “Head in m”, que son los metros de columna de agua que nuestra bomba puede bombear. El NPSH que se muestra es para tipo de bomba vertical, pero desde el departamento de instrumentación, en bombas de condensado, recomiendan utilizar bombas de tipo “Can”, para las cuales el proveedor da en estas condiciones un NPSH de 2,5 metros, estando situado el tanque a 4,5 m, cumpliendo así las condiciones. El precio de estas bombas varía entorno 20’000 y 25’000 euros.

C Sistema de condensado

El condensado enviado por las bombas de condensado pasa a través del condensador de vapor de cierres, los condensados son recogidos en una parte de este equipo y drenados al condensador de la turbina.

Inmediatamente después, el condensado alcanza la estación de control de condensado. Esta consiste básicamente, una válvula de control que regula el nivel de condensado en el pozo del condensador de la turbina. Aguas arriba de esta válvula existe otra válvula de control de by-pass, que permite la recirculación del condensado al condensador durante bajas cargas y que funciona en modalidad de rango partido con la primera válvula, asegurando un control de las bombas más grande que el mínimo requerido y garantizando el enfriamiento del condensador y el condensador de vapor de cierre adecuadamente o independientemente de la carga de la unidad.

Aguas abajo de la válvula de control del nivel del pozo del condensador, el sistema está provisto de un by-pass al tanque de almacenamiento de condensado por una válvula de control que permite llevar a dicho tanque, el exceso de condensado no requerido por el desgasificador. Si dispone de un sistema de reposición de agua de condensado que de manera automática, envía agua del tanque de reserva de condensado al condensador.

D Desgasificador

Finalmente, el condensado alcanza el desgasificador. Este, es una mezcla de desgasificador-calentador, ya que cumple una doble función. En primer lugar se comporta como un calentador en el ciclo, incrementando la temperatura del condensado por la acción del vapor de la extracción de la turbina. En segundo lugar, el vapor cumple la función de eliminar los incondensables y el aire presente en el condensado, para lograr una efectiva desaireación del mismo. Un condensador de escape (internamente montado en el desgasificador y enfriado por el propio condensado de entrada) impide la ventilación a la atmósfera de una cantidad excesiva de vapor, permitiendo el venteo de los incondensables.

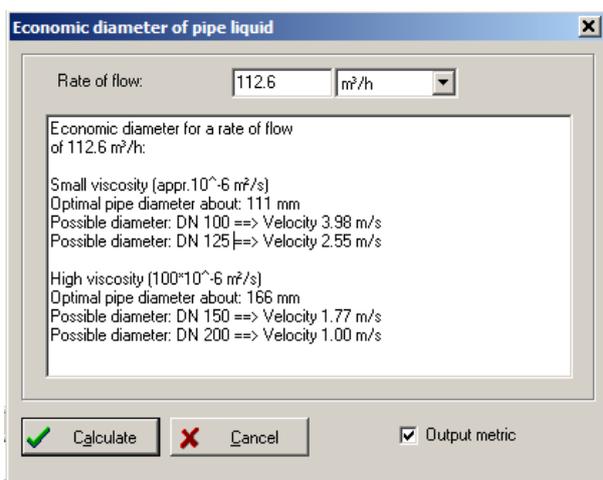
La extracción del vapor es condensada y, juntamente con el condensado caliente, es drenado al tanque de almacenamiento de agua de alimentación, localizado debajo del desgasificador. El tanque tiene suficiente capacidad para mantener una reserva efectiva de agua de alimentación.

Además de los caudales mencionados, el desgasificador recibe el venteo del tanque de purga continua y el vapor auxiliar de calentamiento del tanque de alimentación durante los arranques. Durante el funcionamiento a bajas cargas o en condiciones de emergencia, las recirculaciones de las bombas de agua de alimentación van, igualmente, al tanque de almacenamiento referido.

E Bombas de agua de alimentación

Las bombas de agua de alimentación aspiran del tanque de almacenamiento de agua de alimentación y alimentan a la caldera.

La bomba de agua de alimentación está provista, en la descarga, de un sistema de agua de recirculación al tanque de almacenamiento de agua de alimentación para garantizar, que bajo cualquier condición de operación, la bomba tenga el suficiente caudal por encima del mínimo requerido. A la descarga de las bombas, existe una tubería de bifurcación, que suministra agua al sistema de control de temperatura de vapor para ser usada por los atemperadores de vapor.



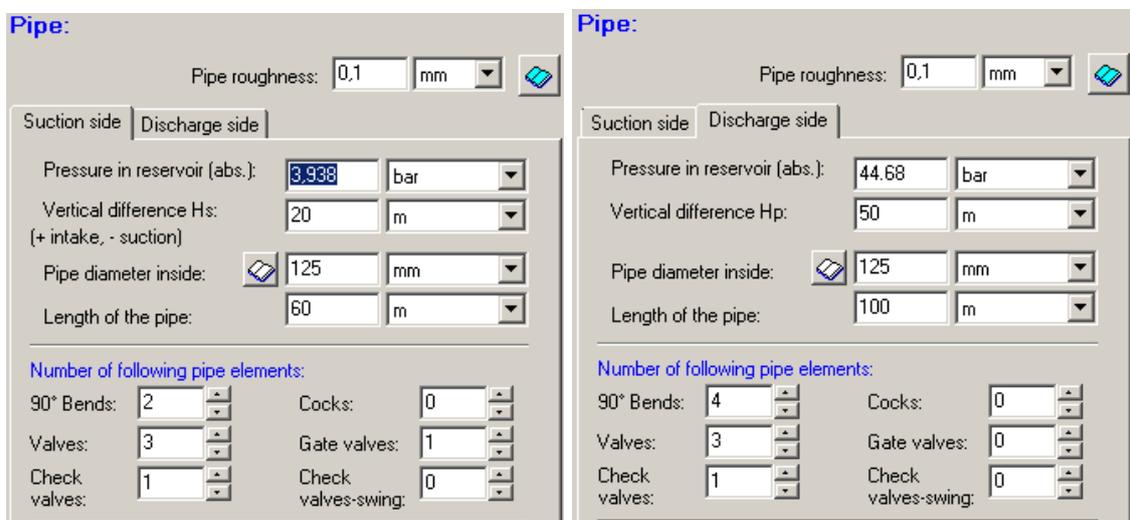
A continuación está la estación de control de agua de alimentación. Un control de tres elementos (caudal de vapor, caudal de agua de alimentación y nivel de calderín) realiza el control de la válvula principal de agua de alimentación manteniendo la demanda de vapor y el índice del calderín de la caldera en las condiciones requeridas. Posteriormente el agua de alimentación alcanza el economizador de la caldera.

Para el dimensionamiento de la misma, se ha requerido del programa SF Pressure Drop 6.2. nuevamente. Los datos de entrada principales son:

Entrada		Salida	
Presión	3,938 bar	Presión	44,68 bar
Caudal	112,6 tn/h	Caudal	112,6 tn/h

Esta vez, conviene dimensionar adecuadamente el diámetro de la tubería, ya que el caudal que se va a bombear es el mayor. En la bomba de condensado, se estimó una tubería DN 100, en esta ocasión, el programa nos ha sugerido una DN 125.

Siguiendo con las estimaciones respecto a las bombas de condensado, el taque desde el que bombeamos se encuentra a 20 metros de altura y la entrada a la caldera donde queremos bombear, está a aproximadamente 50 metros. La longitud de las tuberías, así como los codos, varían en función del proyecto y montaje. Se han dado unos valores realistas para obtener los datos necesarios de dimensionamiento de bombas.

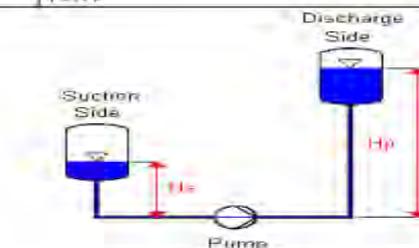


The image shows two side-by-side screenshots of the 'Pipe' configuration window in the SF Pressure Drop 6.2 software. Both windows have 'Pipe roughness' set to 0,1 mm. The left window is for the 'Suction side' and the right for the 'Discharge side'. Both have 'Suction side' and 'Discharge side' tabs selected. The left window shows: Pressure in reservoir (abs.): 3,938 bar; Vertical difference Hs: 20 m; Pipe diameter inside: 125 mm; Length of the pipe: 60 m. The right window shows: Pressure in reservoir (abs.): 44,68 bar; Vertical difference Hp: 50 m; Pipe diameter inside: 125 mm; Length of the pipe: 100 m. Below these are sections for 'Number of following pipe elements' with spinners for 90° Bends, Cocks, Valves, Gate valves, Check valves, and Check valves-swing.

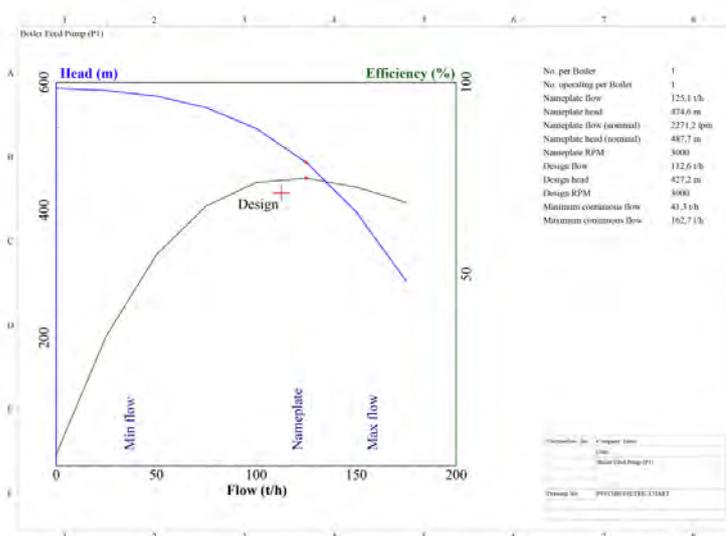
Bomba de Alimentación SF Pressure Drop 6.2.	
Figura.: 5.8.	Fuente: SF Pressure Drop 6.2

Así mismo, el SteamPro nos ofrece la curva de funcionamiento de la bomba y su curva de eficiencia (figura 5.9.).

Pump specification:	Bomba de Agua de Alimentación	
Flow medium:	Water	
Vol. flow in m ³ /h:	85,95	
Weight density in kg/m ³ :	998,2	
Dyn. Viscos in 10 ⁻⁶ kg/ms:	1,002	
Temperature in °C:	143	
Vapor pressure in bar:	4,028	
	Suction side	Discharge side
Design of the system		
Pressure in reservoir (abs.) in bar:	3,938	44,68
Vertical difference Hs in m:	20	50
Pipe diameter inside in mm:	125	125
Length of the pipe in m:	30	100
Calculation		
Pressure in reservoir in bar (abs):	3,938	44,680
Calculated pressure drops in bar		
Vertical difference:	-1,923	4,808
Suction-/Discharge pipe (k _w 0,1 mm):	0,150	0,501
90° Bends (2/4):	0,023	0,045
Cocks (0/0):	0	0
Valves (0/3):	0	0,460
Gate valves (1/0):	0,003	0
Check valves (0/1):	0	0,383
Check valves swing (0/0):	0	0
Pressure at pump flange in bar (abs):	5,685	50,878
Differential pressure in bar:	45,193	
Head in m:	470,3	
NPSH of the system m:	17,6	
Power at efficiency 100% in kW:	141,4	



Bomba de Alimentación SF Pressure Drop 6.2.
 Figura.: 5.9. Fuente: SF Pressure Drop 6.2



Bomba de Alimentación SteamPro
 Figura.: 5.10. Fuente: SteamPro

Es interesante verificar que el programa nos recomienda un NPSH (Net Positive Suction Head) de 17,6 metros y el tanque se encuentra a 20 metros, con lo que cumple las condiciones.

El precio de estas bombas rondan los 120'000 euros y suelen ser necesarias 2 que cumplan individualmente con el 100% del bombeo necesario o 3 bombas que individualmente cumplan el 50%.

5.2.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El sistema de refrigeración constituirá el foco frío del grupo y su misión fundamental será la evacuación del calor desde el escape de la turbina y distintos equipos hasta la torre de refrigeración.

El sistema de refrigeración constará de: Torre de refrigeración, bombas de circulación y sistema de agua de circulación y de refrigeración de componentes . Ambos sistemas estarán conectados entre sí, pero serán diferentes en cuanto a su función y caudales manejados.

El sistema de agua de circulación comenzará en la impulsión de las bombas de circulación y estará constituido por tuberías (de acero al carbono) que en su tramo final irá conectada a las entradas de agua al condensador, del cual se podrá incomunicar mediante las correspondientes válvulas. Una vez realizada la refrigeración del condensador y a través de las válvulas de salida, el agua se dirigirá mediante tubería al colector que alimenta la torre de refrigeración.

Torre de Refrigeración

El sistema constará de una torre de refrigeración húmeda de tiro inducido. El diseño de esta Torre permite unas pérdidas mínimas de agua (no superiores al 2,5%), incluyendo la purga. El diseño de la torre será modular, con perfiles de acero galvanizado y paneles fabricados en poliéster reforzado con fibra de vidrio.

La estructura inferior es de perfiles de acero galvanizado en baño de zinc fundido.

La bandeja de recogida de agua se realizará en hormigón. El sistema distribuidor de agua estará compuesto por tubos fijos de acero galvanizado, con toberas especiales de pulverización. Estas toberas son fijas a los tubos y están fabricadas en PVC. Los separadores de gotas estarán formados por paneles de PVC, con dispositivo de sujeción, este sistema impide el arrastre de agua al exterior, por la acción del ventilador.

Los cuerpos de relleno estarán compuestos por paneles de PVC de canal inclinado y cruzado.

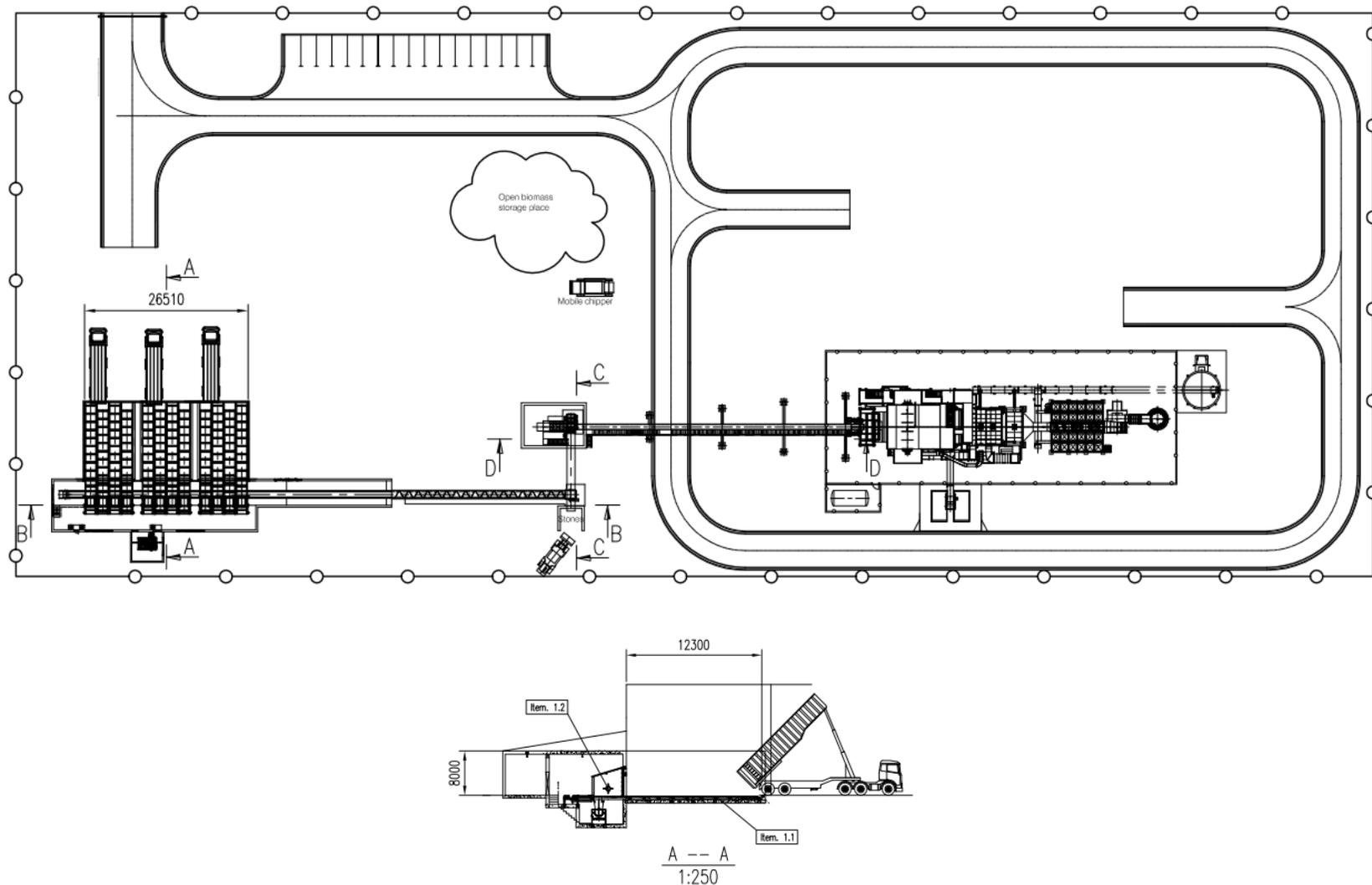
La torre llevará montados ventiladores axiales, con palas de poliester reforzado con fibra de vidrio.

5.2.5 SISTEMA DE ALMACEAMIENTO Y MANEJO DE COMBUSTIBLE

Para la mayor comprensión del lector, se añade un layout en la figura 5.10. y figura 5.11. el cual se describe a continuación.

Los camiones con combustible descargan preferentemente en unos fosos de recepción (sección A-A). El combustible será transportado por unas cintas (sección B-B), las cuales llegarán a un separador de metales (sección C-C). En este punto, habrá un operario (sección E-E), ya que es un punto clave de la cadena. Es de vital importancia que no acceda a la caldera ningún tipo de metal, ya que podría dañar la caldera gravemente así como la calidad de la quema de combustible.

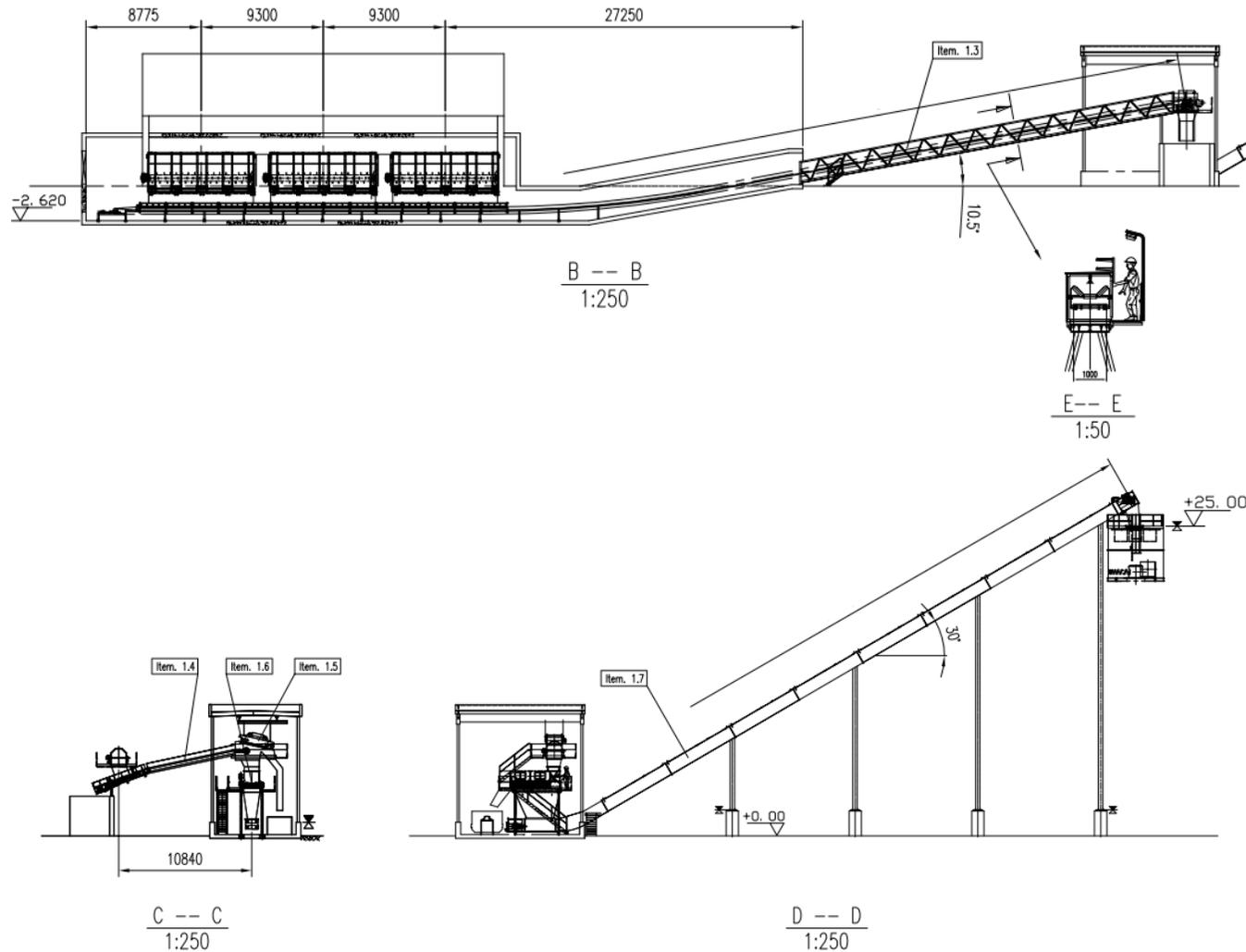
Una vez verificado la separación de posibles metales en el combustible, este será llevado por otra cinta directamente a la tolva de recepción, la cual se situará a la altura de acuerdo al diseño de la caldera (sección D-D).



Sistema de Almacenamiento y Manejo de Combustible

Figura.: 5.11.

Fuente: INITEC Energía



Sistema de Almacenamiento y Manejo de Combustible

Figura.: 5.12.

Fuente: INITEC Energia

5.3 SECADO PARCIAL DE LA BIOMASA

En esta Alternativa la biomasa recibida en la planta se somete a un secado parcial en un secadero, utilizando como agente de secado los humos procedentes de la combustión en la caldera. Los humos de salida del secadero pasarán por un separador de cenizas volantes (ElectroStatic Precipitator ESP) que estos contienen y posteriormente se evacuarán a la atmósfera a través de la chimenea.

La ventaja de secar la biomasa antes de introducirla en la caldera, es que al tener menos humedad, se va a tener que invertir menos energía en tener que evaporar dicha humedad. Esto se verá reflejado en un aumento del poder calorífico del combustible, lo que se traduce en un combustible de mejor calidad y un menor tamaño de la caldera debido a un menor consumo del mismo de un 798 t/día a un 670 t/día, repercutiendo en un menor tamaño de caldera. Además, la eficiencia de la caldera mejora de un 28,43% a un 29,09% correspondiente al nivel calorífico inferior.

El ahorro de 128 t/día a un precio de combustible de 35€/t, supone un ahorro de 3.840€ diarios. Siendo la diferencia de inversión en un secadero tipo Trómel, en la alternativa 3 y alternativa 4 de 5.304.000€, supone un retorno de la inversión en 3 años y medio únicamente en combustible.

Los gases de escape dedicados a este fin están a una temperatura de 142,2 °C, obtenidos a través de SteamPro. El porcentaje del contenido de humedad final ha sido seleccionado en base a información proporcionada por suministradores en proyectos reales.

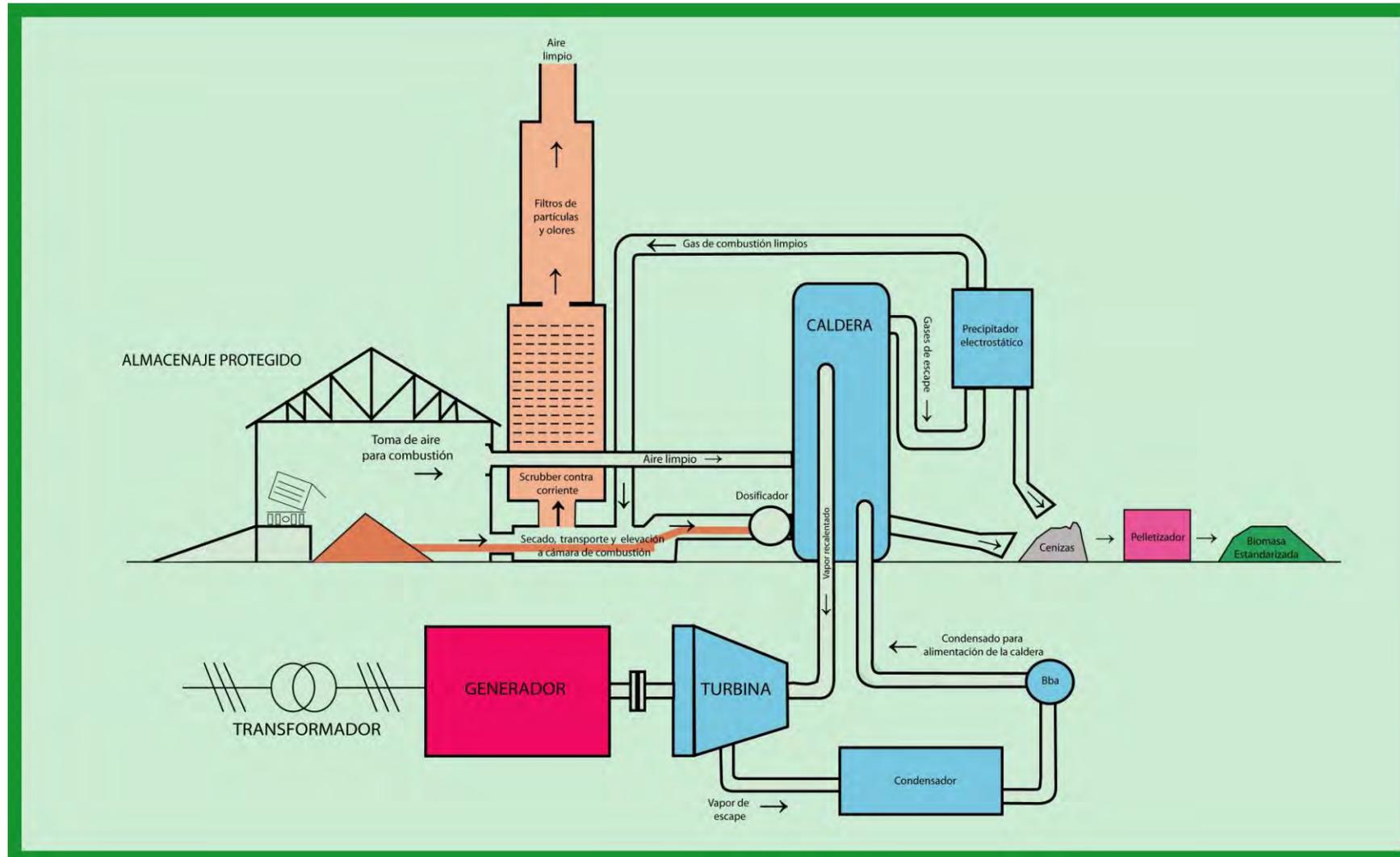
Esta alternativa se desarrolla a las siguientes condiciones de presión y temperatura del vapor:

- 60 bar – 450°C

Siendo las características principales del grupo termoeléctrico, en cada variante las siguientes:

El grupo termoeléctrico estará compuesto en esta alternativa por los mismos equipos que los incluidos en la alternativa sin secado a los que se añade el secadero de biomasa.

A modo explicativo se añade un esquema de la planta y del secado del combustible (figura 5.12).



Esquema Central Térmica con Secado Parcial de la Biomasa

Figura 5.13.

Fuente: Global Electricity

5.4 SECADO TOTAL DE BIOMASA

La biomasa recibida en planta se somete a un secado total hasta alcanzar la humedad de equilibrio (14,57%) en un secadero, utilizando como agente de secado los gases de escape de motores diesel instalados al efecto.

Los humos de salida del secadero pasarán por una batería de ciclones y se evacuarán a la atmósfera junto con los procedentes de la combustión en la caldera en una chimenea común.

Esta alternativa se desarrolla a las siguientes condiciones de presión y temperatura del vapor:

- 60 bar – 450°C

El grupo termoelectrico estará compuesto en esta alternativa por los mismos equipos que los incluidos en la alternativa con secado parcial a los que se añade el motor diesel.

Las características de los equipos motores son las siguientes:

Motor Diesel

Tipo	16 V 32 LN	Caudal gases escape	11,6 kg/seg
Potencia eléctrica	5330 kW	Tº gases escape	334 °C
Combustible utilizado	Gasóleo	Caudal de agua	192 t/h
Consumo combustible	1038 kg/h	Cilindrada por cilindro	28,1 litros
Rendimiento eléctrico	44,14%	Consumo de aceite	5,0 kg/h

Características motor Diesel	
Tabla 5.14.	Fuente: INITEC Energía S.A.

5.5 EQUIPOS PRINCIPALES

5.5.1 TURBINA DE VAPOR

La turbina será del tipo de condensación, de un solo eje y formará parte de un ciclo termodinámico que podrá llevar o no recalentamiento intermedio de vapor.

La turbina estará diseñada para operación a una frecuencia nominal de 50 Hz acoplada al alternador a través del reductor.

La turbina admitirá el vapor procedente del generador de vapor a las condiciones de presión y temperatura que establezca, en cada caso que se expone, el diseño básico reflejado en el balance térmico correspondiente más los márgenes de diseño recogidos en las normas de diseño aplicables.

El equipo será de disposición interior y deberá estar equipado con protección acústica.

La disposición de cada uno de los elementos y sistemas que lo componen será tal que los trabajos de mantenimiento puedan realizarse de forma sencilla interfiriendo lo menos posibles en el desmontaje de cualquier otro elemento que no sea objeto de la revisión.

El escape del cuerpo de baja presión estará especialmente diseñado para enviar vapor al condensador con la mínima pérdida de carga posible.

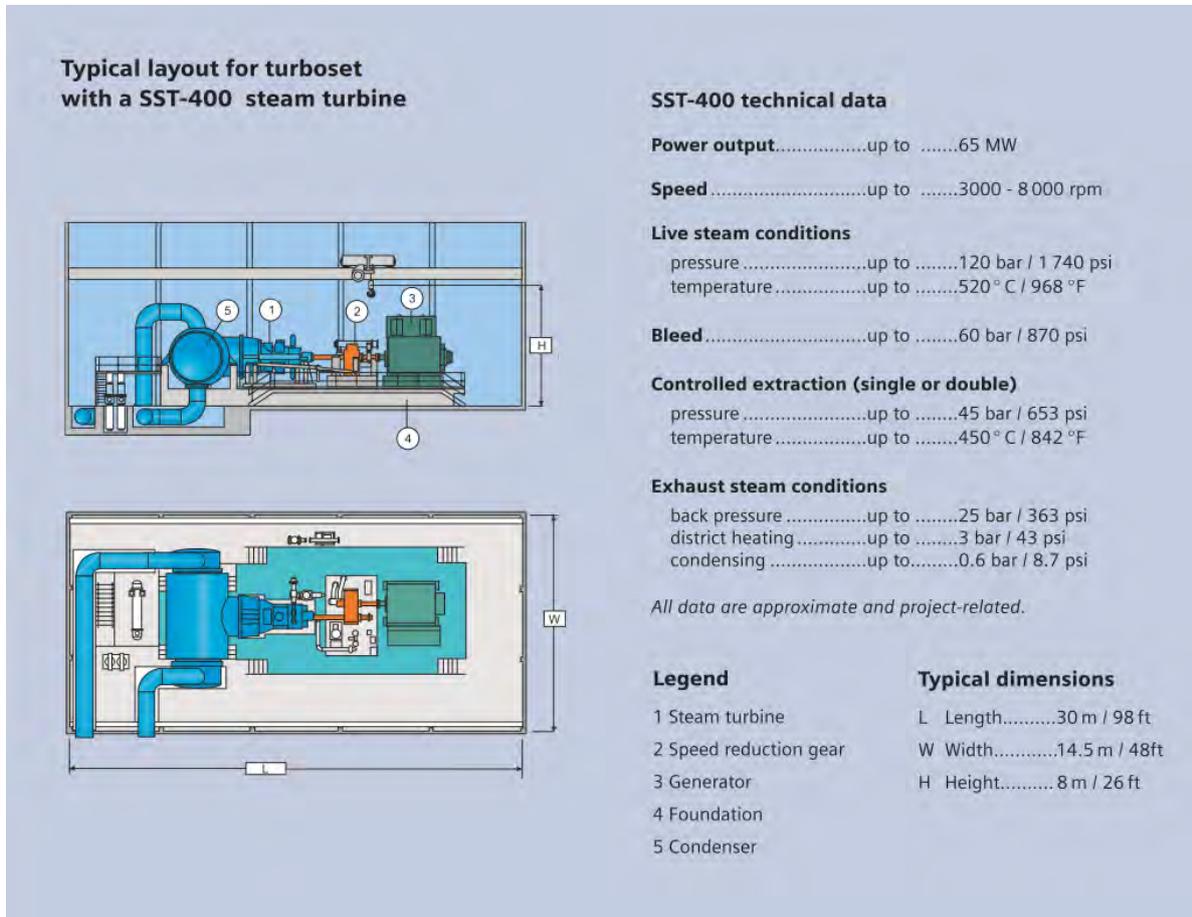
Los sistemas de vapor se diseñarán para descargar vapor desde las salidas de caldera a la turbina, para un rango de caudales, presiones y temperaturas que varían desde el calentamiento en arranques hasta las condiciones nominales.

Los sistemas de vapor de alta, media y baja presión estarán protegidos mediante válvulas de seguridad de resorte y, en su caso, por válvulas de seguridad controlada que descargarán directamente a la atmósfera. La turbina será de flujo axial con el rotor acoplado al alternador a través del reductor.

El diseño estará de acuerdo con el rango de presiones y temperaturas del vapor procedente de la caldera así como con el régimen de operación en lo referente a operaciones de arranque, carga normal y cualquier otro régimen transitorio que pueda presentarse.

Se ha buscado una turbina dentro del catálogo de ofertas de INITEC Energía que cumpliera con los requisitos necesarios. Dentro de las ofertas, se ha concluido que la turbinas que más se adapta a nuestras condiciones del ciclo, tanto en temperatura, presión y potencia mínima, es la SIEMENS AG

SST-400. Por motivos de confidencialidad, no se pueden ofrecer los valores exactos en la sección económica y se ofrecen unos valores cotejados siendo estos lo más realista posibles. Las características de la misma se puede obtener en la figura 5.13.



Características turbina de vapor	
Figura 5.14.	Fuente: SIEMENS AG

Válvulas de Parada de Emergencia del Vapor

La turbina se suministrará con válvulas de parada de emergencia de vapor de alta, media y baja presión conectadas a las respectivas entradas de las cajas de vapor.

Eje de Turbina

El eje será de material adecuado para trabajar en las condiciones de diseño más desfavorables que se puedan prever del estado del vapor. Las velocidades de operación estarán suficientemente separadas de cualquier velocidad crítica del eje y de las velocidades de resonancia. Las vibraciones

se detectarán sobre los cojinetes principales o bien directamente sobre el eje, cerca de estos cojinetes. Se preverán dispositivos destinados a la prevención de daños en cojinetes y resto de equipamiento que pudieran producirse por la aparición de cargas electrostáticas. Estará previsto un dispositivo de puesta a tierra con alarma e indicador de la tensión del eje respecto a tierra.

Álabes

El diseño, fabricación y disposición de los alabes evitará la posibilidad de que se produzcan daños por vibraciones a cualquier velocidad posible, tanto por encima como por debajo de la velocidad normal de operación. La frecuencia natural de los alabes no presentará resonancia de vibración a la velocidad nominal ni a velocidades que se le aproximen bajo cualquier condición de operación. Se establecerán los métodos oportunos para proteger de la erosión aquellos alabes de turbina que puedan trabajar en condiciones húmedas, describiendo las características de estos y especificando los tratamientos térmicos y detalles de las inspecciones a realizar. Se fabricarán en acero aleado resistente a la erosión y a la corrosión todas las toberas y alabes de la turbina.

El tamaño de los alabes móviles de la última fila de baja presión deberá ser optimizado al mismo tiempo que el condensador y el conjunto del foco frío.

Existen dos tipos de alabes de turbina:

- Alabes de acción:

Son alabes que intercambian energía mecánica y térmica con el flujo. El proceso que se sigue es el de acción-reacción (Figura 5.14.). El flujo expandido en los alabes de estator se dirige contra los alabes de reacción y chocando contra ellos hace mover el rotor.

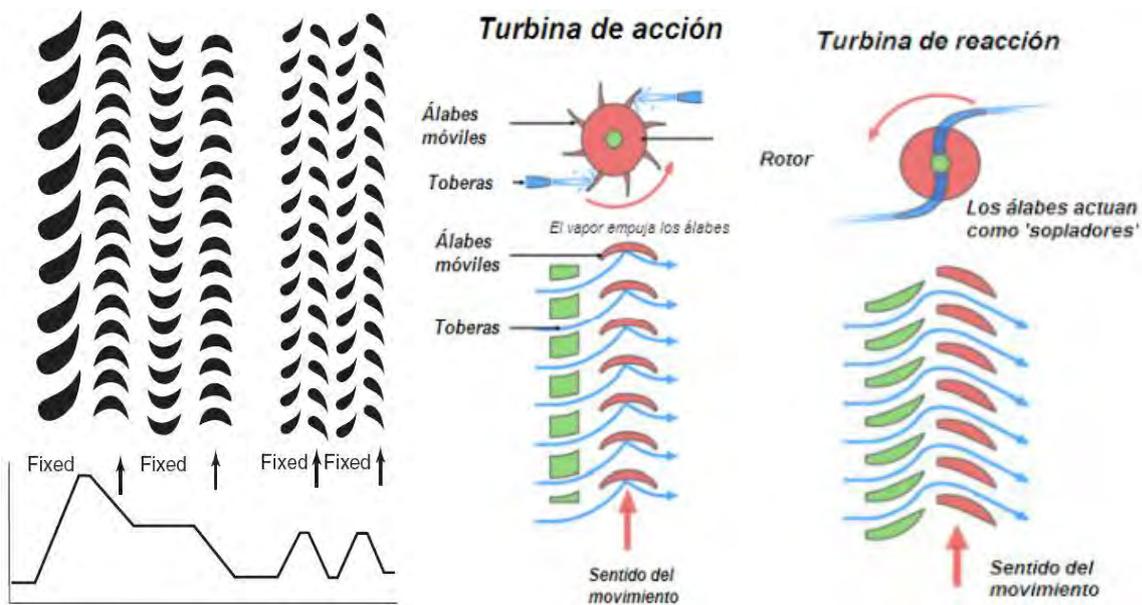
Las etapas de estos alabes generan un gran salto de presión (en el estator) pero con un rendimiento peor que las de reacción.

- Alabes de reacción:

Son alabes que intercambian energía térmica y mecánica con el fluido. En este caso aproximadamente el 50% de la energía se intercambia como energía mecánica y el resto en energía térmica como expansión en el rotor.

Las etapas constituidas por estos alabes generan poco salto de presión pero con un rendimiento alto.

Generalmente, las turbinas poseen las dos clases de alabes. En las primeras etapas alabes de acción y las últimas etapas alabes de reacción. Se ha de buscar una conciliación entre ahorro de material, más cascadas de acción, y rendimiento, más cascadas de reacción.



Esquema de alabes de una turbina, acción más reacción	
Figura 5.15.	Fuente: Sistemas y Máquinas de Fluidos

Carcasa

La turbina irá cubierta, en cada uno de los cuerpos, por una carcasa que podrá ser sencilla o doble. En ningún caso se admitirán carcasas fabricadas en acero fundido. Las cajas de vapor y las partes de la carcasa sometidas a alta temperatura estarán fabricadas con aceros de alta aleación y pureza en función de las condiciones de presión y temperatura del vapor.

Dispositivo Virador

Se suministrará un mecanismo virador del rotor cuyo objeto será hacer girar el eje de la turbina durante los arranques o paradas del grupo. El dispositivo consiste en un motor eléctrico que hace

girar la turbina en las anteriores situaciones. El sistema está dotado de embrague automático con accionamiento manual para casos de emergencia.

Cuando se arranque el grupo y la velocidad aumente hasta superar la velocidad normal de funcionamiento del virador éste se desembragará automáticamente. También se preverá que se produzca el acoplamiento automático del virador en el momento en que el número de revoluciones de la turbina descienda por debajo del valor de seguridad al que esté tarado.

Sistema de Regulación de Carga-Velocidad

El grupo irá provisto de un sistema completo de regulación de la relación carga-velocidad que será de tipo electrohidráulico. Este sistema será capaz de regular, con la necesaria estabilidad, la velocidad de la turbina en cualquier régimen de carga entre cero y el valor máximo.

Protección de Entrada de Agua en Turbina

El grupo incorporará un sistema de protección contra entrada de agua o vapor frío en la turbina que garantice protección frente a arrastres de agua, flasheo, etc.

Sistema de By-Pass

Se prevé un sistema de by-pass de vapor para cada nivel de presión de acuerdo con la configuración de la caldera que se adopte para la central. Este sistema permitirá la operación separada de la turbina y de la caldera.

El sistema permitirá el aislamiento de la turbina respecto del generador de vapor y facilitará las operaciones de parada y arranque, tanto en frío como en caliente, de la instalación, con suficiente rapidez y seguridad y reduciendo, al mismo tiempo, los transitorios que pudieran producirse por variaciones bruscas en la carga.

Se diseñará el sistema de by-pass de modo que se pueda baipasear, de forma escalonada y en cascada, todos los cuerpos de la turbina, a cualquier régimen de carga, enviando finalmente todo el vapor al condensador y permitiendo, al mismo tiempo, que las condiciones de flujo y circulación de agua y/o vapor en todos los elementos de la caldera no se salgan del rango de condiciones de funcionamiento.

El diseño preverá las condiciones de disparo a plena carga así como las de arranque en frío y en caliente. El diseño del sistema tendrá en cuenta las tensiones que se produzcan durante cualquier condición de operación así como los gradientes de presión y de temperatura que aparecen en las operaciones de arranque parada normal y parada de emergencia.

5.5.2 CONDENSADOR

La disposición que finalmente tenga el condensador estará, básicamente, en función de la optimización del extremo frío que se realice. Esta disposición podrá ser lateral o axial respecto a la turbina de vapor, según los diseños propios de cada fabricante.

La carcasas y cuello del condensador dispondrán de espacio suficiente para permitir la adecuada distribución del vapor y del agua que se introduzca en ellas, para la liberación y eliminación del aire y gases incondensables del vapor y del agua así como para un rápido y adecuado drenaje del condensado al respectivo pozo caliente. El diseño del cuello se realizará de modo que se minimicen las pérdidas en el escape de la Turbina. Se reforzará la sujeción del cuello arriostrándolo convenientemente a fin de evitar la vibración y el vacío.

Se estudiará con detalle el modelo de flujo de escape de turbina en la brida de escape. La pieza de separación así como la junta de expansión que se instale en el cuello para conectar el condensador al escape de Turbina, estarán diseñadas de forma que se consiga una adecuada difusión del vapor y se minimicen las pérdidas en el escape. Para ello tendrán la forma más aerodinámica posible.

Estará diseñado para recibir, distribuir y disipar las energías térmica y cinética de los flujos que puedan producirse durante arranques, paradas, transitorios y operación normal. En este sentido, se diseñará para resistir, sin daños, la mayor de las siguientes cargas térmicas:

- Un 5 % por encima de la carga máxima de escape de la turbina manteniendo el vacío nominal.
- Disparo de la turbina, manteniéndose en funcionamiento las calderas de recuperación mediante el by-pass de turbina de vapor, sin que se alcance la presión de alarma por bajo vacío del escape de turbina.

En su entrada al condensador se dispondrán bandejas de desgasificación. La carcasa, cuello y pozo caliente estarán diseñados de forma que soporten, sin peligro, la máxima presión que se alcance

cuando se descargue el máximo caudal a través de los diafragmas más la presión correspondiente a la altura del agua almacenada al nivel máximo.

Se construirán, la carcasa, el cuello y el pozo caliente, en chapa de acero al carbono, de acuerdo con la especificación o equivalente. Estos elementos serán de construcción soldada, convenientemente reforzados y arriostrados para resistir la presión de diseño sin daños o fugas bajo cualquiera de las condiciones de operación. Asimismo, se cuidará especialmente el diseño para evitar la reverberación y la amplificación de las vibraciones provenientes del grupo turboalternador.

Se recogerán, separadamente, las purgas y drenajes que se envíen al condensador. Cada una, mediante una conexión separada, en un “flash tank” dispuesto al efecto de modo que todos los drenajes puedan fluir por gravedad.

Además, el condensador dispondrá de un sistema de extracción de aire del diseñado para mantener un vacío en el mismo que permita la puesta en marcha de la turbina y la operación normal del grupo.

Dentro del catálogo de ofertas de INITEC Energía se ha buscado aquel condensador que mejor se adapte a ciclo del proyecto. Se ha seleccionado un condensador de los fabricantes “GEA Heat Exchangers”. Nuevamente, los datos económicos serán cotejados para añadirlos a la sección económica. Las características técnicas del condensador se puede ver en la figura 5.15.

1. TECHNICAL OFFER

Main condenser data: Based on the Design- Guaranteed.

		DESIGN CASE
Type		FA 230 - 270 / 900 / - / 31.75 / 0.508 / 2
Geometry		Cylindrical
Condenser entry		Axial Flow
Steam flow	kg/h	94,160 Kg/h
Steam enthalpy	kJ/kg	2336.3
Condensation pressure	bar abs	0.0477
C.W. Inlet Temp.	°C	22
Cooling water flow	kg/h	6,729,554
Effective surface	m ²	1,844
Nominal diameter	mm	2500 x 2700
Effective Tube length	mm	9000
Number of tubes		2,054
Tube diameter	mm	31.75
Tube thickness	mm	0,508 (average wall thickness)
Nozzles, water side - inlet		2 x 30"
Nozzles, water side -outlet		2 x 30"

MATERIALS	CONDENSER
Tubes	SB-338 Gr2 (welded tubes)
Tube sheets	SA516Gr70 + Cladding TI Gr1
Shell	SA516Gr70
Water Boxes	SA516Gr70 + Rubber Lined
Tube support plates	SA285Gr.C
Tube to tube sheet joint	Expanded and seal welded

Características Técnicas Condensador GEA Heat Exchangers	
Figura 5.16.	Fuente: Fabricante Intercambiadores de Calor

Pozo Caliente

El pozo caliente admitirá un volumen de condensado almacenado equivalente a cinco minutos de operación a plena carga, con un tiempo de residencia de tres minutos, medidos con el nivel normal de funcionamiento.

Asimismo, tendrá suficiente volumen de admisión como para poder soportar un transitorio durante el cual las bombas de condensado tengan que suministrar todo el caudal de condensado requerido en caso de disparo de la Turbina.

Se diseñará para que con las condiciones de salida de condensado se evite la formación de vórtices. El pozo será del tipo de desaireación. La desaireación debe realizarse en el propio pozo o bien mediante derrames sobre bandejas dispuestas sobre los pozos.

Cajas de Agua

El condensador dispondrá de cajas de agua separadas y aislables al objeto de permitir la operación del mismo con una mitad fuera de servicio. Las cajas de agua estarán divididas de modo que la mitad del condensador pueda estar en operación mientras la otra mitad se encuentre fuera de servicio.

Funcionamiento durante la Operación en By-Pass

Cuando el sistema de by-pass entre en funcionamiento, se descargará vapor y ocasionalmente agua a través del mismo hacia el condensador.

Cuando se produce esta situación se tiene una carga térmica adicional al condensador, además de la procedente del escape de la turbina, que podría seguir aportándose al condensador, y puede ocurrir simultáneamente con otros vertidos al condensador.

Se analizará con detalle el funcionamiento a la carga térmica total concurrente máxima que puede ser enviada al condensador.

5.6 SISTEMAS PRINCIPALES

Los sistemas principales son el sistema de condensado y el de agua de alimentación. Están compuestos por los equipos que acondicionan y conducen el condensado del ciclo de vapor de la planta desde el condensador del grupo turboalternador hasta el generador de vapor.

Una parte del sistema de control de la central será la encargada del control de condensado, regulando este caudal y el de agua de aportación o exceso del ciclo manteniendo los niveles de agua en el tanque del desgasificador y en el pozo del condensador. Se utiliza como pulmón el tanque de reserva de condensado, el cual, recibirá agua desmineralizada procedente del tanque de agua desmineralizada.

Para el dimensionamiento del tanque de reserva de condensado se establece, como criterio de diseño, que éste tenga una capacidad suficiente para los requerimientos de agua de reposición del ciclo de vapor durante 16 horas a plena carga.

El agua de aportación para el condensador se recibirá desde el tanque de reserva de condensado, o desde los tanques de recogida de condensados fríos procedentes de proceso.

Se dispondrá un sistema dedicado a mantener un mínimo caudal de recirculación para las bombas de agua de alimentación con válvulas de control y orificios reductores de presión. Asimismo, se instalará una válvula de alivio de presión entre la válvula de aislamiento y la conexión de aspiración de la bomba de agua de alimentación.

El agua de alimentación estará controlada, en cada uno de sus niveles de presión, se realizará manteniendo el nivel en el calderín de la caldera mediante una válvula de control dispuesta en la impulsión de las bombas.

El caudal de agua de condensado que se aporta al desgasificador se medirá mediante una tobera de alta precisión en la línea.



6 ESTUDIO ECONÓMICO

El objetivo del estudio es analizar desde el punto de vista económico cuál de las distintas alternativas tiene una mayor rentabilidad potencial.

Para ello, se ha subdividido este capítulo en 3 apartados básicos para realizar el estudio. Como primero, los cronogramas de ejecución para poder hacer una estimación lo más realista posible de las horas empleadas. Seguido de una estimación en cuanto a la inversión en cada alternativa y los costes operativos que éstas supondrían. Finalizando el estudio con un análisis económico teniendo en cuenta las leyes que regulan la venta de energía a la red eléctrica.

6.1 CRONOGRAMAS DE EJECUCIÓN

Para el estudio es necesario conocer así mismo la duración del los trabajos que llevará a la operación de las plantas de biomasa estudiadas. Debido a los diferentes tipos de configuraciones estudiadas y a la diversidad de suministradores de los equipos principales, se divide el estudio de los cronogramas en escalones de potencia que marcan una duración similar.

En las tres configuraciones el camino crítico viene dado por la obra civil asociada, suministro y montaje de los equipos principales (caldera y turbina de vapor), existiendo pocas diferencias de tiempos de suministro de las calderas según la tecnología empleada. En dicha configuración se ha supuesto un emplazamiento nuevo y sin problemas de cimentaciones especiales ni grandes movimientos de tierra. También se permite la instalación de equipamiento auxiliar de los grupos tales como tomas de agua, redes eléctricas, etc. sin interferir ni retrasar la ejecución de los grupos.

A ESCALON DE POTENCIA: 30 MW

La duración estimada de un grupo de 30 MW es de 24 meses.

Como duraciones e hitos importantes intermedios se encuentran los siguientes:

- Suministro de turbina: 10^o mes
- Montaje de turbina: 5 meses
- Inicio suministro de caldera: 10^o mes
- Finalización suministro de caldera: 14^o mes
- Montaje de caldera: 8 meses

A continuación, se muestra el cronograma de ejecución de un proyecto de estas dimensiones, marcados los hitos importantes que marcan el camino crítico.



6.2 EVALUACIÓN DE INVERSIONES

Para la estimación de las inversiones se han pedido ofertas, a suministradores especializados, de calderas, turbinas de vapor, equipos de manutención, bombas principales, torres de refrigeración, obra civil y montajes mecánicos y eléctrico e instrumental.

El resto de equipos han sido estimados según la base de datos de INITEC Energía. Se debe recordar que las mediciones de tuberías y cables han sido estimadas de acuerdo a la experiencia de INITEC Energía. Para la estimación de obra civil no se ha considerado ningún estudio topográfico ni geotécnico para la realización de las mediciones.

A ALTERNATIVA 1: CALDERA DE PARRILLA, 25 MW (40 bar, 400 °C)

El presupuesto obtenido para la instalación principal y los equipos auxiliares descritos en anteriores apartados, es el siguiente:

- Equipos principales especializados	24.500.000 €
- Caldera + Precipitador	14.100.000 €
- Turbina de vapor	5.900.000 €
- Torre de Refrigeración y Condensador	1.000.000 €
- Resto de equipos especializados	5.400.000 €
- Obra civil	9.300.000 €
- Montaje electromecánico	11.000.000 €
- Mecánico	9.800.000 €
- Eléctrico & Instrumental	1.200.000 €
- Servicios de ingeniería, supervisión y puesta en marcha	6.200.000 €
- Ingeniería	3.200.000 €
- Supervisión	2.000.000 €
- Puesta en Marcha	1.000.000 €
- Contingencias, seguros, avales y beneficio	10.370.000 €
- Contingencias (3%)	2.000.000 €
- Seguros (1%)	700.000 €
- Avales (1%)	700.000 €
- Beneficio (10%)	6.970.000 €
TOTAL	69.770.000 €
- Terrenos, permisos, costes de consultoría y supervisión	10.000.000 €
TOTAL PROPIEDAD	79.770.000 €

B ALTERNATIVA 2: CALDERA DE PARRILLA, 25 MW (60 bar, 450 °C)

El presupuesto resumido obtenido para la instalación principal y los equipos auxiliares descritos en anteriores apartados, es el siguiente:

TOTAL	71.609.000 €
TOTAL PROPIEDAD	81.609.000 €

C ALTERNATIVA 3: CALDERA DE PARRILLA SIN SECADO, 25 MW (60 bar, 450 °C)

El presupuesto resumido obtenido para la instalación principal y los equipos auxiliares descritos en anteriores apartados, es el siguiente:

TOTAL	76.322.000 €
TOTAL PROPIEDAD	86.322.000 €

D ALTERNATIVA 4: CALDERA DE PARRILLA CON SECADO PARCIAL, 25 MW (60 bar, 450 °C)

El presupuesto resumido obtenido para la instalación principal y los equipos auxiliares descritos en anteriores apartados, es el siguiente:

TOTAL	77.126.000 €
TOTAL PROPIEDAD	87.126.000 €

E ALTERNATIVA 5: CALDERA DE PARRILLA CON SECADO TOTAL, 25 MW 60 bar, 450 °C)

El presupuesto resumido obtenido para la instalación principal y los equipos auxiliares descritos en anteriores apartados, es el siguiente:

TOTAL	99.770.000 €
TOTAL PROPIEDAD	109.770.000 €

6.3 HIPÓTESIS DE PARTIDA

El objetivo del estudio es analizar desde el punto de vista económico, cuál de las distintas alternativas tiene una mayor rentabilidad potencial.

Para el análisis de viabilidad de cada uno de los proyectos que representan las distintas alternativas a estudio, se ha considerado una vida útil de las instalaciones de veinticinco (25) años según el criterio de diseño. La vida útil del proyecto depende de las calidades de diseño de los componentes. La vida útil estimada es habitualmente de 25 años. Si se deseara aumentar este valor, el proyecto se encarecería.

El valor residual de la plantas de generación se ha supuesto nulo al final de su vida útil.

Como datos de partida se han supuesto un porcentaje de financiación nulo, una tasa de descuento del 5% y un IPC (índice de precios al consumidor) del 3 %. Se considera nulo el porcentaje de financiación, porque por lo general, los fondos de inversión suelen financiar estos proyectos contra sus propias cuentas. Para el análisis de sensibilidad, se ha añadido un tipo de interés del 6,5%. Así mismo se ha estimado el tiempo de construcción y montaje de las instalaciones con una potencia menor a 30 MW en aproximadamente 2 años, materializándose la inversión en:

- 40% el 1º año
- 60% el 2º año

Para el cálculo de los impuestos se aplica el impuesto de sociedades del 35%, sobre el beneficio antes de impuestos.

Se ha considerado como periodo de amortización de las plantas de biomasa 15 años. Hay que entender que la amortización es un dinero que la empresa retiene en sus cuentas y está regulado por Hacienda, por lo que su periodo viene estipulado por ley. Los coeficientes anuales de amortización vienen recogidos en divisiones y de acuerdo a esto, para plantas similares el periodo oscila entre 10 y 25 años. El tipo de amortización que se ha utilizado en el estudio es la amortización lineal. Para el cálculo del combustible anual consumido por las diferentes opciones partimos de los datos indicados en el estudio de viabilidad que se encuentran resumidos en la siguiente tabla, valorándose el número de horas anuales de funcionamiento equivalentes (EOH) como 7.000 horas.

6.4 INGRESOS

Los ingresos esperados de la nueva inversión a realizar en el grupo termoeléctrico procederán de la venta de la energía eléctrica cedida a la red, y será en cada caso, el resultado de multiplicar el precio de venta de la energía eléctrica por la energía eléctrica neta producida.

La norma fundamental que ha regulado estos aspectos ha sido la Ley 54/1997, de 27 de noviembre, del Sector Eléctrico, que incluía en su título IV un capítulo dedicado al régimen especial de producción de energía eléctrica conformado por el conjunto de reglas específicas que se aplicaban a la electricidad generada mediante fuentes de energías renovables, cogeneración con alto rendimiento energético y residuos. Estas previsiones legales, fueron luego desarrolladas en sucesivas normas reglamentarias.

Así, primeramente, se aprobó, el Real Decreto 2818/1998, de 23 de diciembre, sobre producción de energía eléctrica por instalaciones abastecidas por recursos o fuentes de energía renovables, residuos o cogeneración, que fue luego modificado por el Real Decreto 841/2002, de 2 de agosto, por el que se regula para las instalaciones de producción de energía eléctrica en régimen especial su incentivación en la participación en el mercado de producción, determinadas obligaciones de información de sus previsiones de producción, y la adquisición por los comercializadores de su energía eléctrica producida. Ambos reales decretos fueron derogados por el Real Decreto 436/2004, de 12 de marzo, por el que se establece la metodología para la actualización y sistematización del régimen jurídico y económico de la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.

Posteriormente, se aprobó el Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, que también derogó la regulación existente en la materia y contenida en el Real Decreto 436/2004, de 12 de marzo. Este real decreto ha estado vigente hasta la aprobación del Real Decreto ley 9/2013, de 12 de julio, por el que se adoptan medidas urgentes para garantizar la estabilidad financiera del sistema eléctrico, sin perjuicio de que en su disposición transitoria tercera determina que seguirá siendo de aplicación con carácter transitorio hasta la aprobación de las disposiciones necesarias para la plena aplicación de este real decreto.

Las alternativas de generación a estudio entran dentro del grupo denominado “de régimen especial”, que queda definido en la “LEY 54/1997, de 27 de noviembre, del Sector Eléctrico” que se

ha mantenido vigente en los venideros Real Decretos, en “*Artículo 27. Régimen especial de producción eléctrica*”:

La actividad de producción de energía eléctrica tendrá la consideración de producción en régimen especial en los siguientes casos, cuando se realice desde instalaciones cuya potencia instalada no supere los 50 MW:

- a) Autoprodutores que utilicen la cogeneración u otras formas de producción de electricidad asociadas a actividades no eléctricas siempre que supongan un alto rendimiento energético.
- b) Cuando se utilice como energía primaria alguna de las energías renovables no consumibles, biomasa o cualquier tipo de biocombustible, siempre y cuando su titular no realice actividades de producción en el régimen ordinario.
- c) Cuando se utilicen como energía primaria residuos no renovables.

El referido precio de venta de la energía eléctrica se fijará de acuerdo al con el derogado REAL DECRETO 661/2007, de 25 de Mayo con las correspondientes actualizaciones realizadas por el Real Decreto 413/2014, de 6 de junio , por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial”.

En efecto en el “*Artículo 2. Ámbito de aplicación*” se establece:

6º Grupo b.6.: Centrales que utilicen como combustible principal biomasa procedente de residuos de aprovechamientos forestales y otras operaciones selvícolas en las masas forestales y espacios verdes.

Y en el “*Artículo 24. Mecanismos de retribución de la energía eléctrica producida en régimen especial*”.

Para vender, total o parcialmente, su producción neta de energía eléctrica, los titulares de instalaciones a los que resulte de aplicación este real decreto deberán elegir una de las opciones siguientes:

- a) Ceder la electricidad al sistema a través de la red de transporte o distribución, percibiendo por ella una tarifa regulada, única para todos los períodos de programación, expresada en céntimos de euro por kilovatio-hora.

b) Vender la electricidad en el mercado de producción de energía eléctrica. En este caso, el precio de venta de la electricidad será el precio que resulte en el mercado organizado o el precio libremente negociado por el titular o el representante de la instalación, complementado, en su caso, por una prima en céntimos de euro por kilovatio-hora.

Finalmente, estas tarifas para el régimen especial se irán actualizando según el “Artículo 44 en el Real Decreto 661/2007, de 25 Mayo. *Actualización y revisión de tarifas, primas y complementos*”:

Los importes de tarifas, primas, complementos y límites inferior y superior del precio horario del mercado definidos en este Real Decreto, para la categoría b) y el subgrupo a.1.3, se actualizarán anualmente tomando como referencia el incremento del IPC menos el valor establecido en la disposición adicional primera del presente Real Decreto.

Disposición adicional primera. Valor a deducir del IPC para las actualizaciones a que se hace referencia en el presente Real Decreto.

El valor de referencia establecido para la deducción del IPC a que se hace referencia en el presente Real Decreto para las actualizaciones de algunos valores establecidos será de veinticinco puntos básicos hasta el 31 de diciembre de 2012 y de cincuenta puntos básicos a partir de entonces.

6.4.1 TARIFA

El Real Decreto-ley 2/2013, de 1 de febrero, modificó el Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, con objeto de garantizar una rentabilidad razonable para estas instalaciones y evitar, al mismo tiempo, una sobre retribución de las mismas que recaería sobre los demás sujetos eléctricos. Según el “*Artículo 25. Tarifa regulada*” del Real Decreto 661/2007 de 25 de Mayo se establece:

La tarifa regulada a que se refiere el artículo 24.1.a) consiste en una cantidad fija, única para todos los periodos de programación, y que se determina en función de la categoría, grupo y subgrupo al que pertenece la instalación, así como de su potencia instalada y, en su caso, antigüedad desde la fecha de puesta en servicio, en los artículos 35 al 42 del presente Real Decreto.

6.4.2 COMPLEMENTO POR ENERGÍA REACTIVA

Esta vez, dicho complemento si afecta a nuestras alternativas de estudio.

Según el artículo “Artículo 29. *Complemento por energía reactiva*” del Real Decreto 661/2007 de 25 de Mayo, se estable.

1. Toda instalación acogida al régimen especial, en virtud de la aplicación de este Real Decreto, independientemente de la opción de venta elegida en el artículo 24.1, recibirá un complemento por energía reactiva por el mantenimiento de unos determinados valores de factor de potencia. Este complemento se fija como un porcentaje, en función del factor de potencia con el que se entregue la energía del valor de 7,8441 c€/kWh, que será revisado anualmente. Dicho porcentaje, se establece en el anexo V del presente Real Decreto. Aconsejado por la experiencia de los expertos en INITEC Energía, aproximan este valor a un 3%.
2. Aquellas instalaciones del régimen especial cuya potencia instalada sea igual o superior a 10 MW podrán recibir instrucciones del mismo para la modificación temporal del valor mantenido. En caso de cumplimiento de estas instrucciones del operador del sistema, se aplicará la máxima bonificación contemplada en el anexo V para el periodo en que se encuentre y en caso de incumplimiento de las mismas, se aplicará la máxima penalización contemplada en el mismo anexo para dicho periodo.

6.4.3 TARIFAS APLICADAS PARA CADA ALTERNATIVA

A continuación puede observarse un cuadro resumen con las tarifas que se aplican en cada uno de los casos del estudio en régimen especial:

- Productos incluidos en el subgrupo b.6.3:

Residuos de aprovechamientos forestales y otras operaciones selvícolas en las masas forestales y espacios verdes.

Biomasa residual producida durante la realización de cualquier tipo de tratamiento o aprovechamiento selvícola en masas forestales, incluidas cortezas, así como la generada en la limpieza y mantenimiento de los espacios verdes.



	Tarifas aplicables a cada alternativa Realizado por: Estimaciones (Dirección Comercial)							ESTUDIO BIOMASA	
	Tarifa Regulada - 15 años (c€/kWh)	Tarifa Regulada - Más de 15 años (c€/kWh)	REEmínimo (%)	Comp. Reactiva (%)	Comp. Reactiva (c€/kWh)	Prima de referencia (c€/kWh)	Prima (c€/kWh)	Precio de venta RE - 15 años	Precio de venta RE - más de 15 años
Caldera de Parrilla Pellets - 40bar y 400°C	11,8294	8,066	30	3%	0,235323	7,2674	7,2674	12,064723	8,301323
Caldera de Parrilla Pellets - 60bar y 450°C	11,8294	8,066	30	3%	0,235323	7,2674	7,2674	12,064723	8,301323
Caldera de Parrilla sin secado 40bar y 450°C	11,8294	8,066	30	3%	0,235323	7,2674	7,2674	12,064723	8,301323
Caldera de Parrilla secado parcial - 60 bar y 450°C	11,8294	8,066	30	3%	0,235323	7,2674	7,2674	12,064723	8,301323
Caldera de Parrilla secado total - 60bar y 450°C	11,8294	8,066	30	3%	0,235323	7,2674	7,2674	12,064723	8,301323

Tarifas para las 5 Alternativas	
Tabla 6.1.	Fuente: Autor

6.5 COSTES

Durante la operación de los grupos se incurre en dos tipos de costes:

- a) Costes fijos: Independientes de las horas de utilización de la planta.
- b) Costes variables: Dependientes de las horas de utilización, fundamentalmente el coste de combustible.

6.5.1 COSTES FIJOS

Dentro de este concepto cabe considerar los siguientes costes:

- Costes de y financiación de la inversión.
- Costes de la plantilla de personal dedicada a la operación y mantenimiento de la planta.

En el primer caso, se ha considerado un proceso de amortización lineal a lo largo de los 15 años fijados como período de amortización.

En los gastos de personal (salarios, vacaciones, seguridad social, etc.) se ha considerado una plantilla de 11 personas repartidas en las labores de explotación y mantenimiento para las alternativas con una potencia de hasta 30 MW dada la experiencia de Initec Energía. Si el coste anual medio unitario, por todos los conceptos, de este personal, se estima en 35.000 €, el total en cada caso será:

- Alternativas de potencia hasta 30 MW: 385.000 €/año

Para el caso de la post-combustión no se ha considerado ningún incremento de personal debido al uso de la biomasa, con lo cual no aplica ningún coste diferencial debido a personal. Solo aplicando a este caso el coste de amortización.

6.5.2 COSTES VARIABLES

En este apartado de costes se incluyen:

- Coste del combustible
- Costes de mantenimiento y operación

El combustible utilizado estaría compuesto por residuos forestales de pino y eucalipto en las Alternativas 3, 4 y 5, que tiene un precio de 35 €/t, mientras que en los distintos casos de las alternativas 1 y 2 el combustible estará compuesto por pellets de residuos forestales de pino y eucalipto, cuyo precio es de 70 €/t.

Finalmente dentro de los costes de mantenimiento y operación se incluyen los gastos propios del mantenimiento de la planta, independientes de los gastos de personal (gastos fijos) ya contemplados. Incluyen: repuestos, herramientas, fungibles y revisiones periódicas. Este coste se valora como 0,4 c€ por kWh generado.

6.5.3 RESUMEN DATOS DE PARTIDA

El análisis económico se realizará sobre los casos que tienen un mayor interés desde el punto de vista de la rentabilidad del proyecto, estudiándose las centrales que para la misma tarifa presenten un menor coste unitario de instalación. Dicho estudio se debe completar con la cantidad de biomasa disponible en cada uno de los posibles emplazamientos de modo de garantizar un número de horas de funcionamiento anual que haga viable la instalación de la planta de biomasa.

A continuación se puede observar una tabla con los valores de partida para cada una de las alternativas. En nuestro caso, las alternativas de mayor interés han resultado ser tenemos la alternativa 1 y 2 en las que el combustible son pellets a diferentes condiciones (alternativa 1 a 40 bar y 400 °C y alternativa 2 a 60 bar y 450 °C) y la alternativa 3 sin secado en la que utilizamos biomasa de residuos forestal.



 Resumen de las alternativas Realizado por: Estimaciones (Dirección Comercial)																						ESTUDIO BIOMASA	
	Inversión inicial (€)	Tasa de descuento	Tasa de inflación	Tipo de interés	Duración del proyecto (años)	Potencia Neta (MW)	Horas equivalentes (h/año)	Precio de la energía - 15 años (€/kWh)	Precio de la energía - más de 15 años (€/kWh)	Energía anual generada(MWh)	Ingresos venta de energía - 15 años (€)	Ingresos venta de energía - más de 15 años (€)	Precio combustible principal (€/t)	Consumo de combustible (t/día)	Consumo de combustible (t/h)	Consumo anual de combustible (t)	Coste anual de combustible (€)	Coste de O & M (€/kWh)	Coste personal (€/año)	Periodo de amortización (años)	Amortización anual (€)	Valor residual (€)	Tasa impositiva
Caldera de Parrilla Pellets - 40bar y 400°C	79.770.000	5%	3%	6,5%	25	23,10	7.000,00	12,06	8,30	161.700,00	19.608.657,09	13.423.239,29	70,00	421,00	17,55	122.850,00	8.699.500,00	0,40	385.000,00	15	7.977.000,00	0,00	35%
Caldera de Parrilla Pellets - 60bar y 450°C	81.609.000	5%	3%	6,5%	25	23,07	7.000,00	12,06	8,30	161.483,00	19.482.476,64	13.405.225,42	70,00	396,00	16,50	115.500,00	8.085.000,00	0,40	385.000,00	15	8.160.900,00	0,00	35%
Caldera de Parrilla sin secado 40bar y 450°C	86.322.000	5%	3%	6,5%	25	22,56	7.000,00	12,06	8,30	157.934,00	19.054.299,62	13.110.611,47	35,00	798,00	33,24	232.680,00	8.143.800,00	0,40	385.000,00	15	8.632.200,00	0,00	35%
Caldera de Parrilla secado parcial - 50 bar y 450°C	87.126.000	5%	3%	6,5%	25	22,67	7.000,00	12,06	8,30	158.716,00	19.148.887,05	13.175.693,64	35,00	670,00	27,92	195.440,00	6.840.400,00	0,40	385.000,00	15	8.712.600,00	0,00	35%
Caldera de Parrilla secado total - 60bar y 450°C	109.770.000	5%	3%	6,5%	25	23,00	7.000,00	12,06	8,30	160.972,00	19.420.825,91	13.362.805,66	35,00	464,00	19,34	135.380,00	4.738.300,00	0,40	385.000,00	15	10.977.000,00	0,00	35%

Datos de partida para las 5 Alternativas

Tabla 6.2. Fuente: Autor

6.6 ANÁLISIS ECONÓMICO

En este apartado se desarrolla el análisis de rentabilidad de los proyectos considerados, determinándose el Cash-Flow anual, como resultado del flujo de ingresos y gastos previstos, de acuerdo con los apartados anteriores. Se determinan igualmente, la Tasa de Rendimiento Interno de la inversión y el Valor Actualizado Neto de ésta, para cada uno de los casos a estudio. Asimismo, contemplando la variación del cash-flow a lo largo del tiempo considerado, se determina el período de recuperación de la inversión. Los cálculos se realizan durante el tiempo de vida útil de la planta, ya que después de 25 años, la planta seguirá siendo útil, pero se estiman necesarias nuevas inversiones para el correcto funcionamiento de la misma, por lo que se deberá de hacer un nuevo estudio de viabilidad.

La tasa interna de retorno o tasa interna de rentabilidad (TIR) de una inversión está definida como la tasa de interés con la cual el valor actual neto (VAN) es igual a cero. Estos Valores VAN son calculados a partir del flujo de caja o Cash-Flow anual.

Todos los ingresos y los gastos se escalarán hasta puesta en marcha de la instalación y a partir de ese momento se considerarán constantes. Se trata de la hipótesis más conservadora a considerar, ya que la escalación normalmente mejora sensiblemente los resultados de los indicadores económicos ya mencionados.

Para el cálculo de los flujos de caja se realizan los siguientes cálculos:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V^t}{(1+k)^t} - I_0$$

Donde:

- V : representa los flujos de caja (Cash-Flow) en cada periodo t .
- I_0 : representa el valor de desembolso inicial.
- n : representa el número de periodos considerados (años).
- k : representa el tipo de interés.

Bajo estos conceptos y los explicados anteriormente, se entienda que el TIR será el valor “ k ” que haga que el VAN sea 0.



Una vez obtenidos los flujos de caja para cada uno de los años del estudio, se calcula los parámetros financieros del estudio como son el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR).

Se han considerado los 2 primeros años de construcción (año -2 y -1) sin ingresos y con dos pagos del 40% y del 60% sobre los cuales se les ha aplicado el 6,5% de interés, por el coste de oportunidad que esto supone al fondo financiero contra sus propias cuentas.

A continuación se presenta una tabla con los valores calculados para cada una de las alternativas a estudio.



Alternativa 1: Caldera de Parrilla Pellets (40bar – 400°C)

Incremento Precio Inversión	5%		
INVERSION	79.770.000	IPC medio previsto	3%
Años de utilización	15	Impuesto de Sociedades	35%
Horas utilización al año	7.000	Porcentaje equity	0%
Potencia eléctrica neta (kW)	23.100	Tipo interés	6,50%
Tarifa primeros 15 años (c€/kWh)	12,065	Nº años Repago	15
Tarifa resto años (c€/kWh)	8,301	Tasa Descuento	5,00%
Consumo combustible (ton/h)	17,55		
Precio combustible (€/ton)	70		0,00%
Coste de mantenimiento (c€/kWh)	0,40		
Coste personal (€/año)	385.000		
Otros costes (% s/Ingresos)	3%		

TIR **6,86%**
VAN **6.731.897 €**

Año	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	14	15	16	17	24	25
PERDIDAS Y GANANCIAS (PYG)																
RESULTADO DE EXPLOTACIÓN				3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097
INGRESOS VENTA DE LA ENERGIA				19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657	19.508.657
COSTE COMBUSTIBLE				8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500	8.599.500
COSTE O&M				646.800	646.800	646.800	646.800	646.800	646.800	646.800	646.800	646.800	646.800	646.800	646.800	646.800
COSTE PERSONAL				385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000
OTROS COSTES				585.260	585.260	585.260	585.260	585.260	585.260	585.260	585.260	585.260	585.260	585.260	585.260	585.260
AMORTIZACIÓN				5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000
INTERESES				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
BAI				3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097	3.974.097
IMPUESTOS				1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934	1.390.934
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)				2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163
CASH FLOW																
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)	60.777.523	0	0	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163	2.583.163
INVERSIÓN	-79.770.000	0%	40%													
AMORTIZACIÓN	79.770.000	0	-31.908.000	-47.862.000												
FINANCIACIÓN EXTERNA	0	0	0	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000	5.318.000
DEVOLUCIÓN PRÉSTAMO	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CASH FLOW	60.777.523	0	-31.908.000	-47.862.000	7.901.163											
INTERESES ANUALES		0	-35.069.049	-49.393.027												
					-84.462.077	7.901.163	7.901.163	7.901.163	7.901.163	7.901.163	7.901.163	7.901.163	7.901.163	7.901.163	7.901.163	7.901.163

Análisis económico Alternativa 1

Tabla 6.3. Fuente: Autor

Nota: Los valores correspondientes a los años 1-15 y 16-25 son los mismos, por los que se han omitido columnas correspondientes a los años 8-13 y 18-23 para una mejor visualización global.



Alternativa 2: Caldera de Parrilla Pellets (60bar – 450°C)

Incremento Precio Inversión	5%		
INVERSION	81.609.000	IPC medio previsto	3%
Años de utilización	15	Impuesto de Sociedades	35%
Horas utilización al año	7.000	Porcentaje equity	0%
Potencia eléctrica neta (kW)	23.069	Tipo interés	6,50%
Tarifa primeros 15 años (c€/kWh)	12,065	Nº años Repago	15
Tarifa resto años (c€/kWh)	8,301	Tasa Descuento	5,00%
Consumo combustible (ton/h)	16,50		
Precio combustible (€/ton)	70		0,00%
Coste de mantenimiento (c€/kWh)	0,40		
Coste personal (€/año)	385.000		
Otros costes (% s/Ingresos)	3%		

TIR **6,24%**
VAN **8.737,916 €**

	Año	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	14	15	16	17	24	25
PERDIDAS Y GANANCIAS (PYG)																	
RESULTADO DE EXPLOTACIÓN					4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	3.887.137	3.887.137	3.887.137	3.887.137
INGRESOS VENTA DE LA ENERGIA					19.482.477	19.482.477	19.482.477	19.482.477	19.482.477	19.482.477	19.482.477	19.482.477	19.482.477	13.405.225	13.405.225	13.405.225	13.405.225
COSTE COMBUSTIBLE					8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000	8.085.000
COSTE O&M					645.932	645.932	645.932	645.932	645.932	645.932	645.932	645.932	645.932	645.932	645.932	645.932	645.932
COSTE PERSONAL					385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000
OTROS COSTES					584.474	584.474	584.474	584.474	584.474	584.474	584.474	584.474	584.474	402.157	402.157	402.157	402.157
AMORTIZACIÓN					5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	0	0	0	0
INTERESES					0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
BAI					4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	4.341.470	3.887.137	3.887.137	3.887.137	3.887.137
IMPUESTOS					1.519.515	1.519.515	1.519.515	1.519.515	1.519.515	1.519.515	1.519.515	1.519.515	1.519.515	1.360.498	1.360.498	1.360.498	1.360.498
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)					2.821.956	2.526.639	2.526.639	2.526.639	2.526.639								
CASH FLOW																	
	Año	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	14	15	16	17	24	25
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)	67.595.724	0	0	0	2.821.956	2.526.639	2.526.639	2.526.639	2.526.639								
INVERSION	-81.609.000	0%	40%	60%													
AMORTIZACIÓN	81.609.000	0	-32.643.600	-48.965.400	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	5.440.600	0	0	0	0
FINANCIACIÓN EXTERNA	0	0	0	0													
DEVOLUCIÓN PRÉSTAMO	0				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CASH FLOW	67.595.724	0	-32.643.600	-48.965.400	8.262.556	2.526.639	2.526.639	2.526.639	2.526.639								
INTERESES ANUALES		0	-35.877.524	-50.531.723	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
					-86.409.247	8.262.556	8.262.556	8.262.556	8.262.556	8.262.556	8.262.556	8.262.556	8.262.556	2.526.639	2.526.639	2.526.639	2.526.639

Análisis económico Alternativa 2

Tabla 6.4. Fuente: Autor

Nota: Los valores correspondientes a los años 1-15 y 16-25 son los mismos, por los que se han omitido columnas correspondientes a los años 8-13 y 18-23 para una mejor visualización global.



Alternativa 3: Caldera de parilla sin secado (60bar – 450°C)

Incremento Precio Inversión	5%		
INVERSION	86.322.000	IPC medio previsto	3%
Años de utilización	15	Impuesto de Sociedades	35%
Horas utilización al año	7.000	Porcentaje equity	0%
Potencia eléctrica neta (kW)	22.562	Tipo interés	6,50%
Tarifa primeros 15 años (c€/kWh)	12,065	Nº años Repago	15
Tarifa resto años (c€/kWh)	8,301	Tasa Descuento	5,00%
Consumo combustible (ton/h)	33,24		
Precio combustible (€/ton)	35	0,00%	35,00
Coste de mantenimiento (c€/kWh)	0,40		
Coste personal (€/año)	385.000		
Otros costes (% s/Ingresos)	3%		

TIR **5,14%**
VAN **988.434 €**

Año	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	14	15	16	17	24	25
PERDIDAS Y GANANCIAS (PYG)																
RESULTADO DE EXPLOTACIÓN				3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335
INGRESOS VENTA DE LA ENERGIA				19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300	19.054.300
COSTE COMBUSTIBLE				8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800
COSTE O&M				631.736	631.736	631.736	631.736	631.736	631.736	631.736	631.736	631.736	631.736	631.736	631.736	631.736
COSTE PERSONAL				385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000
OTROS COSTES				571.629	571.629	571.629	571.629	571.629	571.629	571.629	571.629	571.629	571.629	571.629	571.629	571.629
AMORTIZACIÓN				5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800
INTERESES				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
BAI				3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335	3.567.335
IMPUESTOS				1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567	1.248.567
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)				2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768
CASH FLOW																
Año	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	14	15	16	17	24	25
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)	57.900.434	0	0	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768	2.318.768
INVERSION	-86.322.000	0	0													
AMORTIZACIÓN	86.322.000	0	0	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800	5.754.800
FINANCIACIÓN EXTERNA	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
DEVOLUCIÓN PRÉSTAMO	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CASH FLOW	57.900.434	0	-34.528.800	-51.793.200	8.073.568											
INTERESES ANUALES				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				-91.399.466	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568	8.073.568

Análisis económico Alternativa 3

Tabla 6.5. Fuente: Autor

Nota: Los valores correspondientes a los años 1-15 y 16-25 son los mismos, por los que se han omitido columnas correspondientes a los años 8-13 y 18-23 para una mejor visualización global.



Alternativa 4: Caldera de Parrilla con secado parcial (60bar – 450°C)

Incremento Precio Inversión	5%		
INVERSION	87.126.000	IPC medio previsto	3%
Años de utilización	15	Impuesto de Sociedades	35%
Horas utilización al año	7.000	Porcentaje equity	0%
Potencia eléctrica neta (kW)	22.674	Tipo interés	6,50%
Tarifa primeros 15 años (c€/kWh)	12,065	Nº años Repago	15
Tarifa resto años (c€/kWh)	8,301	Tasa Descuento	5,00%
Consumo combustible (ton/h)	33,24		
Precio combustible (€/ton)	35		0,00%
Coste de mantenimiento (c€/kWh)	0,40		
Coste personal (€/año)	385.000		
Otros costes (% s/Ingresos)	3%		

TIR **6,15%**

VAN **1.074.665 €**

	TOTAL	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2020	2021	2022	2023	2030	2031
PERDIDAS Y GANANCIAS (PYG)																	
RESULTADO DE EXPLOTACIÓN					3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.616.751	3.616.751	3.616.751	3.616.751
INGRESOS VENTA DE LA ENERGIA					19.148.887	19.148.887	19.148.887	19.148.887	19.148.887	19.148.887	19.148.887	19.148.887	19.148.887	13.175.694	13.175.694	13.175.694	13.175.694
COSTE COMBUSTIBLE					8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800
COSTE O&M					634.872	634.872	634.872	634.872	634.872	634.872	634.872	634.872	634.872	634.872	634.872	634.872	634.872
COSTE PERSONAL					385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000
OTROS COSTES					574.467	574.467	574.467	574.467	574.467	574.467	574.467	574.467	574.467	395.271	395.271	395.271	395.271
AMORTIZACIÓN					5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	0	0	0	0
INTERESES					0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
BAI					3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.602.348	3.616.751	3.616.751	3.616.751	3.616.751
IMPUESTOS					1.260.822	1.260.822	1.260.822	1.260.822	1.260.822	1.260.822	1.260.822	1.260.822	1.260.822	1.265.863	1.265.863	1.265.863	1.265.863
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)					2.341.526	2.350.888	2.350.888	2.350.888	2.350.888								
CASH FLOW																	
	TOTAL	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2020	2021	2022	2023	2030	2031
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)	58.631.779	0	0	0	2.341.526	2.350.888	2.350.888	2.350.888	2.350.888								
INVERSION	-87.126.000	0%	40%	60%													
AMORTIZACIÓN	87.126.000		-34.850.400	-52.275.600	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	5.808.400	0	0	0	0
FINANCIACIÓN EXTERNA	0	0	0	0													
DEVOLUCIÓN PRÉSTAMO	0				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CASH FLOW	58.631.779	0	-34.850.400	-52.275.600	8.149.926	2.350.888	2.350.888	2.350.888	2.350.888								
INTERESES ANUALES		0	-38.302.946	-53.947.811	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
					-92.250.757	8.149.926	8.149.926	8.149.926	8.149.926	8.149.926	8.149.926	8.149.926	8.149.926	2.350.888	2.350.888	2.350.888	2.350.888

Análisis económico Alternativa 4

Tabla 6.6. Fuente: Autor

Nota: Los valores correspondientes a los años 1-15 y 16-25 son los mismos, por los que se han omitido columnas correspondientes a los años 8-13 y 18-23 para una mejor visualización global.



Alternativa 5: Caldera de Parrilla con secado total (60bar – 450°C)

Incremento Precio Inversión	5%		
INVERSION	109.770.000	IPC medio previsto	3%
Años de utilización	15	Impuesto de Sociedades	35%
Horas utilización al año	7.000	Porcentaje equity	0%
Potencia eléctrica neta (kW)	22.996	Tipo interés	6,50%
Tarifa primeros 15 años (c€/kWh)	12,065	Nº años Repago	15
Tarifa resto años (c€/kWh)	8,301	Tasa Descuento	5,00%
Consumo combustible (ton/h)	33,24		
Precio combustible (€/ton)	35		0,00%
Coste de mantenimiento (c€/kWh)	0,40		
Coste personal (€/año)	385.000		
Otros costes (% s/Ingresos)	3%		

TIR	3,28%
VAN	-15.281.898 €

	TOTAL	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2020	2021	2022	2023	2030	2031
PERDIDAS Y GANANCIAS (PYG)																	
RESULTADO DE EXPLOTACIÓN					2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	3.789.233	3.789.233	3.789.233	3.789.233
INGRESOS VENTA DE LA ENERGIA					19.420.826	19.420.826	19.420.826	19.420.826	19.420.826	19.420.826	19.420.826	19.420.826	19.420.826	13.362.806	13.362.806	13.362.806	13.362.806
COSTE COMBUSTIBLE					8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800	8.143.800
COSTE O&M					643.888	643.888	643.888	643.888	643.888	643.888	643.888	643.888	643.888	643.888	643.888	643.888	643.888
COSTE PERSONAL					385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000	385.000
OTROS COSTES					582.625	582.625	582.625	582.625	582.625	582.625	582.625	582.625	582.625	400.884	400.884	400.884	400.884
AMORTIZACIÓN					7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	0	0	0	0
INTERESES					0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
BAI					2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	2.347.513	3.789.233	3.789.233	3.789.233	3.789.233
IMPUESTOS					821.630	821.630	821.630	821.630	821.630	821.630	821.630	821.630	821.630	1.326.232	1.326.232	1.326.232	1.326.232
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)					1.525.884	2.463.002	2.463.002	2.463.002	2.463.002								
CASH FLOW																	
	TOTAL	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2020	2021	2022	2023	2030	2031
BENEFICIO DESPUES DE IMPUESTOS (BDI)	47.518.271	0	0	0	1.525.884	1.525.884	1.525.884	1.525.884	1.525.884	1.525.884	1.525.884	1.525.884	1.525.884	2.463.002	2.463.002	2.463.002	2.463.002
INVERSION	-109.770.000	0%	40%	60%													
AMORTIZACIÓN	109.770.000	0	-43.908.000	-65.862.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	7.318.000	0	0	0	0
FINANCIACIÓN EXTERNA	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
DEVOLUCIÓN PRÉSTAMO	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CASH FLOW	47.518.271	0	-43.908.000	-65.862.000	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	2.463.002	2.463.002	2.463.002	2.463.002
INTERESES ANUALES		0	-48.257.861	-67.968.818	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
					-116.226.679	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	8.843.884	2.463.002	2.463.002	2.463.002	2.463.002

Análisis económico Alternativa 5

Tabla 6.7. Fuente: Autor

Nota: Los valores correspondientes a los años 1-15 y 16-25 son los mismos, por los que se han omitido columnas correspondientes a los años 8-13 y 18-23 para una mejor visualización global.

	Valor Actual Neto - VAN -	Tasa Interna de Retorno - TIR -
Alternativa 1	5.731.897 €	5,85 %
Alternativa 2	8.737.916 €	6,24 %
Alternativa 3	988.434 €	5,14 %
Alternativa 4	1.074.565 €	5,15 %
Alternativa 5	-15.281.898 €	3,28 %

Resumen Económico VAN y TIR	
Tabla 6.8.	Fuente: Autor

6.6.1 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Una vez obtenidos los resultados del Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR), de cada una de las alternativas, en el capítulo anterior, se procede a realizar un análisis de sensibilidad, variando los valores más significativos. De este modo, se podrá valorar de forma más óptima las distintas alternativas y su viabilidad según los distintos escenarios posibles durante la vida de la instalación.

El análisis de sensibilidad que se ha realizado consiste en observar las variaciones de los resultados económicos en función de las variaciones del precio de combustible en un rango del 20% sobre su precio base y el aumento de la financiación del proyecto desde un 0 % hasta un 80%.

Este concepto es especialmente interesante y no del todo sencillo de entender. En cuanto al aumento del precio de combustible, el concepto de obtener un menor TIR es sencillo, en cambio en cuando a la financiación, merece detenerse a explicarlo.

Puede resultar contradictorio que si se pide una financiación para el proyecto, obtenga un mejor TIR y por lo tanto el proyecto se haga más interesante, ya que la financiación me va a suponer un gasto.

A modo explicativo y con números redondos, se hace la siguiente simplificación. La financiación suele ser un gasto del 5% sobre lo financiado y estimemos nuestras ganancias en un 8%. Naturalmente, se está ganando menos dinero que sin la financiación, pero el TIR mide la rentabilidad que se obtiene del dinero invertido. Al haber una financiación externa, el dinero invertido es menor, las ganancias también, pero el ratio mejora.

Lo que se hace es reducir la inversión inicial I_0 y añadir la financiación restante al proyecto con un tipo de interés del 6,5% a los gastos del mismo. A continuación se muestran los datos obtenidos.

Alternativa 1

Análisis del TIR (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	7,96%	10,28%	19,81%
-10%	6,94%	8,77%	16,11%
0%	5,85%	7,14%	12,23%
10%	4,67%	5,35%	8,01%
20%	3,36%	3,31%	3,11%

Alternativa 2

Análisis del TIR (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	8,14%	10,54%	20,39%
-10%	7,22%	9,17%	17,03%
0%	6,24%	7,72%	13,54%
10%	5,20%	6,15%	9,84%
20%	4,06%	4,41%	5,76%

Análisis del VAN (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	21.488.011	25.077.807	28.667.603
-10%	13.609.954	17.199.750	20.789.546
0%	5.731.897	9.321.693	12.911.490
10%	-2.146.160	1.443.636	5.033.433
20%	-10.024.217	-6.434.421	-2.844.624

Análisis del VAN (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	23.551.357	27.223.912	30.896.466
-10%	16.144.637	19.817.191	23.489.746
0%	8.737.916	12.410.471	16.083.026
10%	1.331.196	5.003.751	8.676.306
20%	-6.075.524	-2.402.969	1.269.585

Alternativa 3

Análisis del TIR (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	7,05%	8,90%	16,18%
-10%	6,12%	7,52%	12,89%
0%	5,14%	6,04%	9,44%
10%	4,07%	4,42%	5,70%
20%	2,89%	2,57%	1,38%

Alternativa 4

Análisis del TIR (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	7,04%	8,88%	16,13%
-10%	6,12%	7,52%	12,88%
0%	5,15%	6,06%	9,47%
10%	4,09%	4,45%	5,77%
20%	2,93%	2,63%	1,53%

Análisis del VAN (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	15.909.608	19.794.257	23.678.905
-10%	8.449.021	12.333.669	16.218.318
0%	988.434	4.873.082	8.757.730
10%	-6.472.154	-2.587.505	1.297.143
20%	-13.932.741	-10.048.092	-6.163.444

Análisis del VAN (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	15.995.739	19.916.569	23.837.399
-10%	8.535.152	12.455.982	16.376.812
0%	1.074.565	4.995.395	8.916.225
10%	-6.386.022	-2.465.193	1.455.637
20%	-13.846.610	-9.925.780	-6.004.950

Alternativa 5

Análisis del TIR (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	4,96%	5,74%	8,45%
-10%	4,15%	4,52%	5,77%
0%	3,28%	3,19%	2,91%
10%	2,34%	1,72%	-0,25%
20%	1,30%	0,03%	#¡NUM!

Análisis del VAN (variación del equity, variación del precio del combustible)			
	0%	40%	80%
-20%	-360.723	4.579.128	9.518.979
-10%	-7.821.311	-2.881.459	2.058.392
0%	-15.281.898	-10.342.047	-5.402.195
10%	-22.742.485	-17.802.634	-12.862.782
20%	-30.203.072	-25.263.221	-20.323.370

Análisis de sensibilidad de las 5 Alternativas	
Tabla 6.9.	Fuente: Autor



Como era de esperar, los mejores resultados se obtienen con una mayor financiación externa y con un menor precio del combustible.



7 CONCLUSIONES

Para el proyecto de ingeniería llevado a cabo en la empresa INITEC Energía S.A. y su correcto estudio de viabilidad, es imprescindible empezar por responder a las tres principales problemáticas del recurso de la biomasa.

Estos pasan por el estudio de la producción y gestión del propio recurso, relacionados principalmente por la localización y condiciones geográficas del desarrollo del proyecto, así como el uso energético que se vaya a hacer del mismo.

Se ha calculado que con cualquiera de las alternativas propuestas, la cantidad de CO₂ evitado es de 70.000 toneladas anuales.

Dentro de las 5 alternativas que se proponen, se pueden hacer 2 diferenciaciones. Aquellos diferenciados por tipo de combustible (pellets o biomasa forestal) y por estado del arte (40bar y 400°C o 60bar y 450°C).

Comparando aquellas alternativas alimentadas por pellets, se concluye que la inversión inicial superior de 1.839.000€ debida al tratamiento especial de los materiales para temperaturas y presiones superiores a las tolerables por acero al carbono es favorable, viéndose reflejado en un aumento del TIR en un 0,39% y del VAN en 3.006.019 €, siendo por lo tanto la alternativa 2 más recomendable que la alternativa 1.

Respecto a las alternativas alimentadas por biomasa forestal, hay una gran diferencia entre las alternativas 3 y 4 respecto a la alternativa 5, quedando esta última descartada por obtener un TIR del 3,28% y un VAN de -15.281.898€ debido a la notable diferencia en cuanto a inversión inicial de 109.770.000€. Es interesante comparar las alternativas 3 y 4, ya que los datos obtenidos para estas son muy similares, son una inversión inicial de 86.322.000€ y 87.126.000€, un VAN de 988.434€ y 1.074.565€ y un TIR del 5,14% y 5,15% respectivamente, quedando así una decisión incierta entre una u otra alternativa, pudiendo ser la alternativa 4 ligeramente mejor justificada en un VAN más favorable.

Encontramos solución a esta decisión, enfrentando cualquiera de estas dos alternativas, frente cualquiera de las alternativas alimentadas con pellets, especialmente la alternativa 2.

La alternativa 2 con una inversión 5.517.000€ menor respecto a la alternativa 4, obtiene un TIR 1,09% mayor y un VAN 7.663.351€ superior, siendo así la alternativa 2 la más atractiva por una amplia diferencia.

La explicación de esto, se encuentra en el consumo energético de combustible, siendo para la alternativa 2 de 76.921 kJ/s y la alternativa 4 de 79.348 kJ/s, necesitando más energía para una misma potencia bruta en la alternativa alimentada por biomasa que por pellets. Esto se puede ver más claramente en el Heat Rate obtenido para cada una de ellas, 12.004 kJ/kWh y 12.661 kJ/kWh respectivamente. Al estar limitados por la red eléctrica a 25 MW brutos, de un mayor Heat Rate, se deduce en un mayor retorno económico por la energía producida, siendo la energía neta producida 507 kW mayor y mejorando la eficiencia de 29,09 a 29,99% en la alternativa 2.

De todos estos análisis, se concluye finalmente que de las 5 alternativas, la más atractiva es la alternativa 2, correspondiente a la alimentada por pellets y un estado del arte de 60bar y 450°C.



Del análisis de sensibilidad se deduce que es preferible financiar el proyecto con recursos externos, con el fin de reducir el riesgo económico, contra las cuentas propias, que dicha inversión conlleva.



Bibliografía



- Sabugal García, Santiago; Gómez Muñoz, Florentino. *Centrales Térmicas de Ciclo Combinado. Teoría y Proyecto*. Ed. Díaz de Santos. ISBN 84-7978735-X.
- Santiago García Garrido. *Curso Técnico de Centrales de Térmicas de Ciclo Combinado*.
- García Garrido, Santiago. *Curso de Construcción de Centrales Térmicas de Ciclo Combinado*.
- Ganapathy, V. *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators*. Merce Dekker, Inc. ISBN 0-8247-0814-8.
- *Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020*. Acuerdo del Consejo de Ministros de 11 de noviembre de 2011, atendiendo a los mandatos del Real Decreto 661/2007, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial y de la Ley 2/2011, de 4 de marzo, de Economía Sostenible.
- *Real Decreto 661/2007* aprobado en Consejo de Ministros, el 27 de Mayo de 2007, en el que se establece la metodología para la actualización y sistematización del régimen jurídico y económico de la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.
- *Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética en España (E4) 2004-2012*. Plan de Acción 2004-2012 -IDAE Julio 2007.
- *Boletín electrónico*. IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía)
- *Servicios Contratados para Análisis y datos Estadísticos*. CENER (Centro Nacional de Energías Renovables)
- *Documentación interna*. Departamento Comercial INITEC Energía S.A. – Grupo ACS.



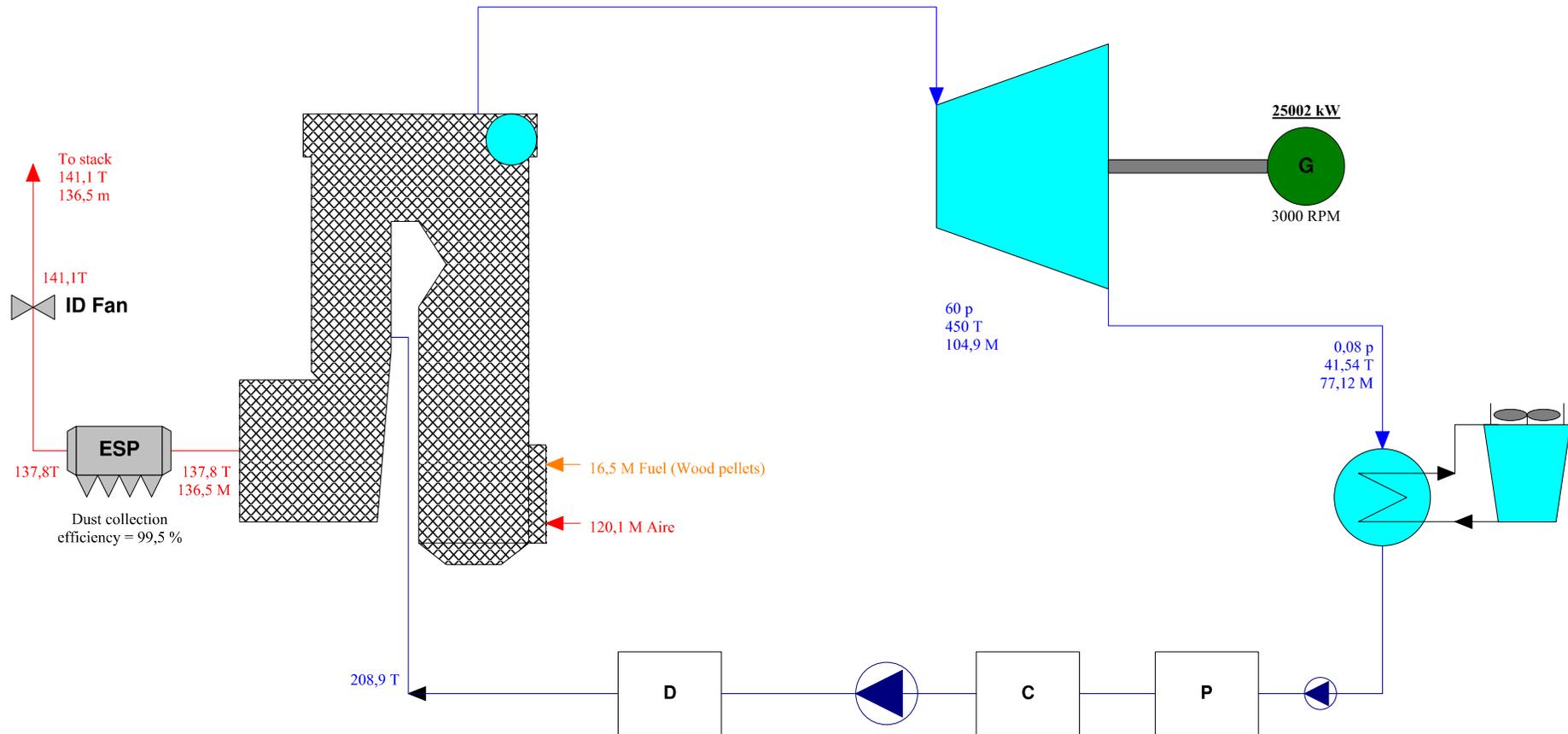
Anexos



Alternativa 2

Potencia neta planta	23069	kW
Número de unidades	1	
Cons espec neto planta (HHV)	13014	kJ/kWh
Cons espec neto planta (LHV)	12004	kJ/kWh
Efic neta planta (HHV)	27,66	%
Efic neta planta (LHV)	29,99	%
Aux. & pérdidas	1932,7	kW
Entrada calor fuel (HHV)	300,2	GJ/h
Entrada calor fuel (LHV)	276,9	GJ/h
Fuel flow	396	t/day

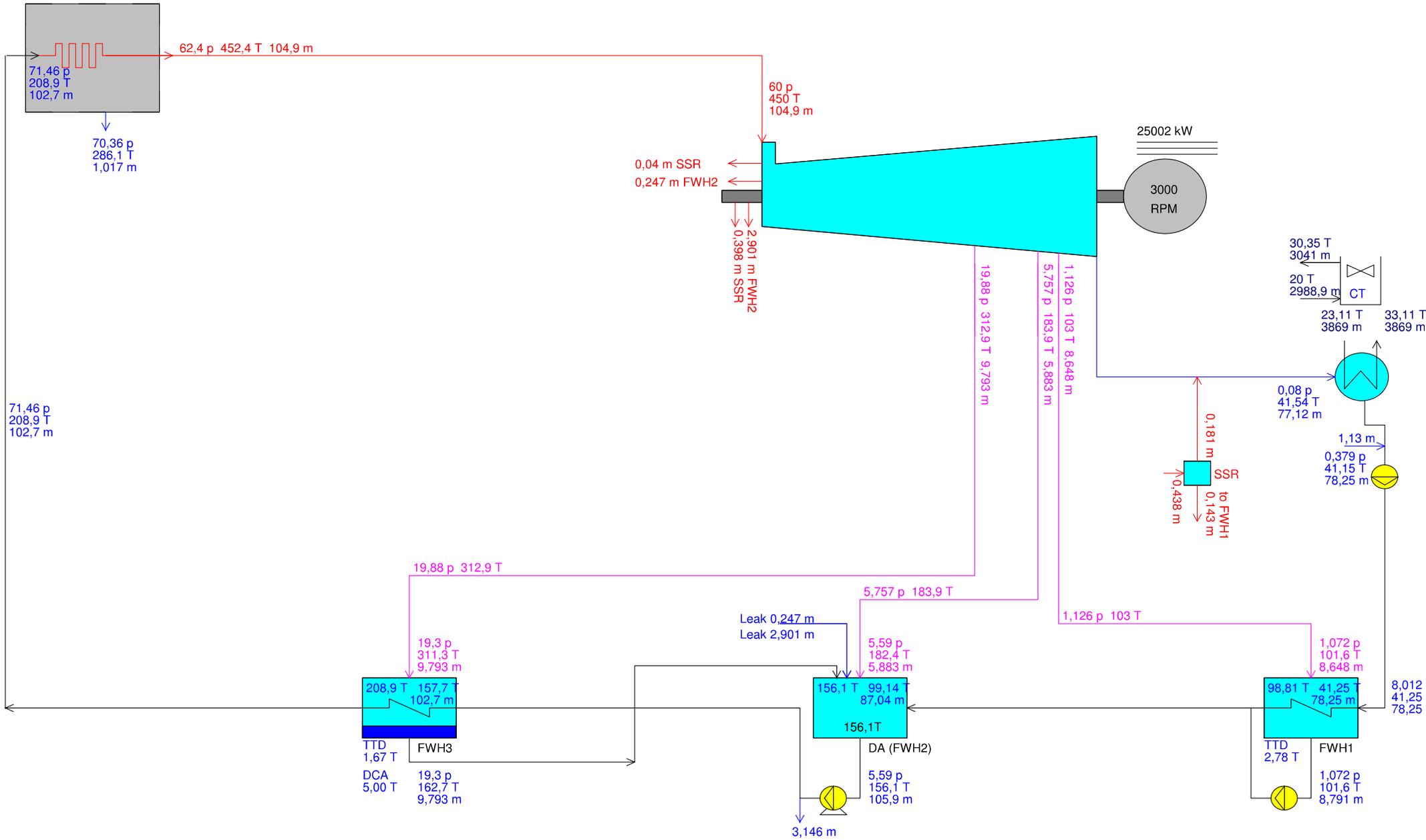
Ambiente
 1,007 p
 20 T
 70% RH



BOILER EFF (HHV/LHV) 84,5% /91,7%
NET PLANT EFF (HHV/LHV) 27,7% /30%

NET POWER 23069 kW
NET PLANT HR (HHV/LHV) 13014 / 12004 kJ/kWh

AUX 1932,7 kW
TURBINE HR 10127 kJ/kWh

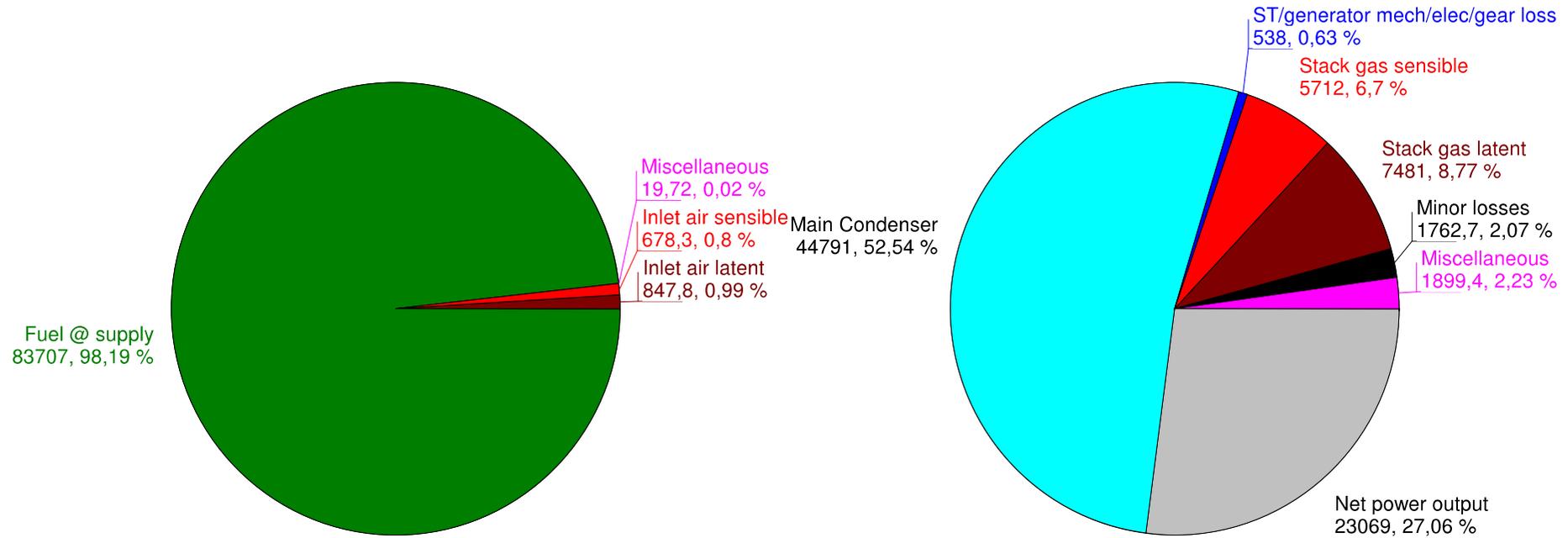


Plant Energy In [kJ/s]

Plant energy in = 85253 kJ/s
Plant fuel chemical LHV input = 76922 kJ/s, HHV = 83397 kJ/s

Plant Energy Out [kJ/s]

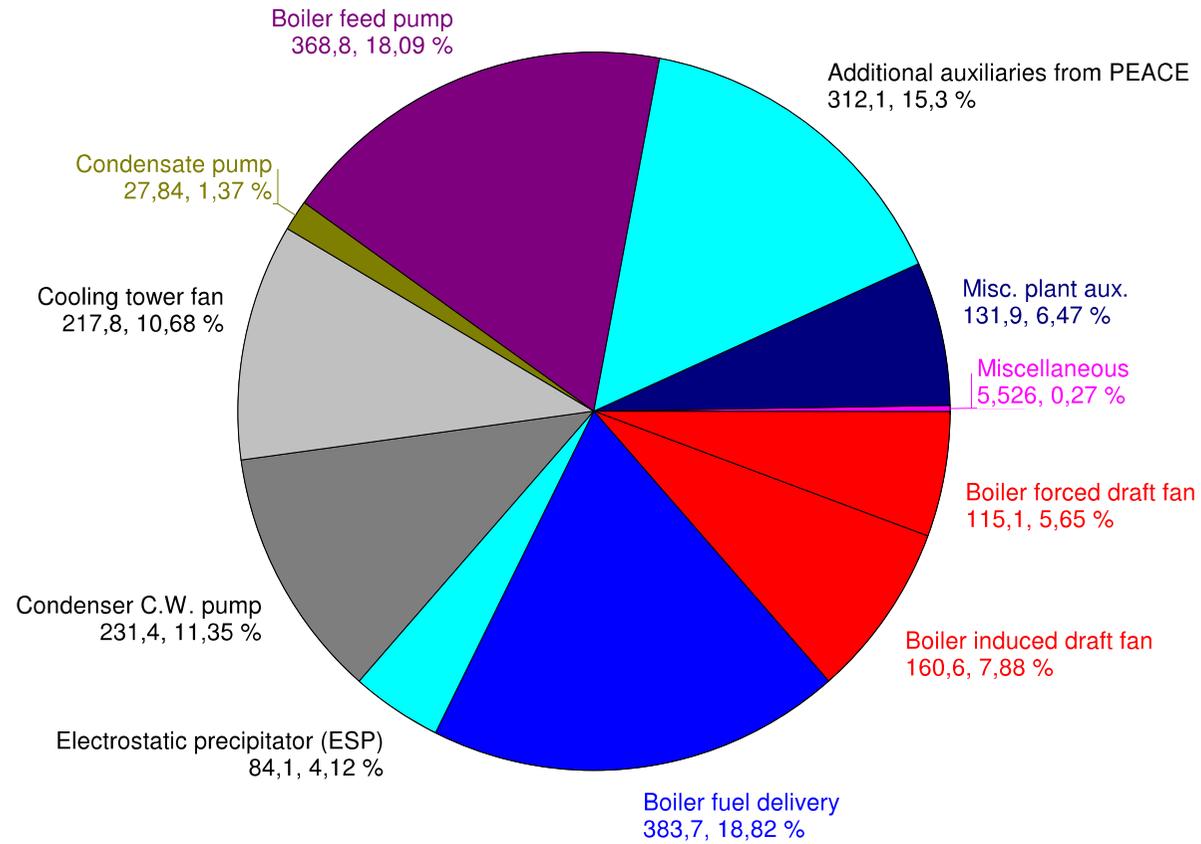
Plant energy out = 85253 kJ/s



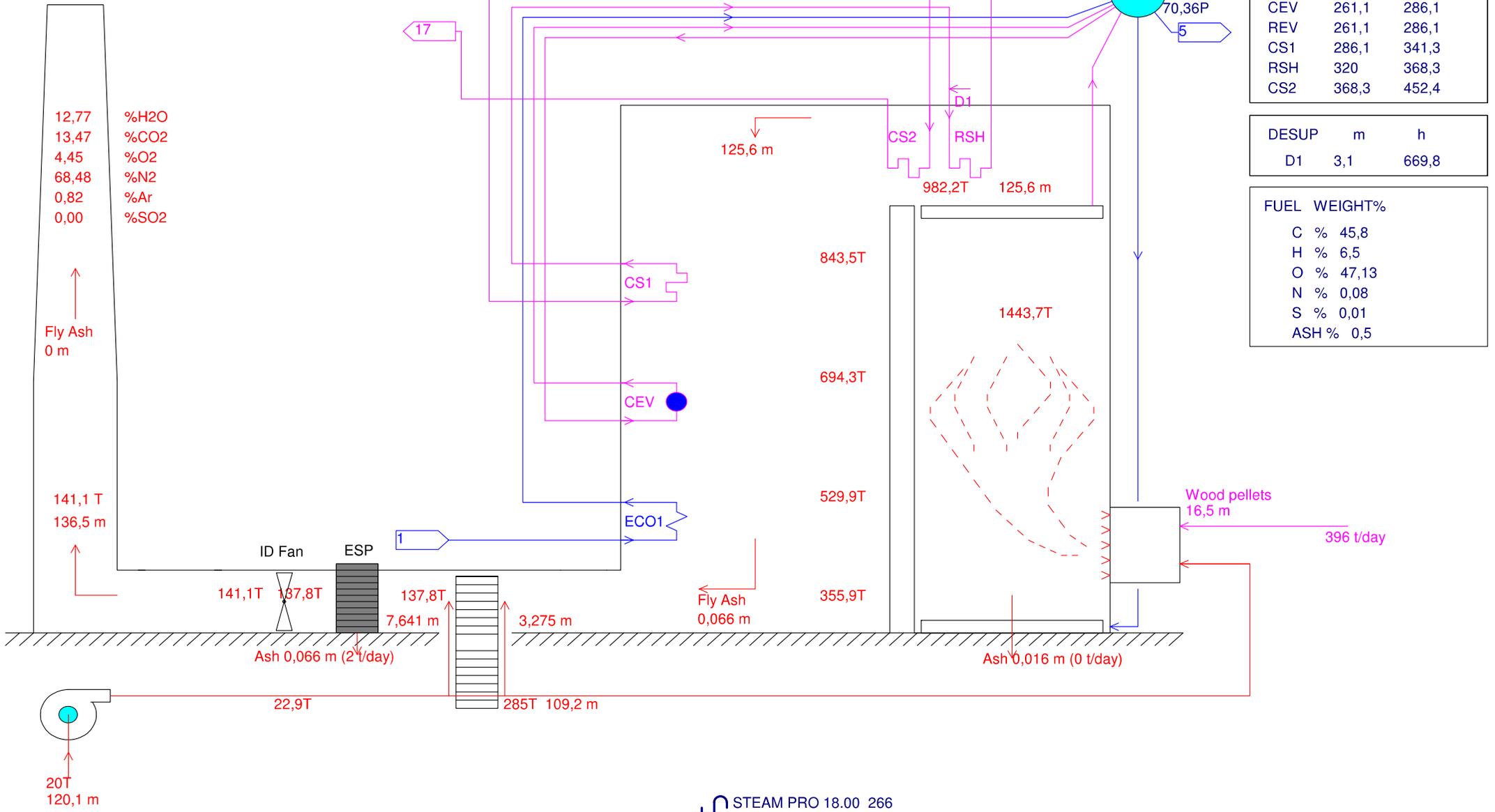
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

Auxiliaries & Losses [kW]

Total auxiliaries & transformer losses = 1932,7 kW



Plume not visible



HX	Tin	Tout
ECO1	208,9	261,1
CEV	261,1	286,1
REV	261,1	286,1
CS1	286,1	341,3
RSH	320	368,3
CS2	368,3	452,4

DESUP	m	h
D1	3,1	669,8

FUEL	WEIGHT%
C	% 45,8
H	% 6,5
O	% 47,13
N	% 0,08
S	% 0,01
ASH	% 0,5

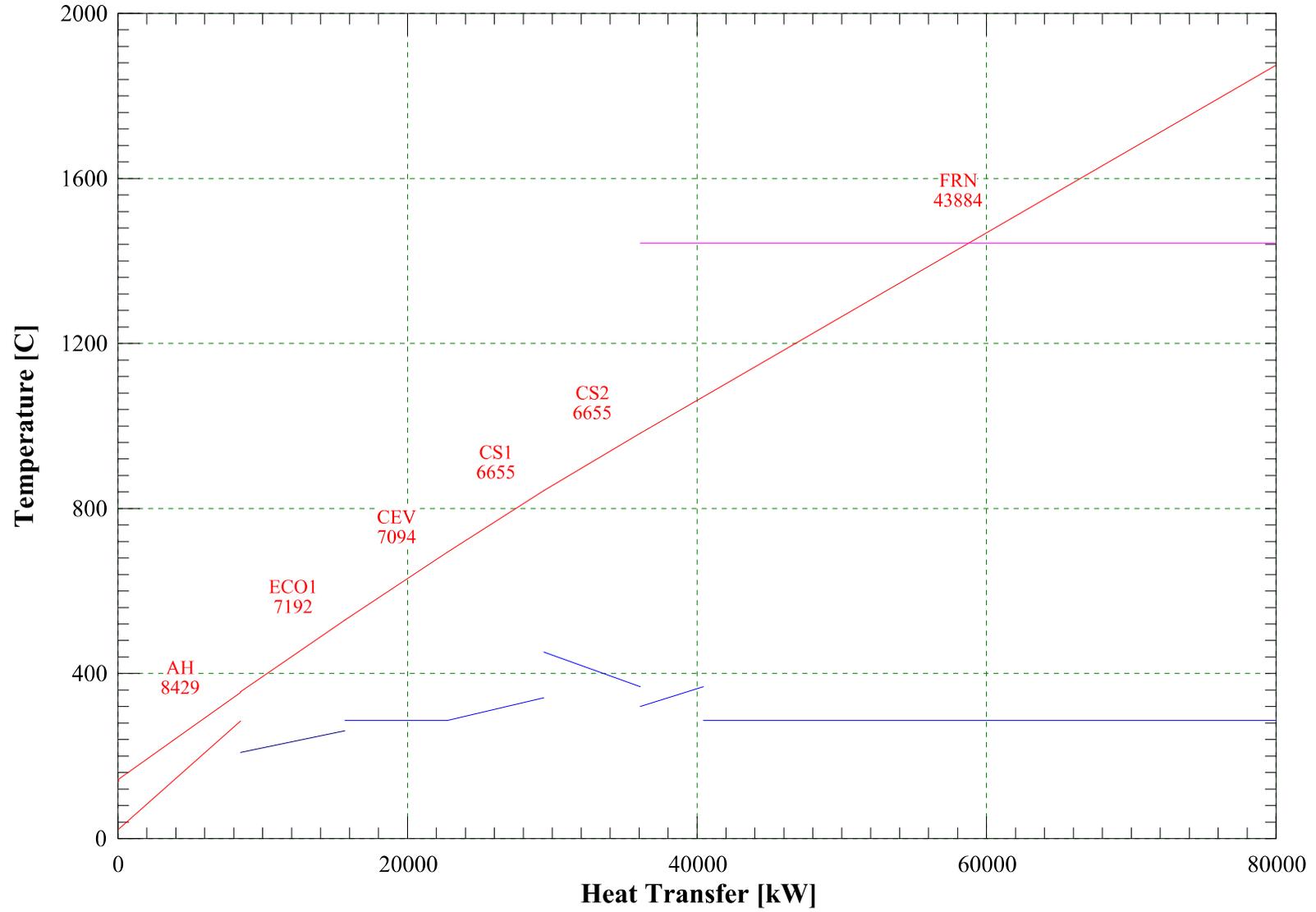


STEAM PRO 18.00 266

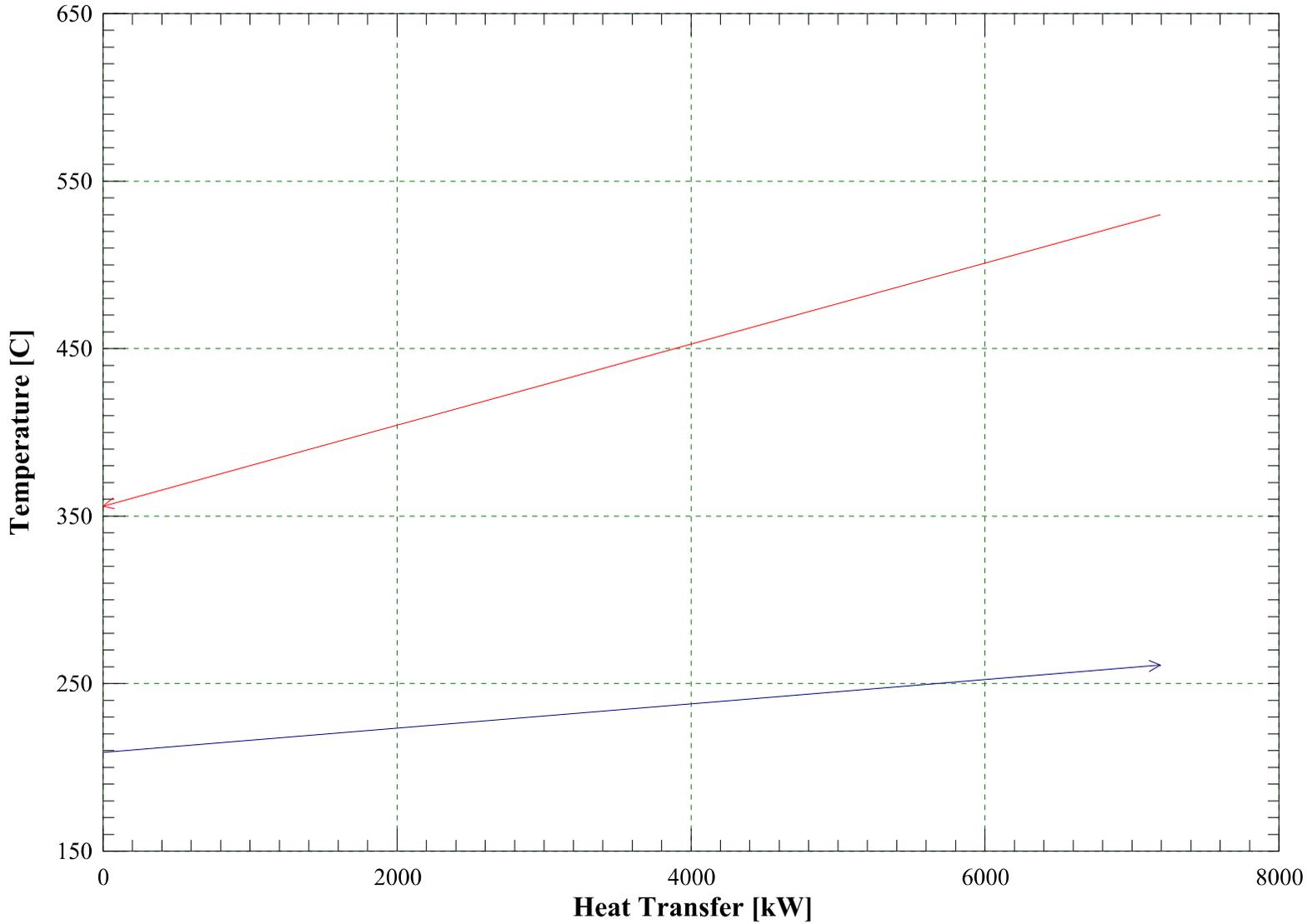
FILE: C:\Documents and Settings\plaza\Mis documentos\Thermoflow 18\Mis Trabajos\Biomasa_6.STP BOILER SCHEMA

p T m BOILER EFF BOILER FUEL INPUT (kJ/s)
bar C t/h 84,5 % (HHV) 91,7 % (LHV) 83397(HHV) 76922(LHV)

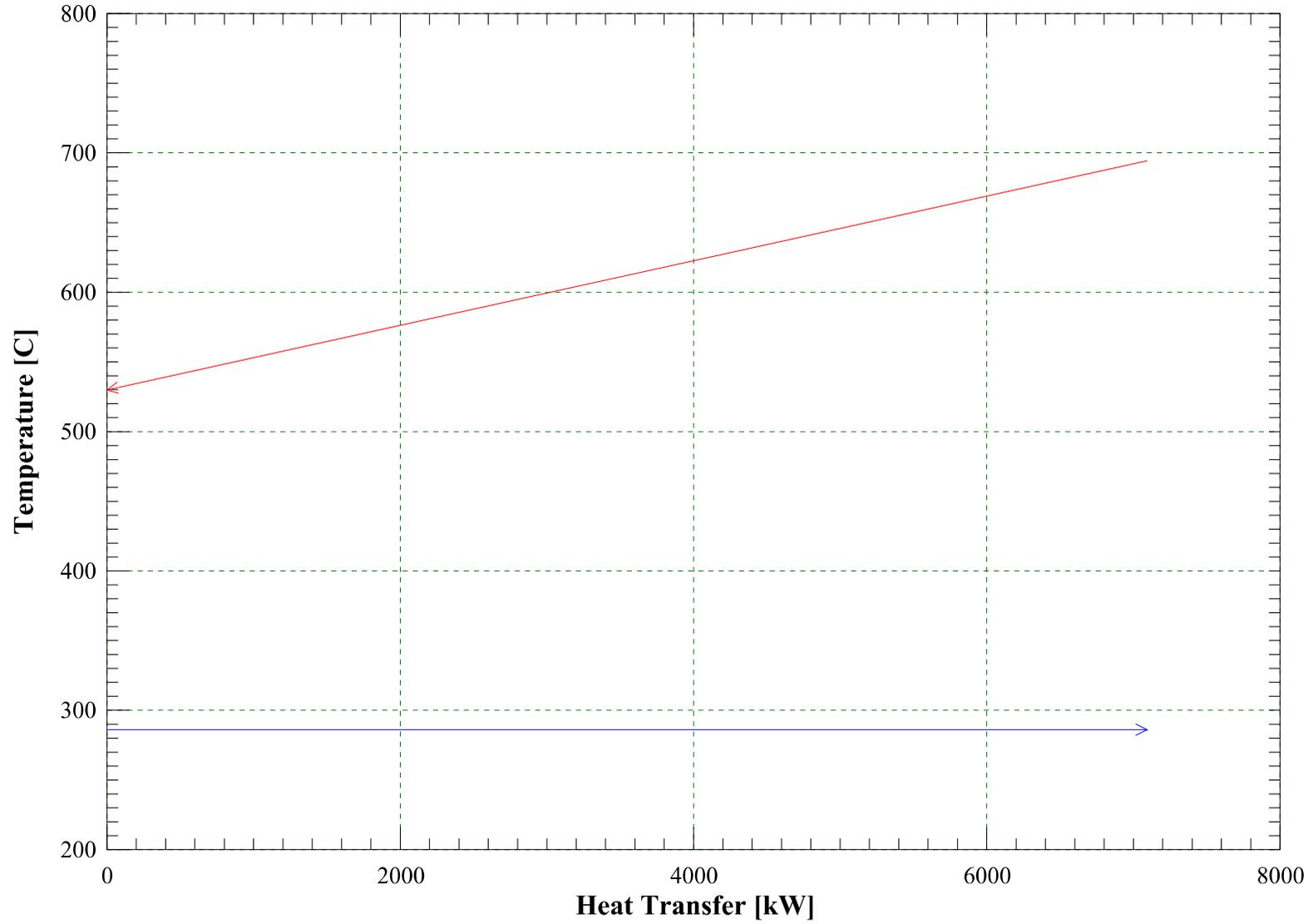
Boiler - TQ Diagram



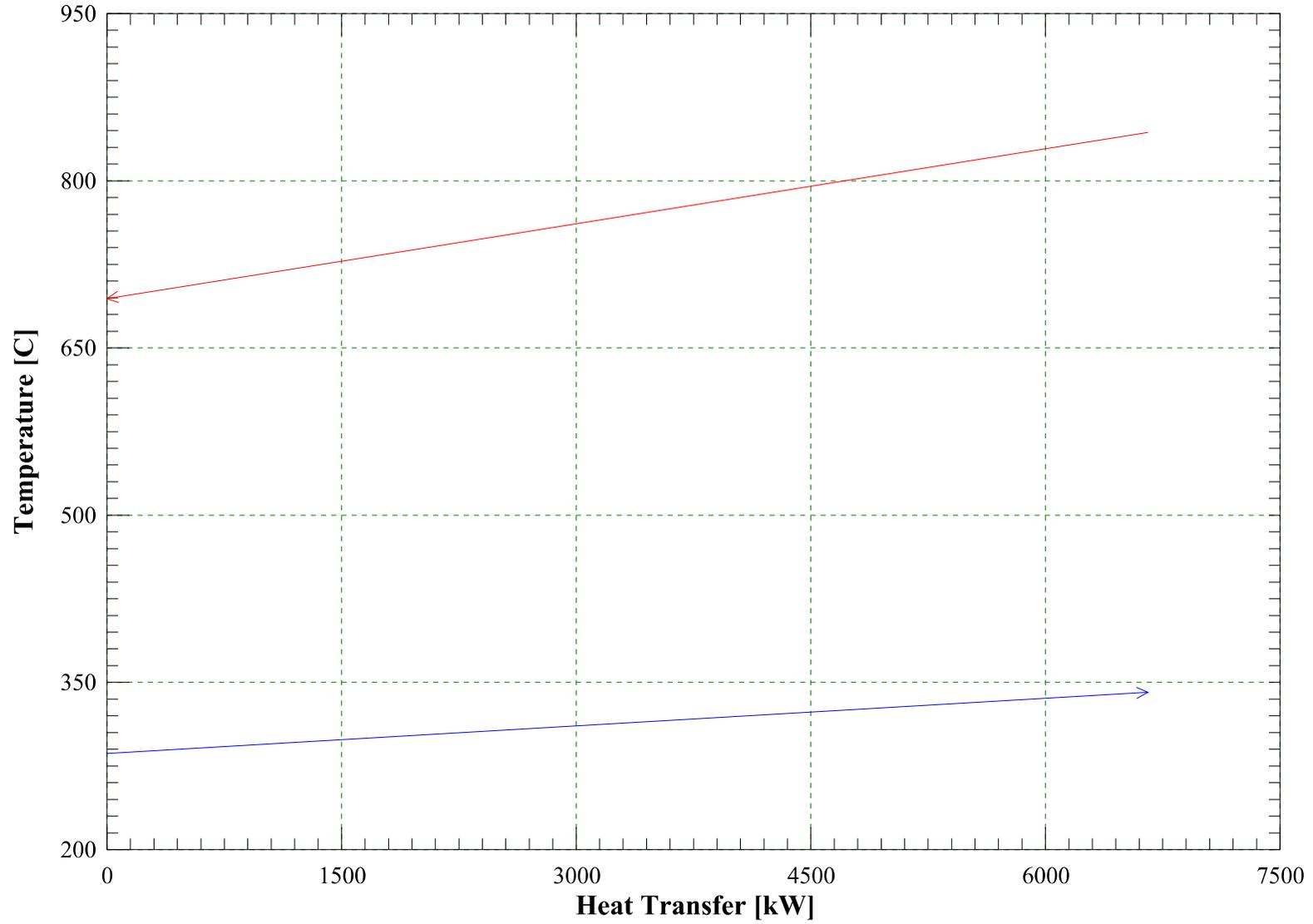
ECO1 - TQ Diagram



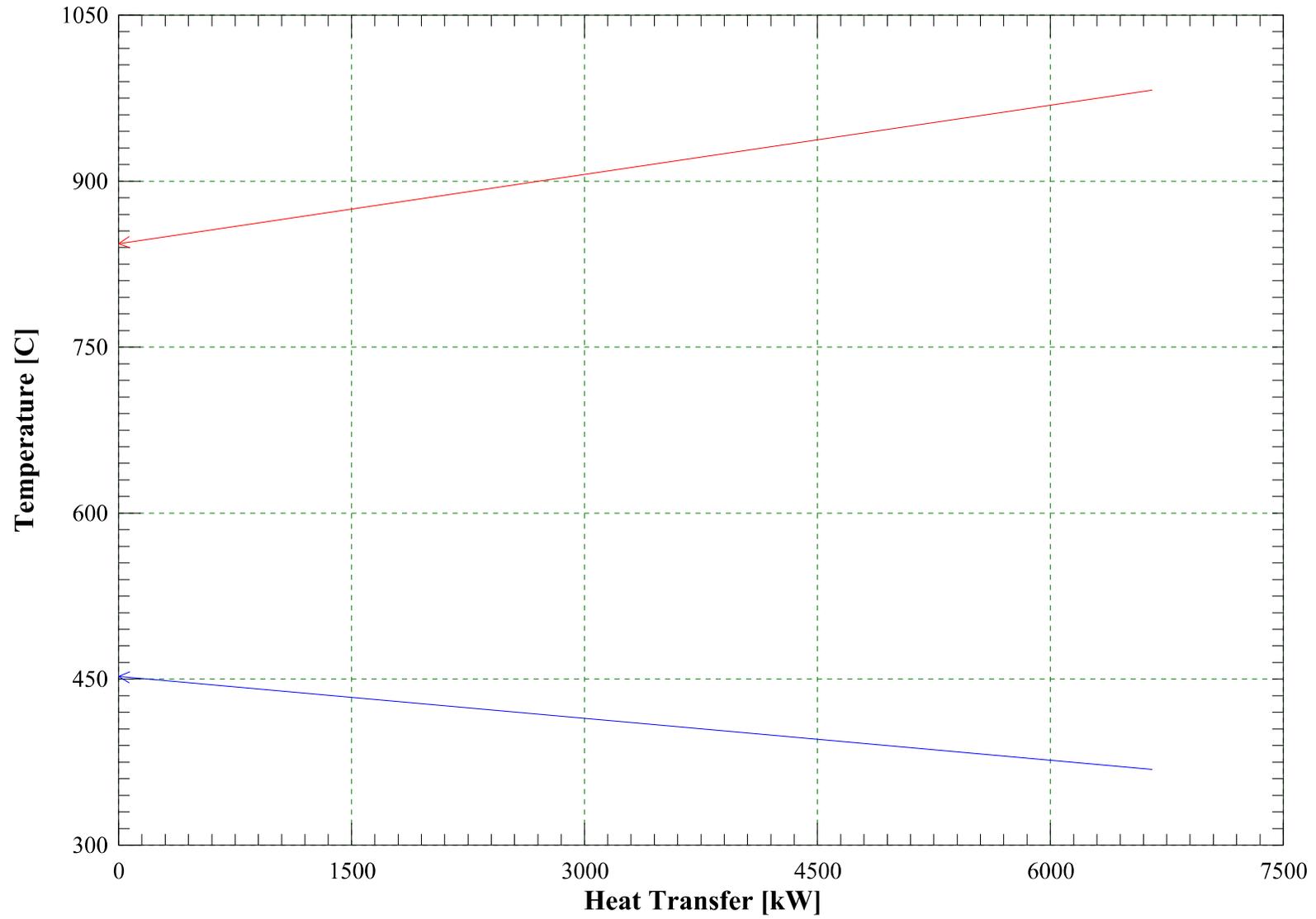
CEV - TQ Diagram



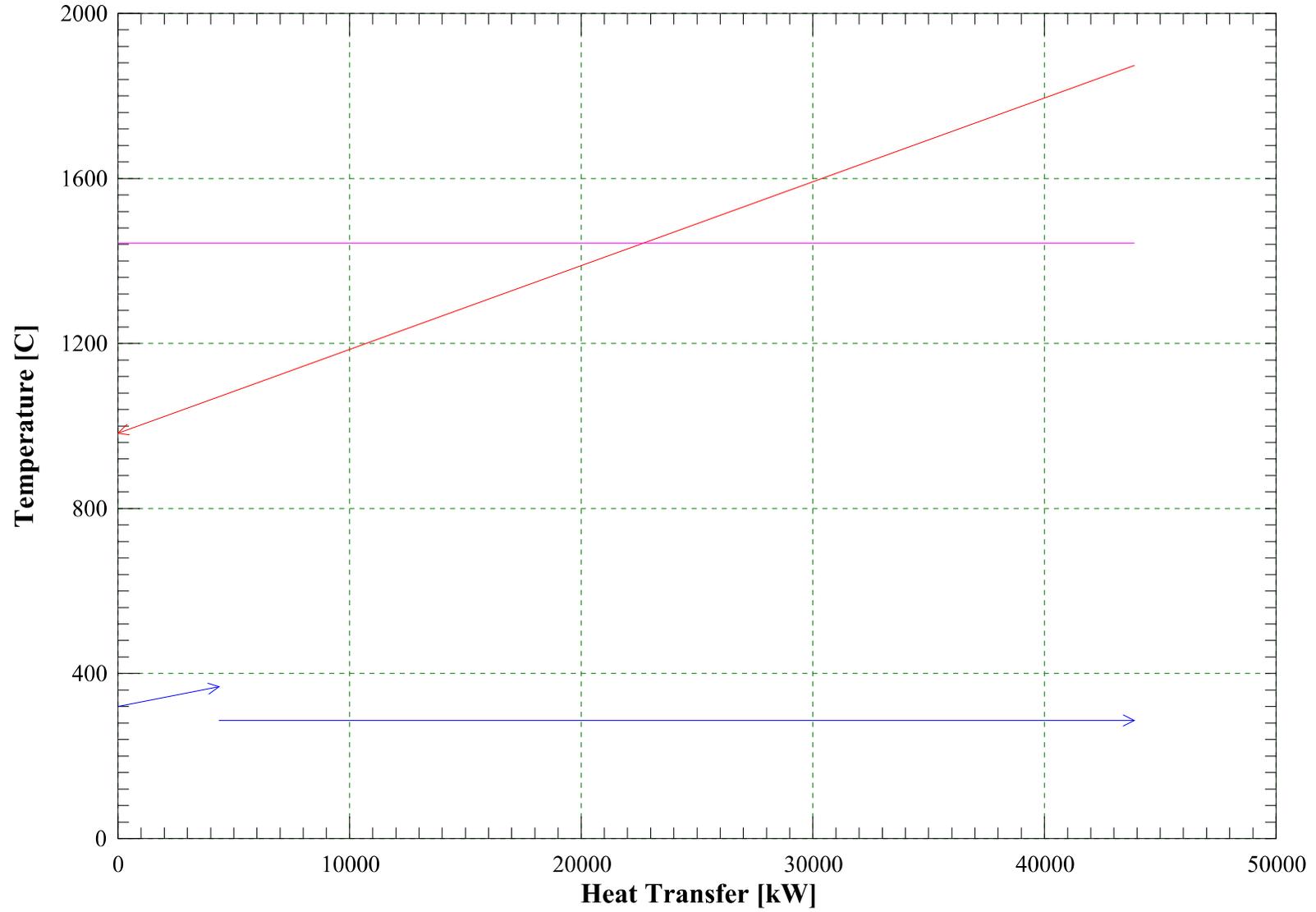
CS1 - TQ Diagram



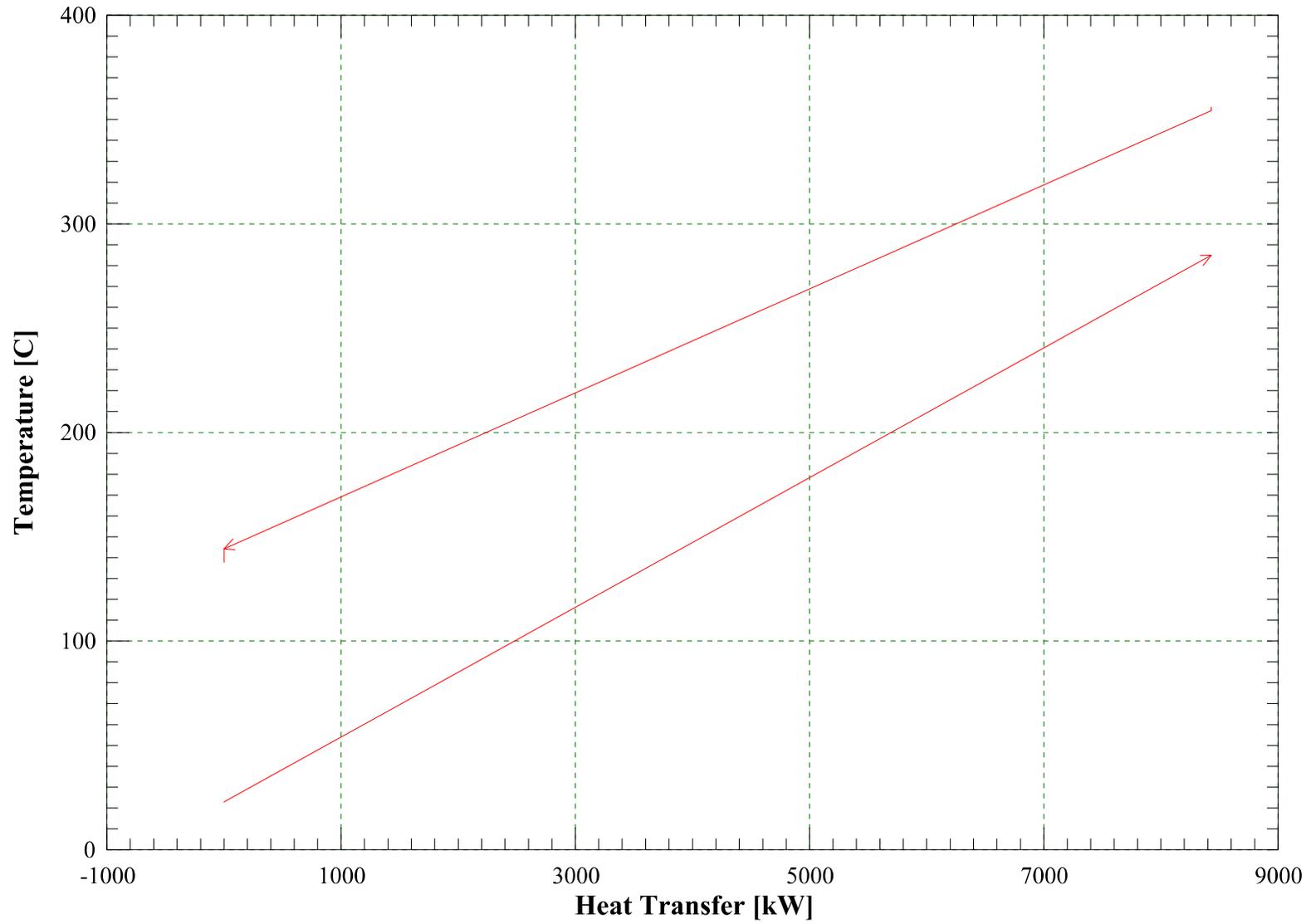
CS2 - TQ Diagram



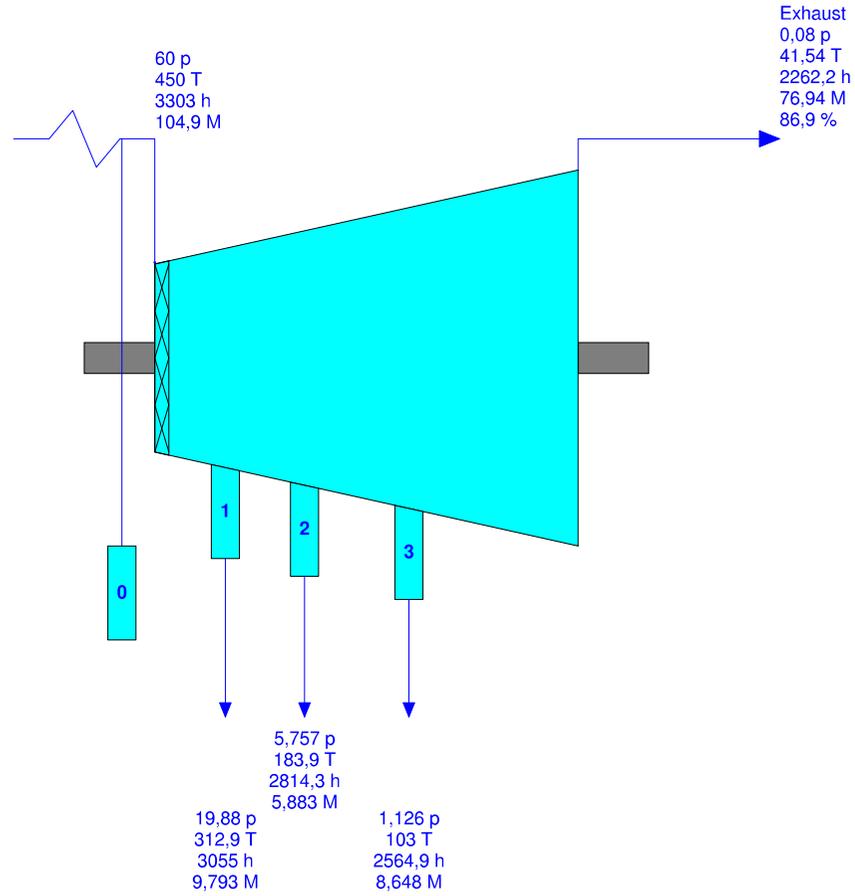
Furnace - TQ Diagram

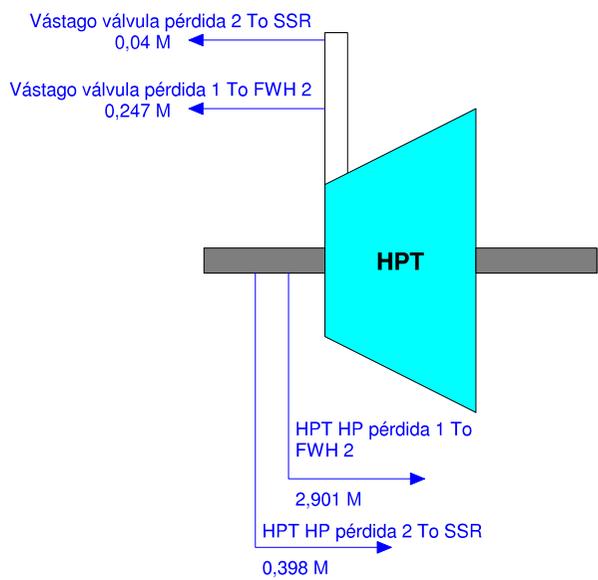


Rotary Air Heater - TQ Diagram

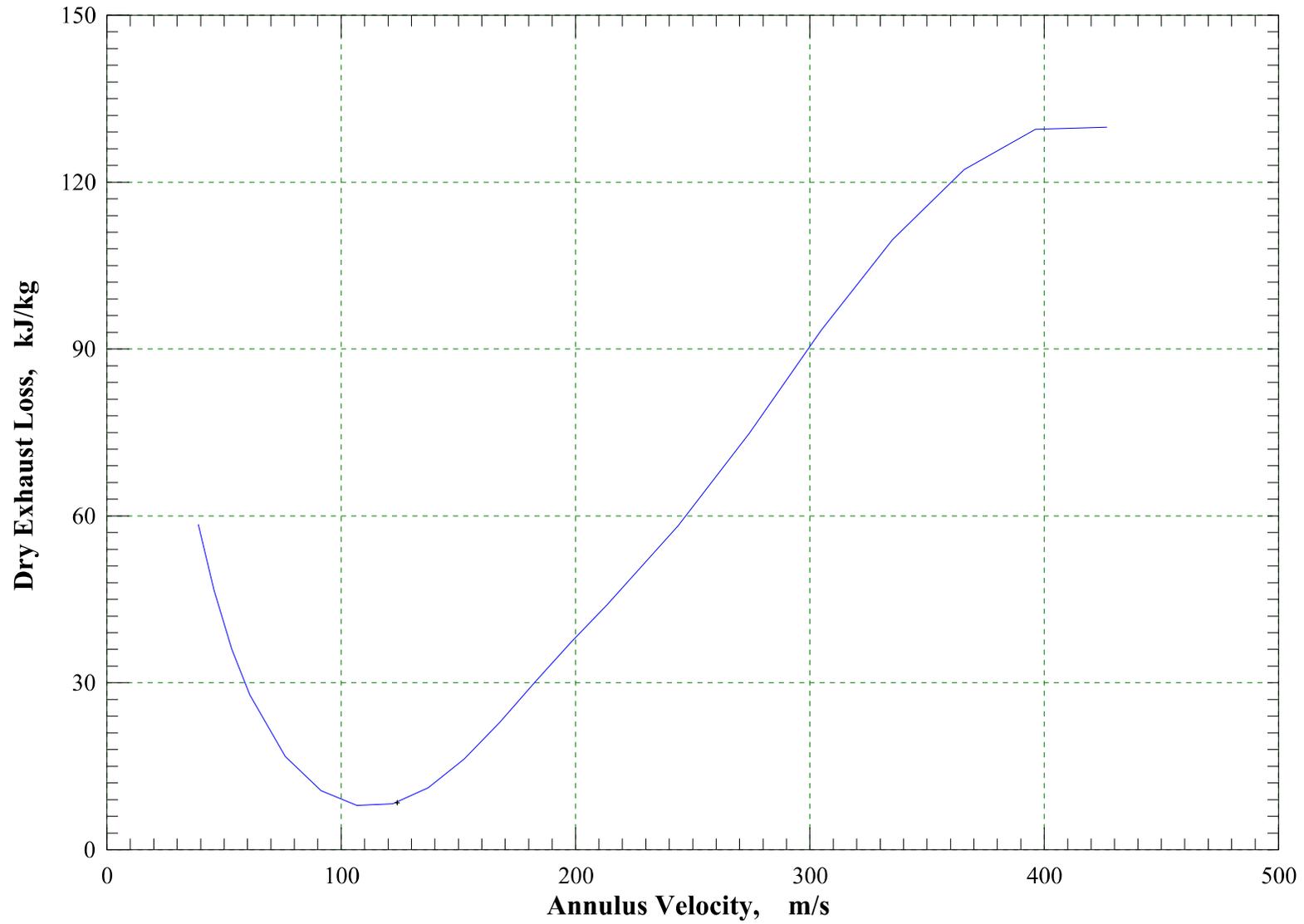


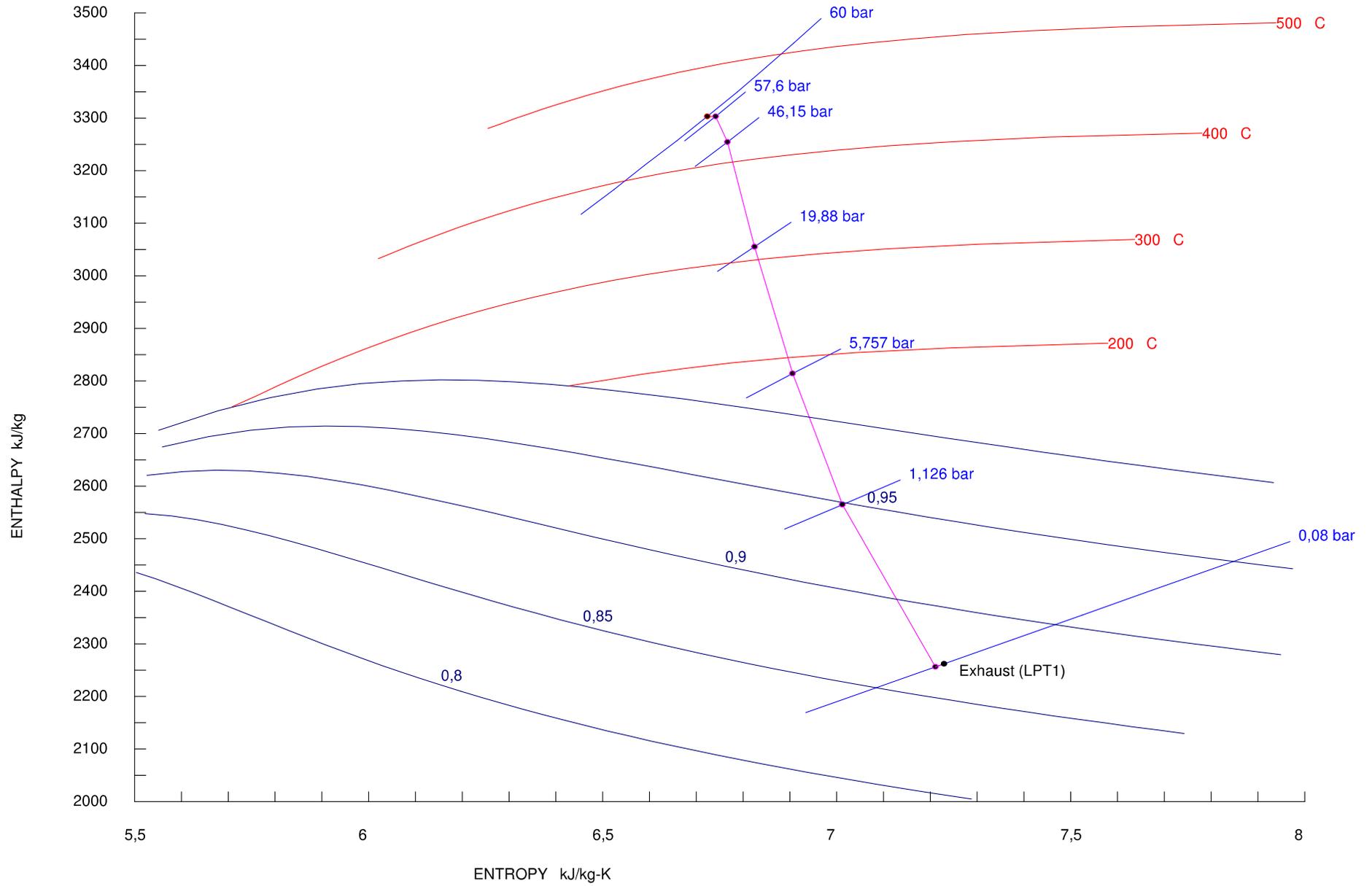
Potencia de expansión	25540	kW
Pérdida mecánica	149	kW
Pérdida generador	389,1	kW
Potencia generador	25002	kW

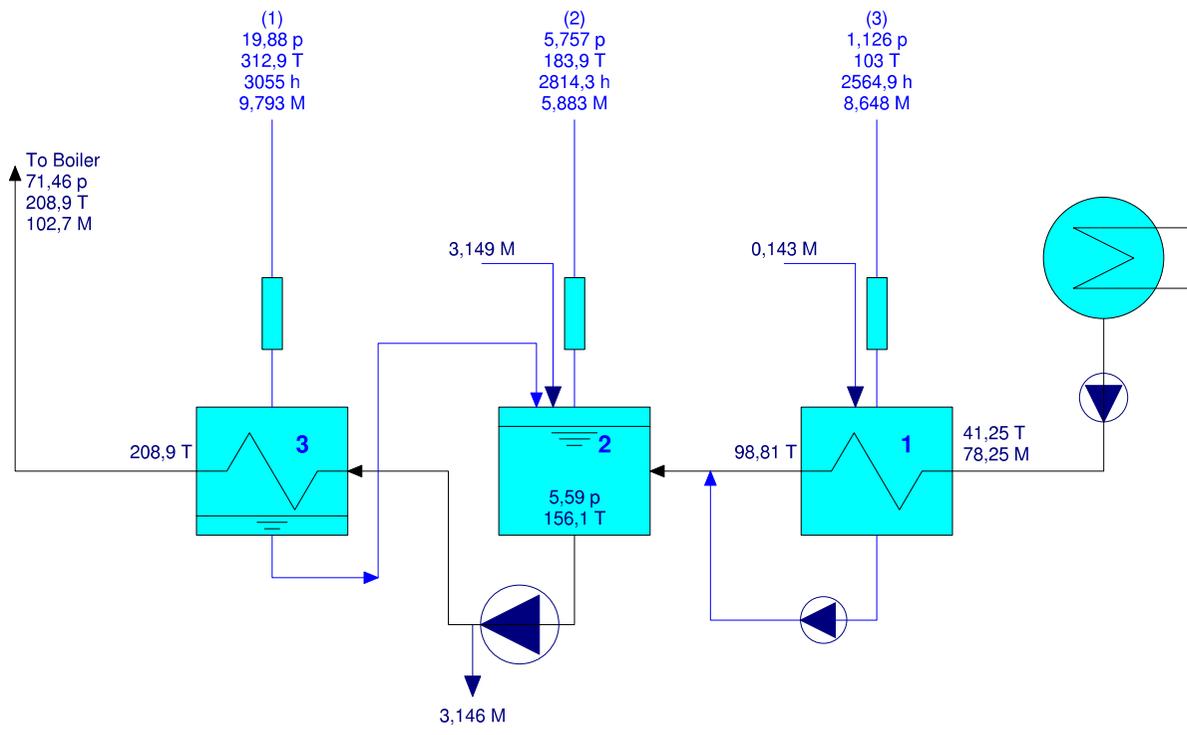


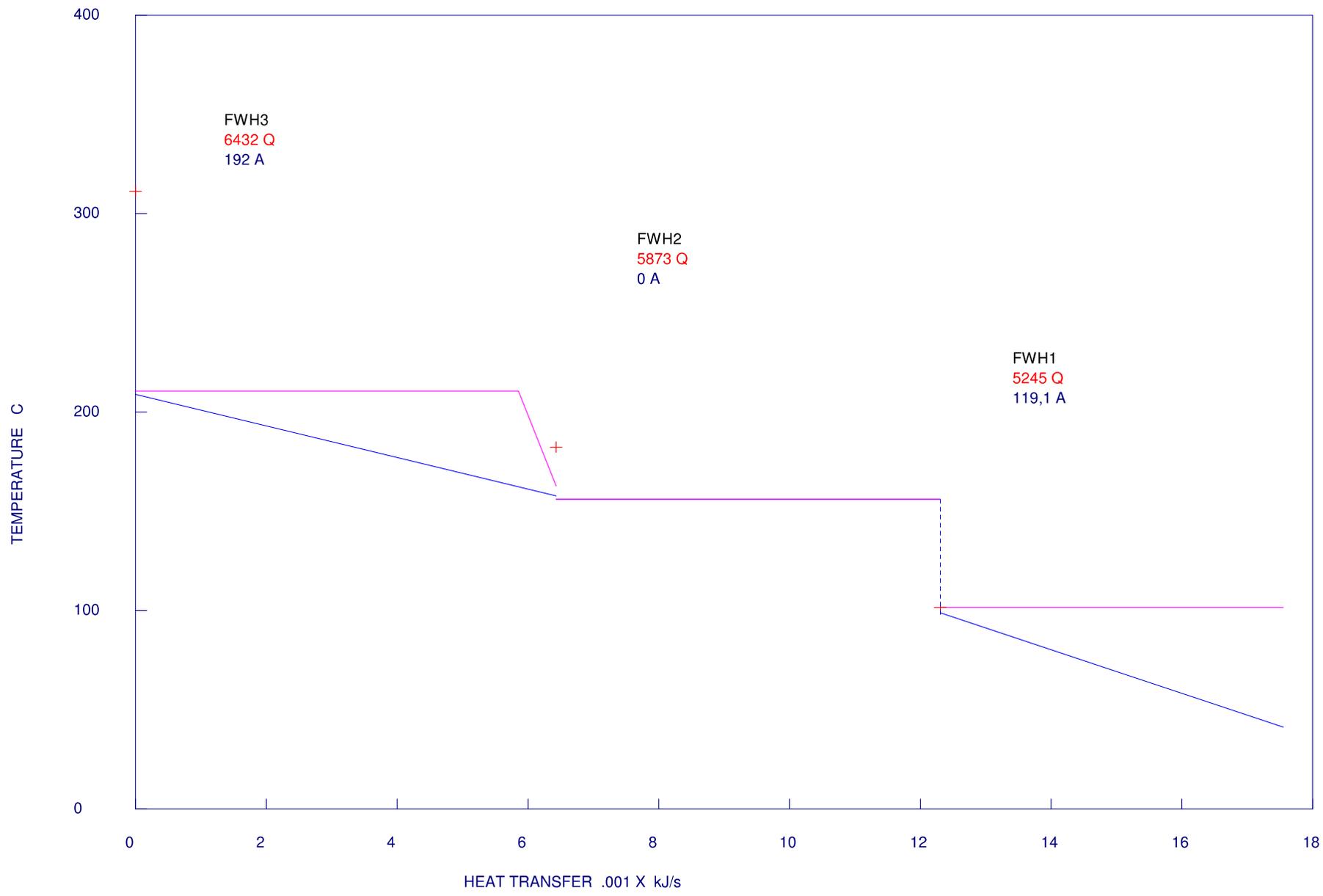


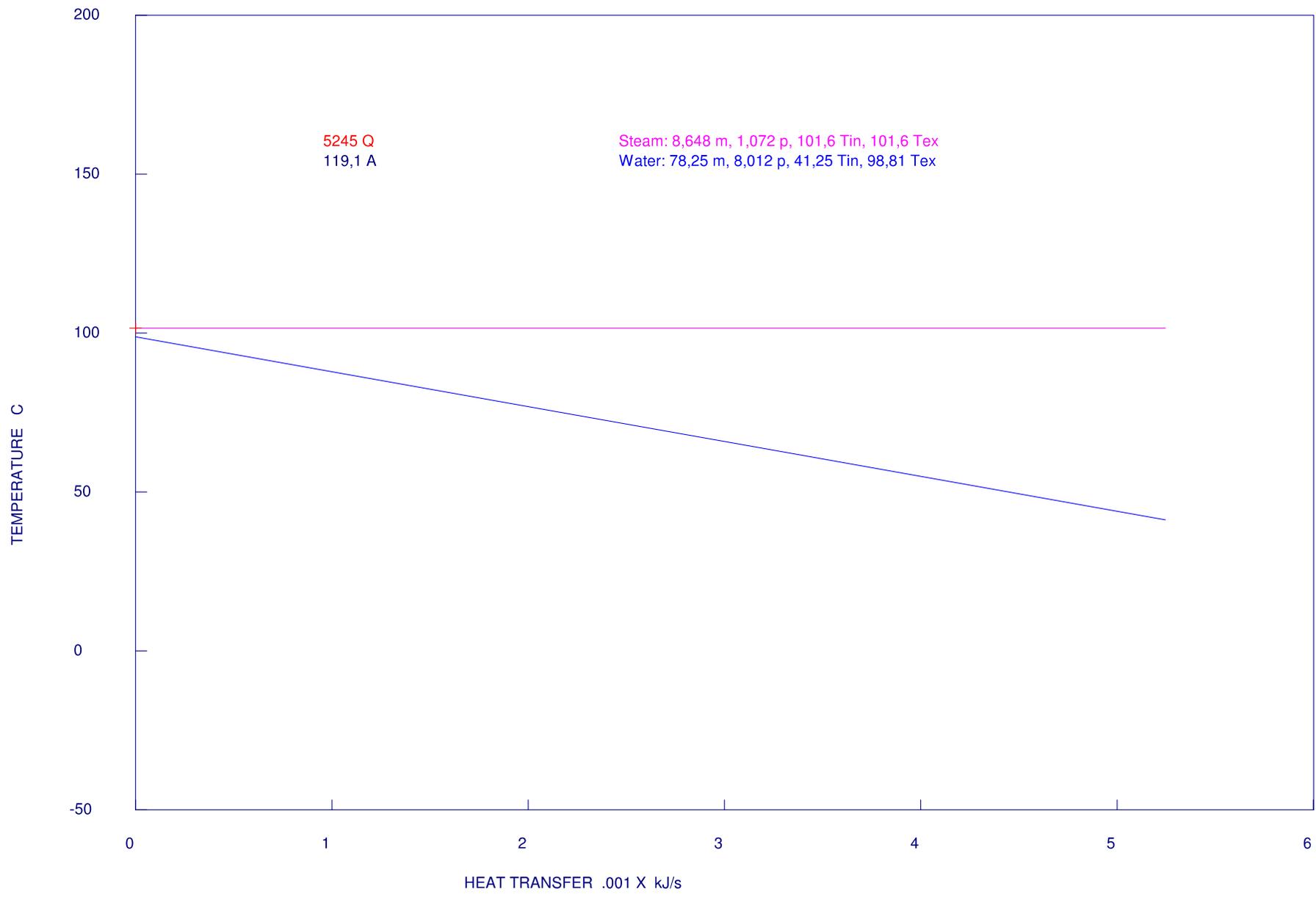
Steam Turbine Exhaust Loss

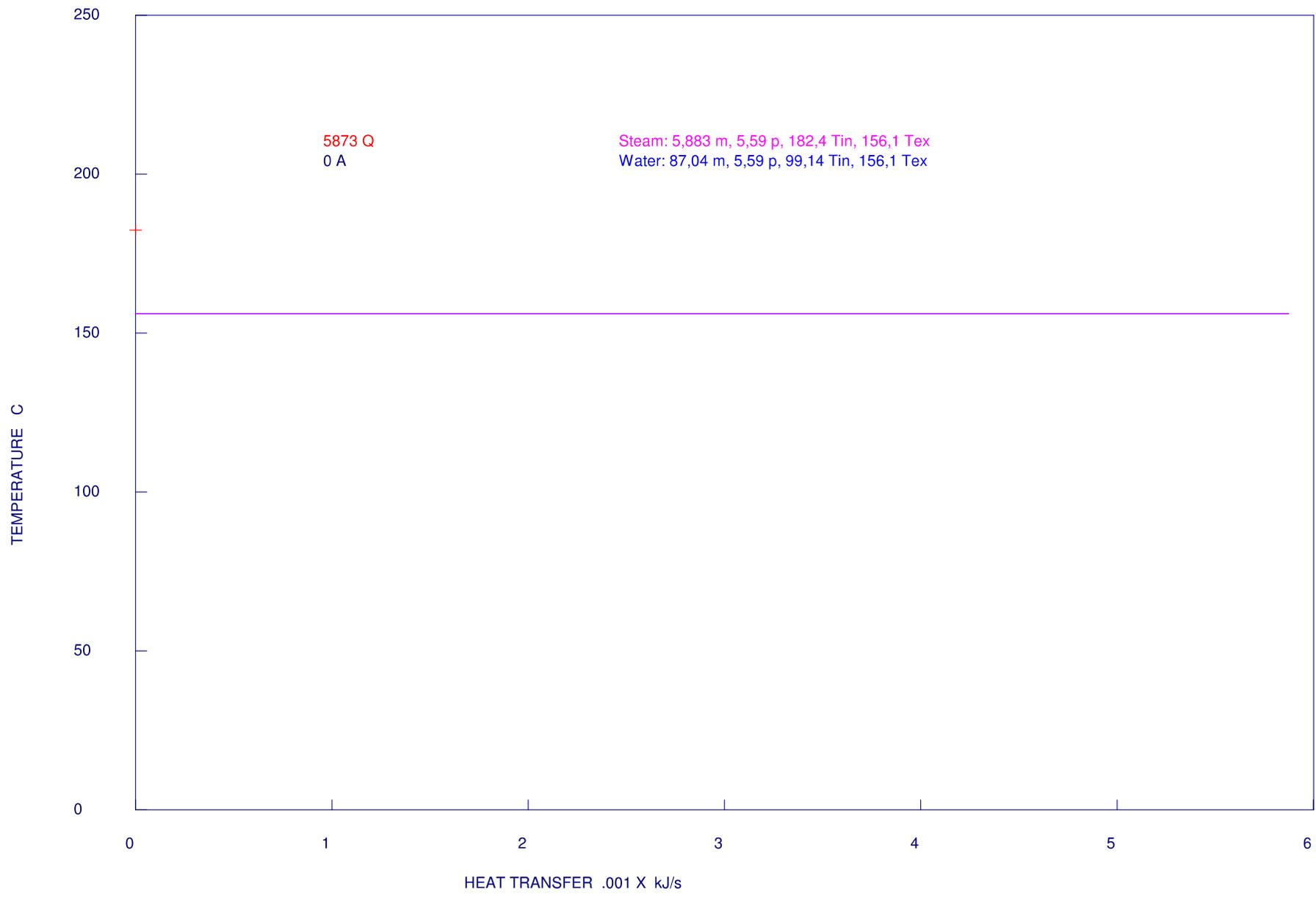


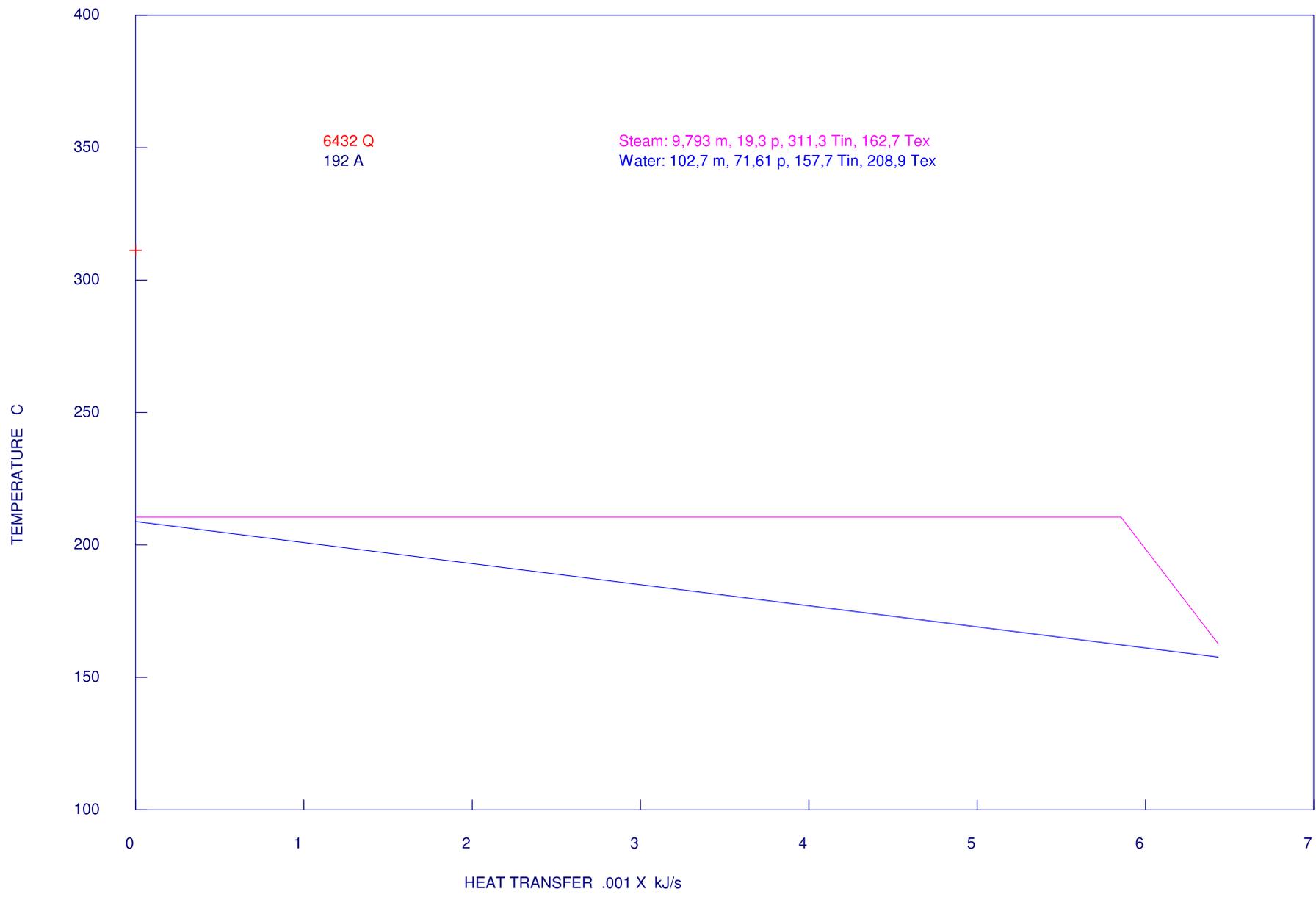




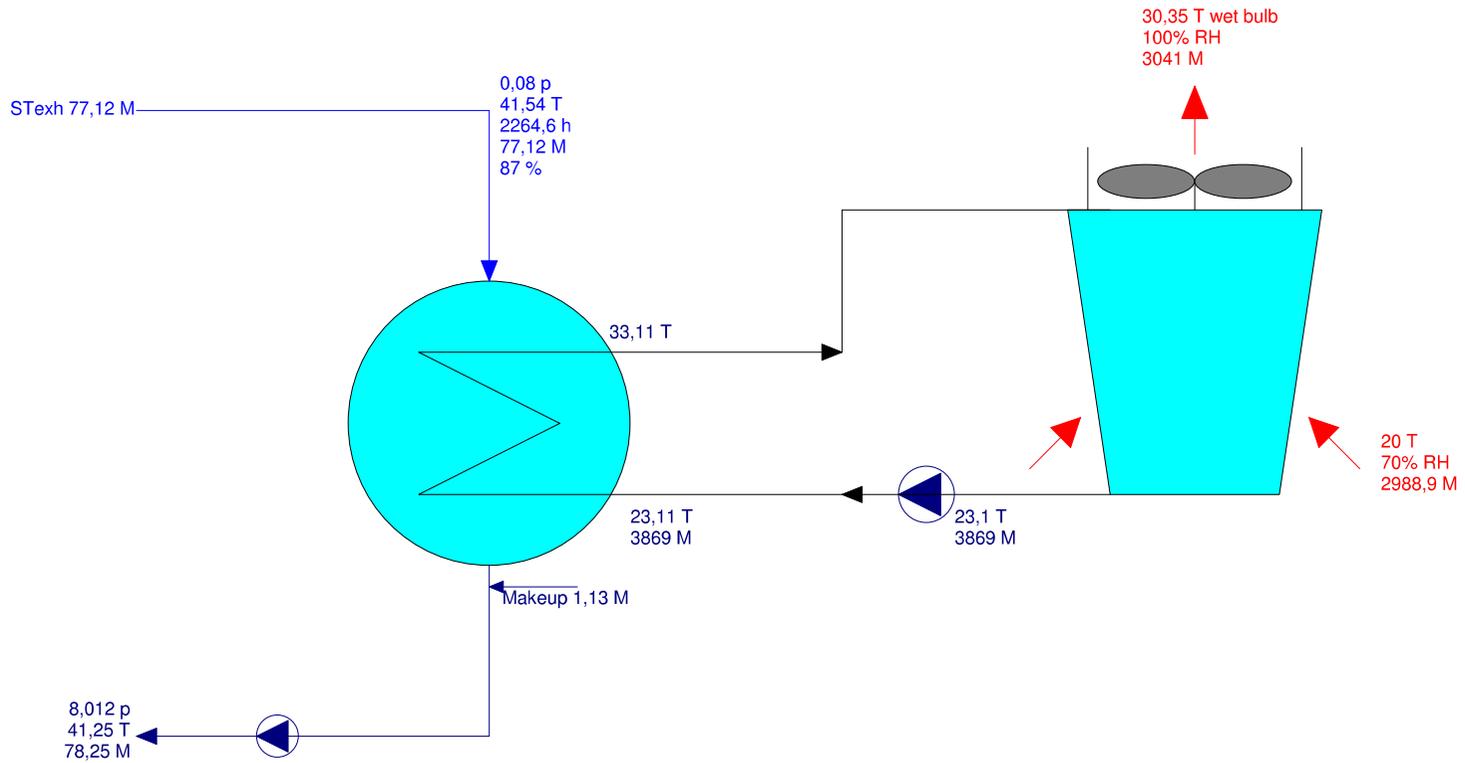








Rechazo calor condensador	44791	kJ/s
Potencia bomba condensado	26,39	kW
Potencia bomba circulación CW	219,3	kW
Ventilador torre enfriamiento	206,5	kW
CW purga	13,05	t/h
CW reposición	65,26	t/h



AIR STATES:

A) Ambient:

Pressure = 1,007 bar
Dry bulb = 20 C
Wet bulb = 16,43 C
RH = 70 %

E) Air Exit:

Dry bulb = 30,35 C
Wet bulb = 30,34 C
RH = 100 %
Plume invisible
(Plume Visibility
index = 0,00)

A

B

C

D

E

F

A

B

C

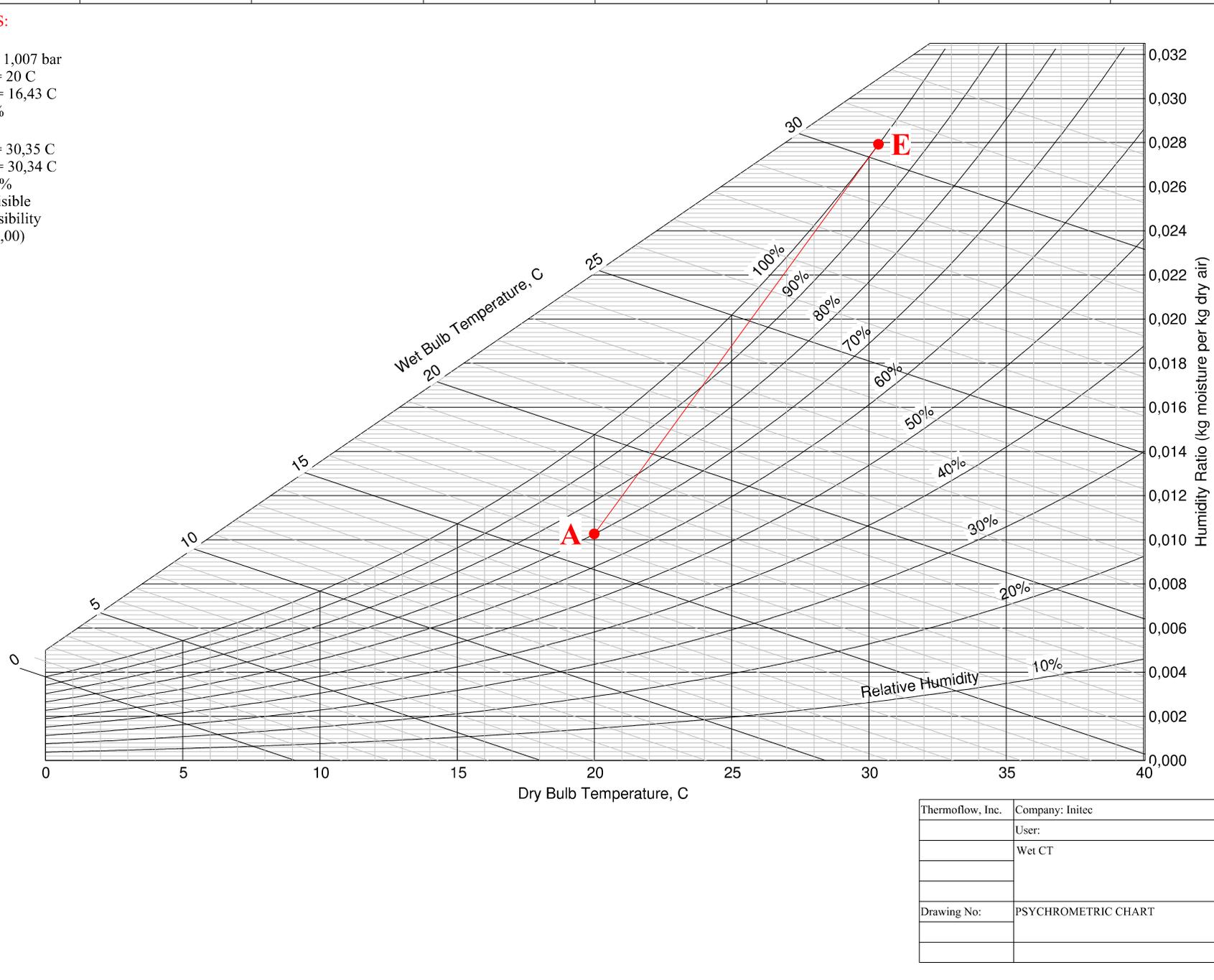
D

E

F

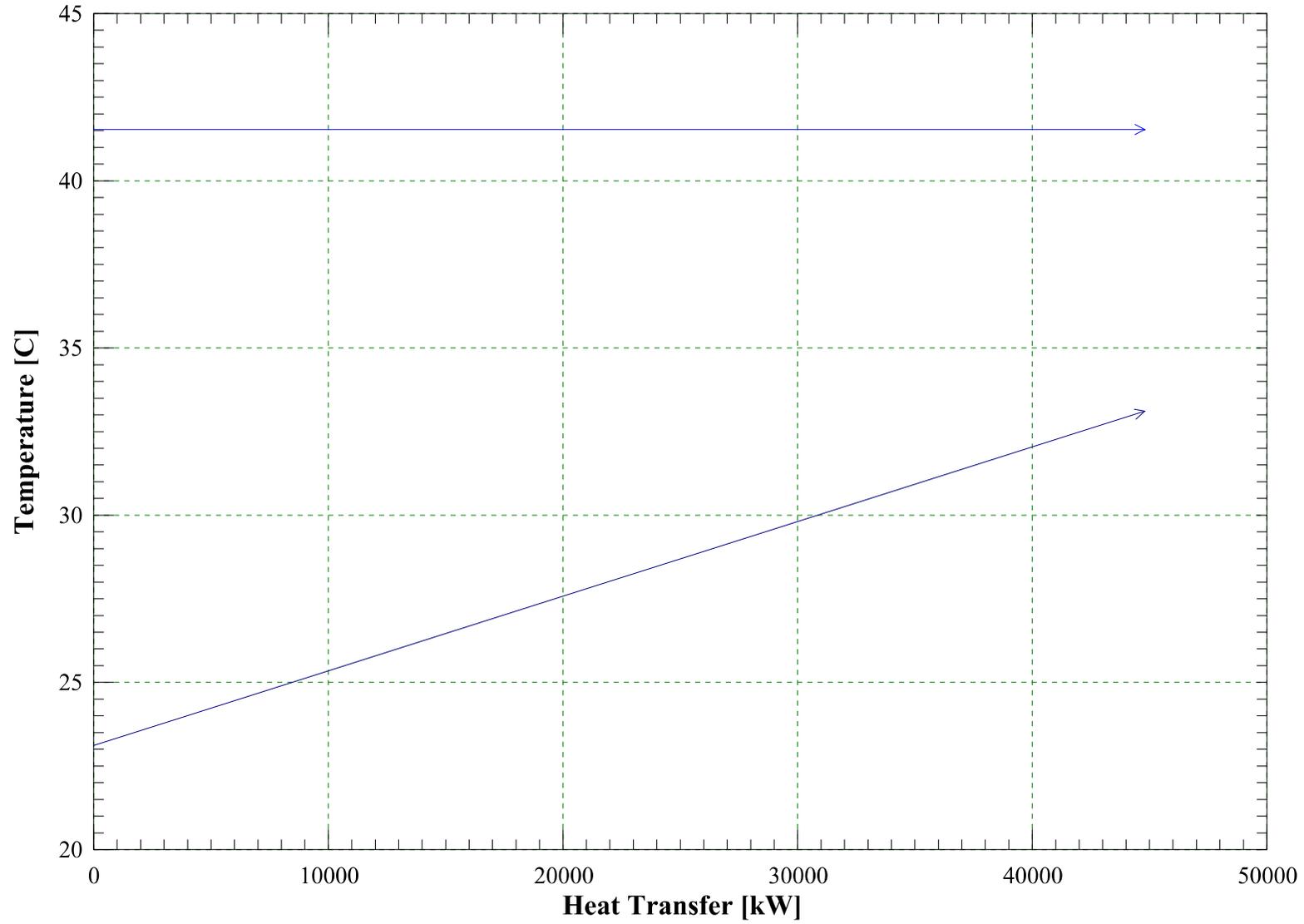
1 2 3 4 5 6 7 8

1 2 3 4 5 6 7 8

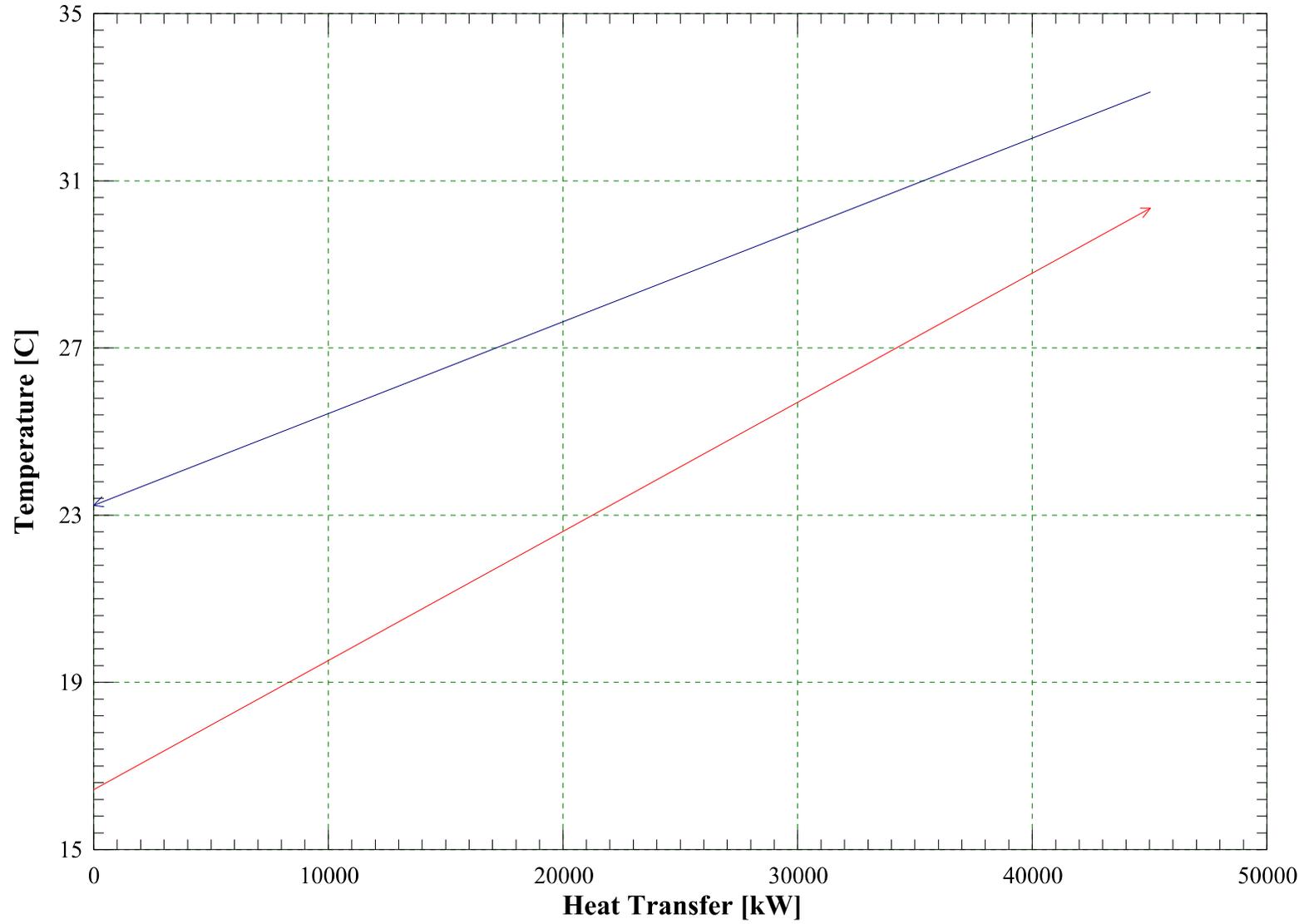


Thermoflow, Inc.	Company: Initec
	User:
	Wet CT
Drawing No:	PSYCHROMETRIC CHART

WCC - TQ Diagram

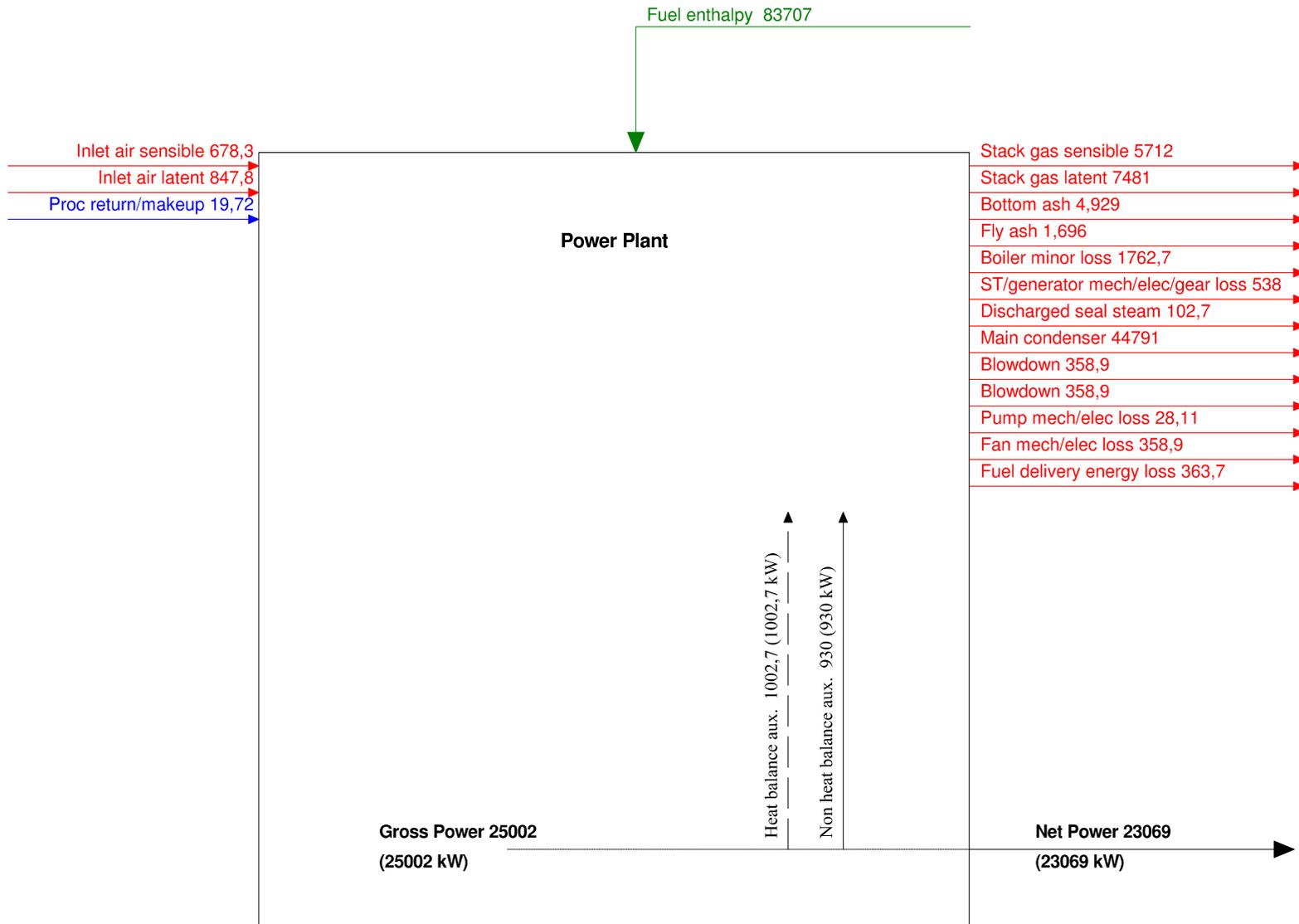


Wet CT - TQ Diagram



Fuel chemical LHV input = 76922 kJ/s
Fuel chemical HHV input = 83397 kJ/s

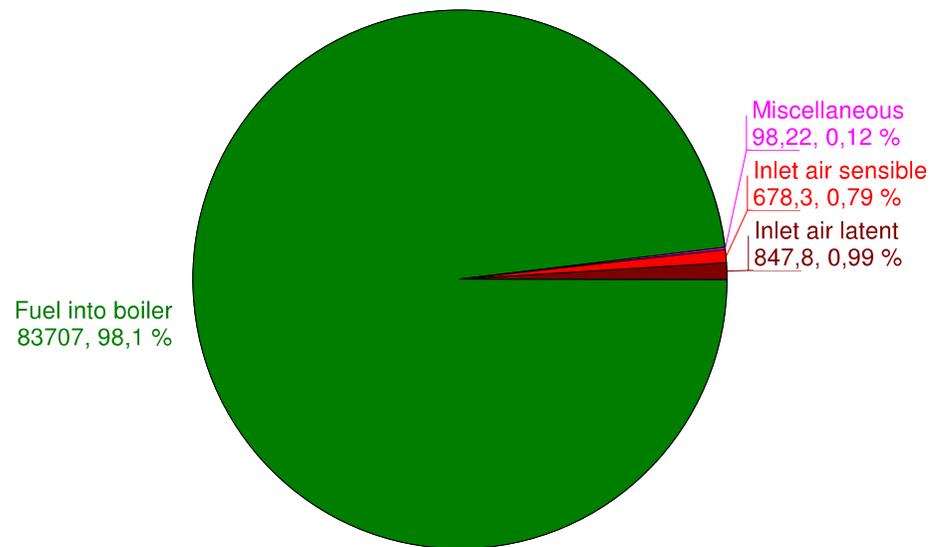
Plant Energy Flow Schematic [kJ/s]



Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

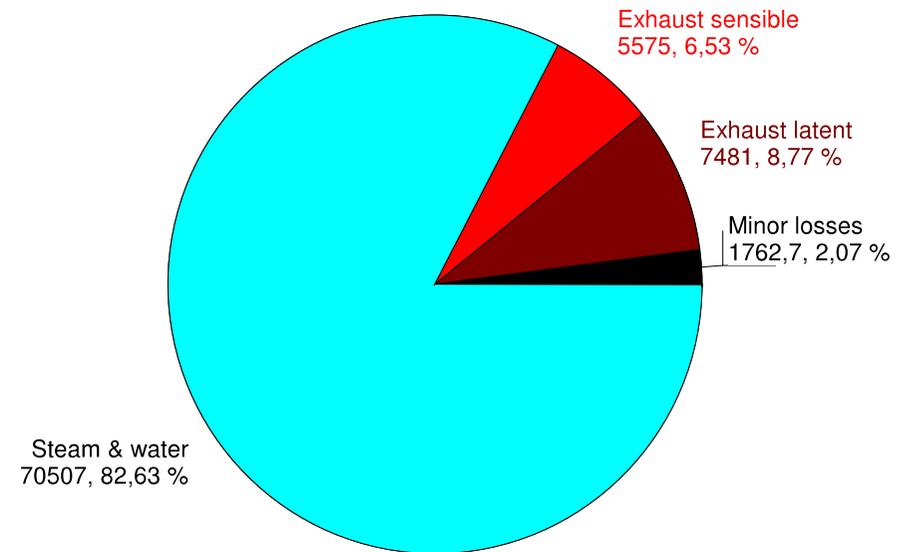
Boiler Energy In [kJ/s]

Boiler energy in = 85331 kJ/s
Plant fuel chemical LHV input = 76922 kJ/s, HHV = 83397 kJ/s



Boiler Energy Out [kJ/s]

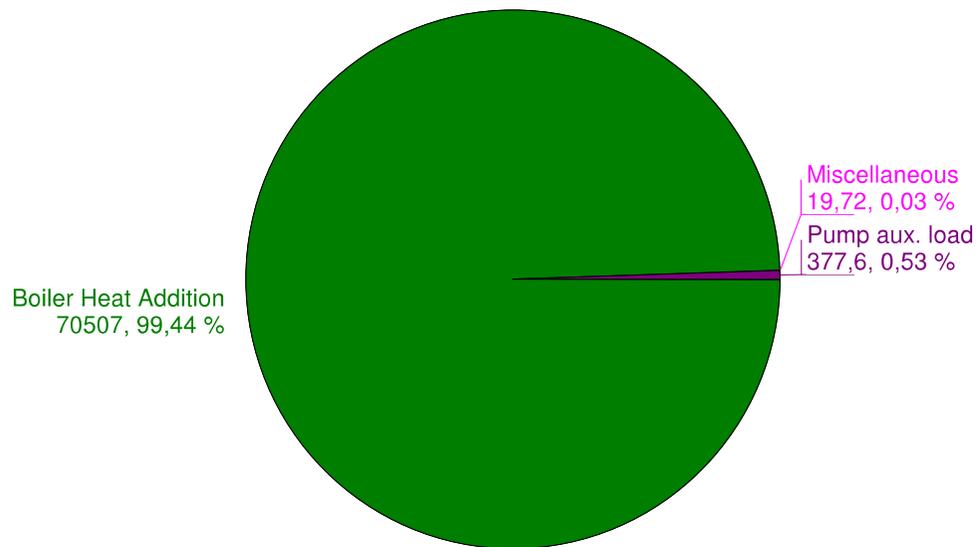
Boiler energy out = 85331 kJ/s



Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

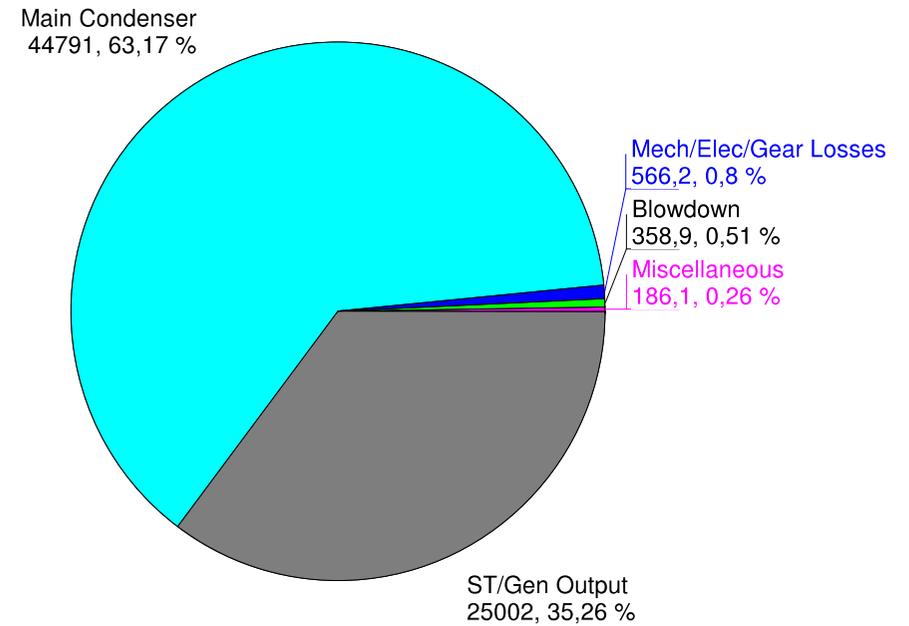
Steam Cycle Energy In [kJ/s]

Steam cycle energy in = 70904 kJ/s



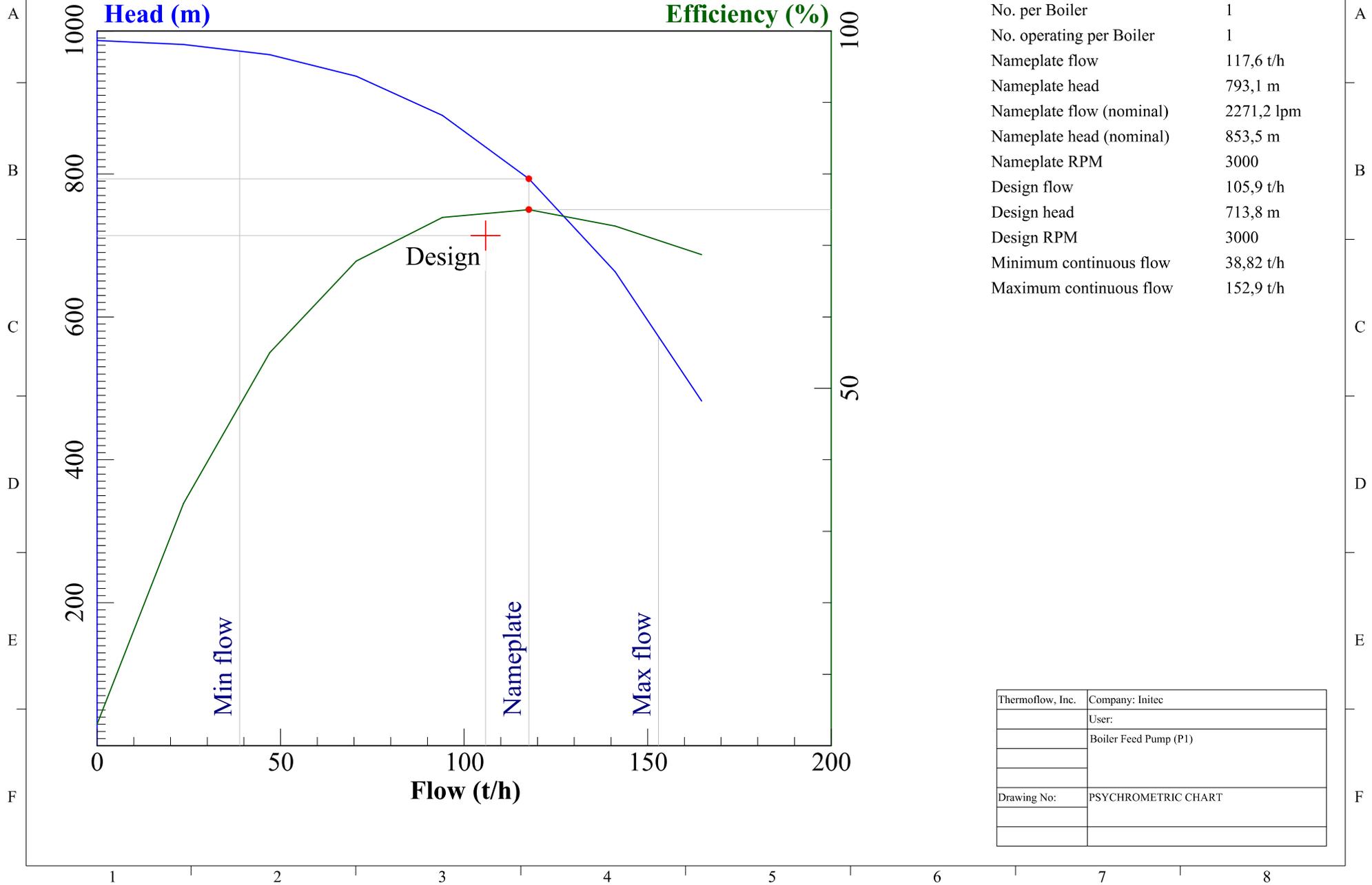
Steam Cycle Energy Out [kJ/s]

Steam cycle energy out = 70904 kJ/s



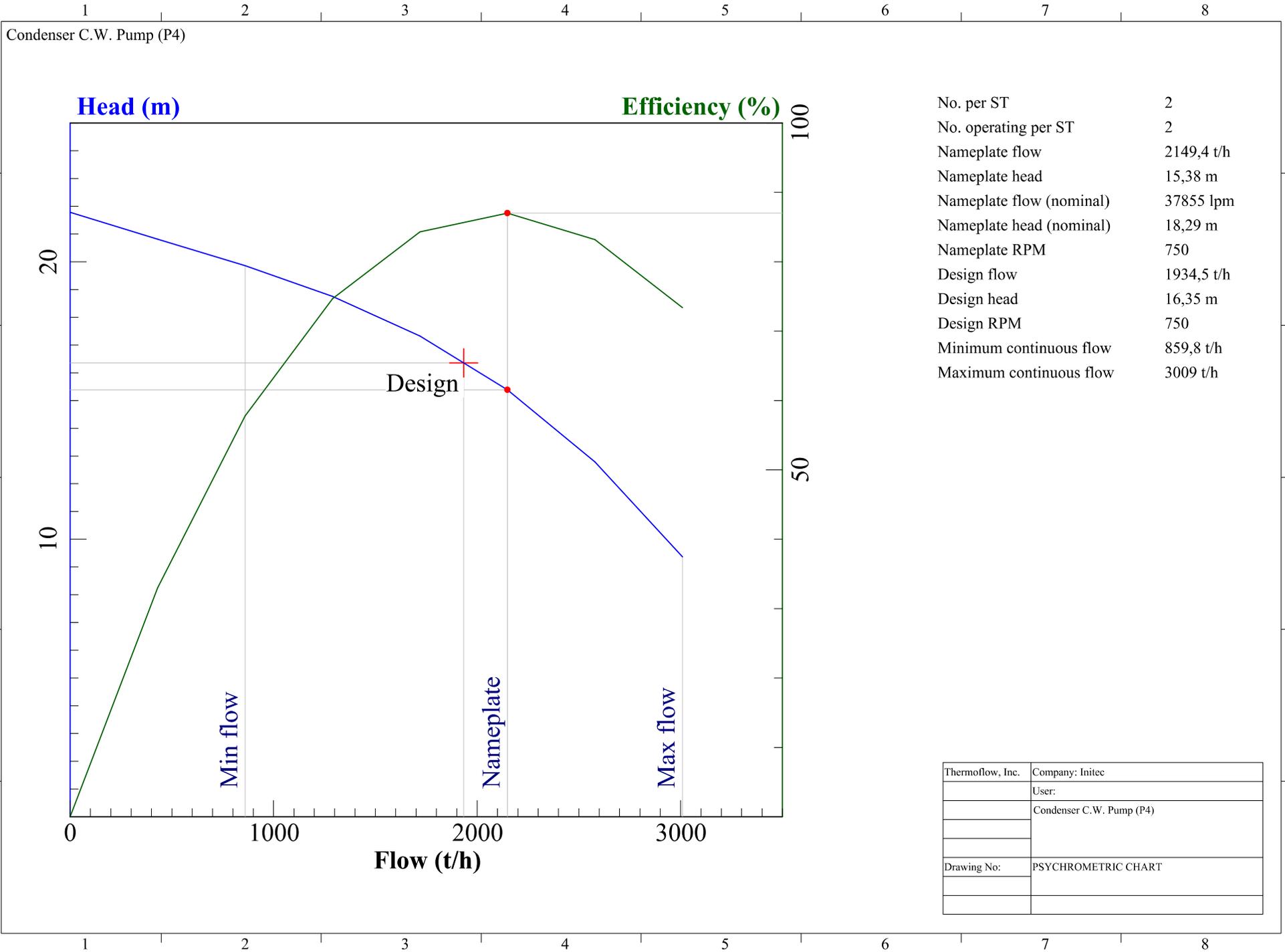
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

Boiler Feed Pump (P1)



No. per Boiler	1
No. operating per Boiler	1
Nameplate flow	117,6 t/h
Nameplate head	793,1 m
Nameplate flow (nominal)	2271,2 lpm
Nameplate head (nominal)	853,5 m
Nameplate RPM	3000
Design flow	105,9 t/h
Design head	713,8 m
Design RPM	3000
Minimum continuous flow	38,82 t/h
Maximum continuous flow	152,9 t/h

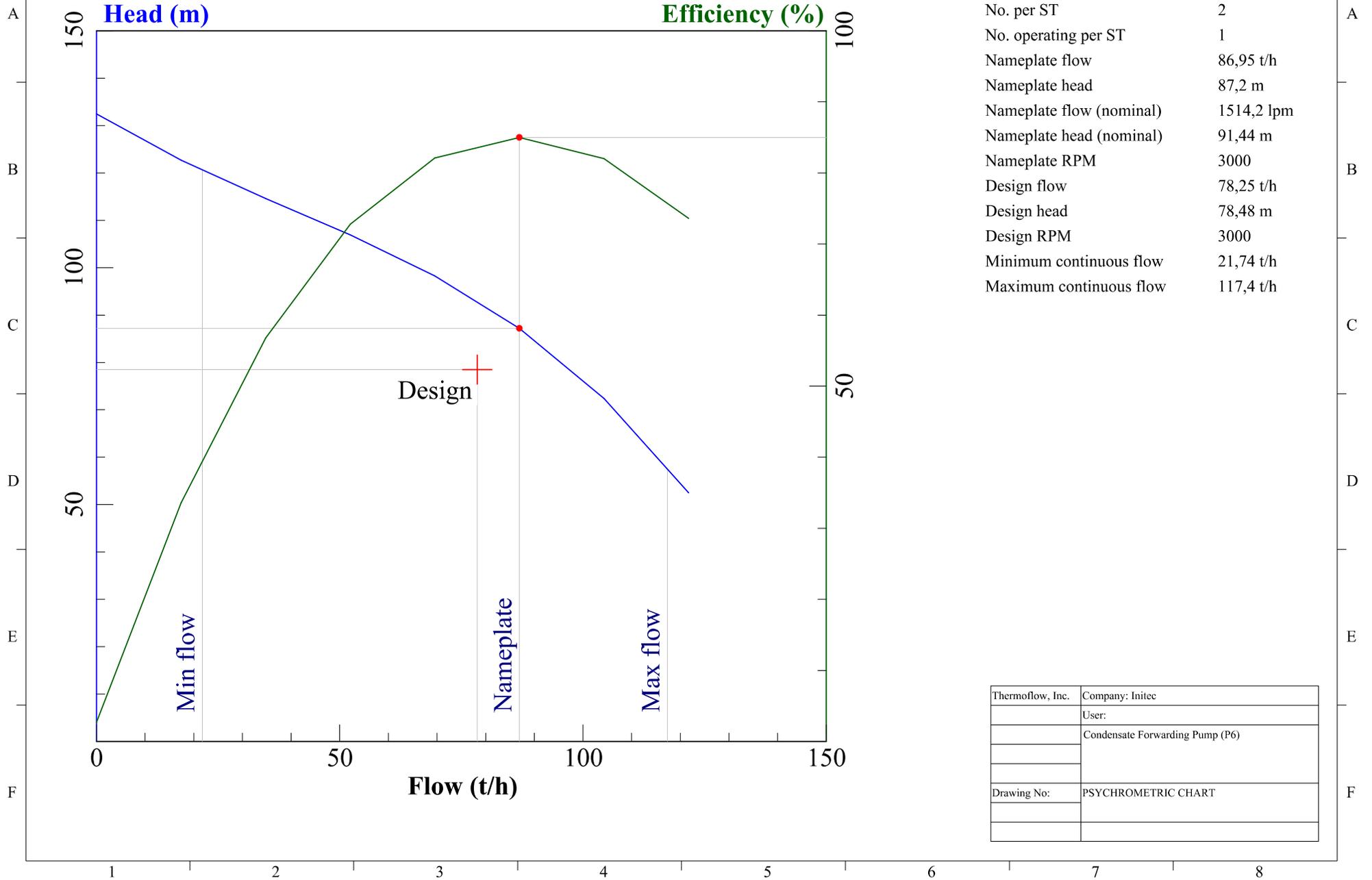
Thermoflow, Inc.	Company: Initec
	User:
	Boiler Feed Pump (P1)
Drawing No:	PSYCHROMETRIC CHART



No. per ST	2
No. operating per ST	2
Nameplate flow	2149,4 t/h
Nameplate head	15,38 m
Nameplate flow (nominal)	37855 lpm
Nameplate head (nominal)	18,29 m
Nameplate RPM	750
Design flow	1934,5 t/h
Design head	16,35 m
Design RPM	750
Minimum continuous flow	859,8 t/h
Maximum continuous flow	3009 t/h

Thermoflow, Inc.	Company: Initec
	User:
	Condenser C.W. Pump (P4)
Drawing No:	PSYCHROMETRIC CHART

Condensate Forwarding Pump (P6)



No. per ST	2
No. operating per ST	1
Nameplate flow	86,95 t/h
Nameplate head	87,2 m
Nameplate flow (nominal)	1514,2 lpm
Nameplate head (nominal)	91,44 m
Nameplate RPM	3000
Design flow	78,25 t/h
Design head	78,48 m
Design RPM	3000
Minimum continuous flow	21,74 t/h
Maximum continuous flow	117,4 t/h

Thermoflow, Inc.	Company: Initec
	User:
	Condensate Forwarding Pump (P6)
Drawing No:	PSYCHROMETRIC CHART

STEAM PRO 18.0.2 Initec							
Biomasa_6.STP							
Steam turbine: Non-reheat condensing single casing turbine 3000							
Feedwater heaters: DCP, single LP FWH train & single HP FWH train							
Cooling system: Water cooling with mechanical draft cooling tower							
Steam Property Formulation: Thermoflow - STQUIK							
SYSTEM SUMMARY							
	Power Output (kW)		Fuel Input (kJ/s)		Fuel Flows		
	Gross	Net	LHV	HHV	t/h	t/day	
Plant Total	25002	23069	76921	83397	16,5	396	
Number of units =			1				
Plant net useful heat output =			0	kJ/s			
as % of total output =			0	%			
PLANT EFFICIENCY AND HEAT RATE							
	LHV*		HHV*		Boiler Heat Input**		
	Gross	Net	Gross	Net	Gross	Net	
Heat rate	11076	12004	12008	13014	11076	12004	kJ/kWh
Electric efficiency	32,50	29,99	29,98	27,66	32,50	29,99	%
CHP (Total) efficiency		29,99		27,66		29,99	%
U.S. PURPA efficiency		29,99		27,66		29,99	%
* Heat input is based on fuel chemical energy, LHV or HHV, at 77 F/25 C							
** Boiler heat input includes fuel chemical LHV energy at 77 F/ 25 C, plus enthalpy of supply air (gas)							
in excess of ambient temperature.							
Total heat input (LHV adjusted) =			76922 kJ/s				
Fuel input to boiler (LHV adjusted) =			76922 kJ/s.				
STEAM CYCLE/BOILER PERFORMANCE							
Steam cycle heat rate			10152	kJ/kWh			
Steam cycle efficiency			35,46	%			
Turbine heat rate			10127	kJ/kWh			
Boiler LHV adjusted efficiency			91,66	%			
Boiler HHV adjusted efficiency			84,54	%			

ESTIMATED PLANT AUXILIARIES		
Boiler forced draft fan*	109,1	kW
Boiler induced draft fan*	152,3	kW
Boiler fuel delivery	363,7	kW
Boiler forced circulation pump	0,0	kW
Electrostatic precipitator (ESP)	79,7	kW
Ash handling	3,6	kW
Condenser C.W. pump	219,3	kW
Cooling tower fan	206,5	kW
Condensate pump*	26,4	kW
Boiler feed pump*	349,6	kW
Boiler feed booster pump*	0,0	kW
FW heater drain pump(s)*	1,6	kW
Additional auxiliaries from PEACE	295,8	kW
Misc. plant aux.	125,0	kW
Calculated total auxiliaries	1932,7	kW
* Heat balance related auxiliaries		

PLANT HEAT BALANCE			
Energy In	85253	kW	
Ambient air sensible	678,3	kW	
Ambient air latent	847,8	kW	
Fuel enthalpy @ supply	83707	kW	
External steam	0	kW	
External water	0	kW	
Makeup, process return, and blowdown recovery	19,72	kW	
FGD water	0	kW	
FGD oxidation air	0	kW	
Energy Out	85253	kW	
Net power output	23069	kW	
Stack gas sensible	5712	kW	
Stack gas latent	7481	kW	
Bottom ash	4,929	kW	
Fly ash	1,696	kW	
Unburned carbon	0	kW	
Boiler minor loss	1762,7	kW	
Fuel delivery energy loss	363,7	kW	
Main condenser	44791	kW	
BFPT condenser	0	kW	
Process steam	0	kW	
Process water	0	kW	
District heat	0	kW	
Discharged seal steam	102,7	kW	
Blowdown	358,9	kW	
Steam pipe losses	83,46	kW	
ST/generator mech/elec/gear loss	538	kW	
BFPT mech loss	0	kW	
Pumps mech/elec loss	28,11	kW	
Fans mech/elec loss	26,14	kW	
FGD energy loss	0	kW	
Non-heat balance related auxiliaries	930	kW	
Energy In - Energy Out	-0,1319	kW	-0,0002 %
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)			

STEAM PRO Streams	P	T	h	M	s
	bar	C	kJ/kg	t/h	kJ/kg-C
Note: This is a fixed format table. Not all streams are applicable to current heat balance.					H2O: ref @ 32F
Zero enthalpy: steam & liquid water at 32 F (273.15 K).					
1 Feedwater into boiler	71,46	208,9	895,18	102,72	2,407
2 Water leaving 1st economiser	70,36	261,1	1141,09	102,72	2,89
3 Water entering 2nd economiser	70,36	261,1	1141,09	102,72	2,89
4 Water leaving 2nd economiser	70,36	261,1	1141,09	102,72	2,89
5 Boiler blowdown	70,36	286,1	1270,24	1,02	3,127
6 Steam leaving CEV	70,36	286,1	2772,88	15,26	5,813
7 Steam leaving REV	70,36	286,1	2772,88	86,45	5,813
8 Steam leaving CEV+REV	70,36	286,1	2772,88	101,71	5,813
9 1st superheater inlet	70,36	286,1	2772,88	101,71	5,813
10 1st superheater exit	66,05	341,3	3002,69	101,71	6,231
11 2nd superheater inlet	66,05	320,0	2932,71	104,85	6,116
12 2nd superheater exit	65,81	368,3	3082,59	104,85	6,361
13 3rd superheater inlet	65,81	368,3	3082,59	104,85	6,361
14 3rd superheater exit	62,4	452,4	3305,51	104,85	6,71
15 4th superheater inlet	62,4	452,4	3305,51	104,85	6,71
16 4th superheater exit	62,4	452,4	3305,51	104,85	6,71
17 Steam leaving superheater	62,4	452,4	3305,51	104,85	6,71
18 Cold reheat after pipe	-	-	-	-	-
19 Mixing cold reheat with steam add.	-	-	-	-	-
20 1st reheater inlet	-	-	-	-	-
21 1st reheater exit	-	-	-	-	-
22 2nd reheater inlet	-	-	-	-	-
23 2nd reheater exit	-	-	-	-	-
24 3rd reheater inlet	-	-	-	-	-
25 3rd reheater exit	-	-	-	-	-
26 4th reheater inlet	-	-	-	-	-
27 4th reheater exit	-	-	-	-	-
28 Steam leaving reheater	-	-	-	-	-
29 Cold LP reheat after pipe	-	-	-	-	-
30 Mixing cold LP reheat with steam add.	-	-	-	-	-
31 1st LP reheater inlet	-	-	-	-	-
32 1st LP reheater exit	-	-	-	-	-
33 2nd LP reheater inlet	-	-	-	-	-
34 2nd LP reheater exit	-	-	-	-	-
35 3rd LP reheater inlet	-	-	-	-	-

STEAM PRO Streams	P	T	h	M	s
36 3rd LP reheater exit	-	-	-	-	-
37 4th LP reheater inlet	-	-	-	-	-
38 4th LP reheater exit	-	-	-	-	-
39 Steam leaving LP reheater	-	-	-	-	-
40 HPT inlet, before stop valves	60	450,0	3303,19	104,85	6,724
41 HPT exit	-	-	-	-	-
42 PIPT inlet, before intercept valve	-	-	-	-	-
43 PIPT exit	-	-	-	-	-
44 IPT inlet, before intercept valve	-	-	-	-	-
45 IPT bowl	-	-	-	-	-
46 LPT crossover	-	-	-	-	-
47 LPT exhaust	0,08	41,5	2262,22	76,94	7,229
48 ST group 1 inlet	57,6	448,6	3303,19	104,56	6,741
49 ST group 1 blading exit	46,15	420,8	3254,51	104,56	6,767
50 ST group 1 addition / extraction	-	-	-	-	-
51 ST group 2 inlet	46,15	420,8	3254,51	101,27	6,767
52 ST group 2 blading exit	19,88	312,9	3055,24	101,27	6,824
53 ST group 2 addition / extraction	19,88	312,9	3055,24	-9,79	6,824
54 ST group 3 inlet	19,88	312,9	3055,24	91,47	6,824
55 ST group 3 blading exit	5,757	183,9	2814,27	91,47	6,906
56 ST group 3 addition / extraction	5,757	183,9	2814,27	-5,88	6,906
57 ST group 4 inlet	5,757	183,9	2814,27	85,59	6,906
58 ST group 4 blading exit	1,126	103,0	2564,90	85,59	7,012
59 ST group 4 addition / extraction	1,126	103,0	2564,90	-8,65	7,012
60 ST group 5 inlet	1,126	103,0	2564,90	76,94	7,012
61 ST group 5 blading exit	0,08	41,5	2256,39	76,94	7,211
62 ST group 5 addition / extraction	0,08	41,5	2262,22	76,94	7,229
63 ST group 6 inlet	-	-	-	-	-
64 ST group 6 blading exit	-	-	-	-	-
65 ST group 6 addition / extraction	-	-	-	-	-
66 ST group 7 inlet	-	-	-	-	-
67 ST group 7 blading exit	-	-	-	-	-
68 ST group 7 addition / extraction	-	-	-	-	-
69 ST group 8 inlet	-	-	-	-	-
70 ST group 8 blading exit	-	-	-	-	-
71 ST group 8 addition / extraction	-	-	-	-	-
72 ST group 9 inlet	-	-	-	-	-
73 ST group 9 blading exit	-	-	-	-	-
74 ST group 9 addition / extraction	-	-	-	-	-
75 ST group 10 inlet	-	-	-	-	-

STEAM PRO Streams	P	T	h	M	s
76 ST group 10 blading exit	-	-	-	-	-
77 ST group 10 addition / extraction	-	-	-	-	-
78 ST group 11 inlet	-	-	-	-	-
79 ST group 11 blading exit	-	-	-	-	-
80 ST group 11 addition / extraction	-	-	-	-	-
81 ST group 12 inlet	-	-	-	-	-
82 ST group 12 blading exit	-	-	-	-	-
83 ST group 12 addition / extraction	-	-	-	-	-
84 ST group 13 inlet	-	-	-	-	-
85 ST group 13 addition / extraction	-	-	-	-	-
86 ST group 13 blading exit	-	-	-	-	-
87 ST group 14 inlet	-	-	-	-	-
88 ST group 14 blading exit	-	-	-	-	-
89 ST group 14 addition / extraction	-	-	-	-	-
90 ST group 15 inlet	-	-	-	-	-
91 ST group 15 blading exit	-	-	-	-	-
92 ST group 15 addition / extraction	-	-	-	-	-
93 ST group 16 inlet	-	-	-	-	-
94 ST group 16 addition / extraction	-	-	-	-	-
95 ST group 16 blading exit	-	-	-	-	-
96 ST group 17 inlet	-	-	-	-	-
97 ST group 17 blading exit	-	-	-	-	-
98 ST group 17 addition / extraction	-	-	-	-	-
99 ST group 18 inlet	-	-	-	-	-
100 ST group 18 blading exit	-	-	-	-	-
101 ST group 18 addition / extraction	-	-	-	-	-
102 ST group 19 inlet	-	-	-	-	-
103 ST group 19 blading exit	-	-	-	-	-
104 ST group 19 addition / extraction	-	-	-	-	-
105 FW into condensate pump	0,3791	41,1	172,24	78,25	0,5878
106 FW after condensate pump	8,012	41,2	173,33	78,25	0,5888
107 FW after recovery HXs before 1st FWH	8,012	41,2	173,33	78,25	0,5888
108 FW before booster pump	-	-	-	-	-
109 FW after booster pump	-	-	-	-	-
110 FW into boiler feed pump	7,833	156,1	658,73	105,87	1,903
111 FW after boiler feed pump	71,61	157,7	669,76	105,87	1,912
112 FWH1 heating steam	1,072	101,6	2562,58	8,65	7,027
113 FWH1 feedwater inlet	8,012	41,2	173,33	78,25	0,5888
114 FWH1 feedwater exit	7,833	98,8	414,64	78,25	1,293
115 FWH1 drain	1,072	101,6	425,84	8,79	1,325

STEAM PRO Streams	P	T	h	M	s
116 FWH2 heating steam	5,59	182,4	2811,95	5,88	6,914
117 FWH2 feedwater inlet	5,59	99,1	415,83	87,04	1,297
118 FWH2 feedwater exit	5,59	156,1	658,73	87,04	1,904
119 FWH2 drain	5,59	156,1	658,73	18,82	1,904
120 FWH3 heating steam	19,3	311,3	3052,91	9,79	6,834
121 FWH3 feedwater inlet	71,61	157,7	669,76	102,72	1,912
122 FWH3 feedwater exit	71,46	208,9	895,18	102,72	2,407
123 FWH3 drain	19,3	162,7	688,26	9,79	1,968
124 FWH4 heating steam	-	-	-	-	-
125 FWH4 feedwater inlet	-	-	-	-	-
126 FWH4 feedwater exit	-	-	-	-	-
127 FWH4 drain	-	-	-	-	-
128 FWH5 heating steam	-	-	-	-	-
129 FWH5 feedwater inlet	-	-	-	-	-
130 FWH5 feedwater exit	-	-	-	-	-
131 FWH5 drain	-	-	-	-	-
132 FWH6 heating steam	-	-	-	-	-
133 FWH6 feedwater inlet	-	-	-	-	-
134 FWH6 feedwater exit	-	-	-	-	-
135 FWH6 drain	-	-	-	-	-
136 FWH7 heating steam	-	-	-	-	-
137 FWH7 feedwater inlet	-	-	-	-	-
138 FWH7 feedwater exit	-	-	-	-	-
139 FWH7 drain	-	-	-	-	-
140 FWH8 heating steam	-	-	-	-	-
141 FWH8 feedwater inlet	-	-	-	-	-
142 FWH8 feedwater exit	-	-	-	-	-
143 FWH8 drain	-	-	-	-	-
144 FWH9 heating steam	-	-	-	-	-
145 FWH9 feedwater inlet	-	-	-	-	-
146 FWH9 feedwater exit	-	-	-	-	-
147 FWH9 drain	-	-	-	-	-
148 FWH10 heating steam	-	-	-	-	-
149 FWH10 feedwater inlet	-	-	-	-	-
150 FWH10 feedwater exit	-	-	-	-	-
151 FWH10 drain	-	-	-	-	-
152 FWH11 heating steam	-	-	-	-	-
153 FWH11 feedwater inlet	-	-	-	-	-
154 FWH11 feedwater exit	-	-	-	-	-
155 FWH11 drain	-	-	-	-	-

STEAM PRO Streams	P	T	h	M	s
156 FWH12 heating steam	-	-	-	-	-
157 FWH12 feedwater inlet	-	-	-	-	-
158 FWH12 feedwater exit	-	-	-	-	-
159 FWH12 drain	-	-	-	-	-
160 Condenser inlet steam	0,08	41,5	2264,57	77,12	7,237
161 Condenser condensate exit	0,3791	41,5	173,84	77,12	0,5929
162 Condenser CW inlet	2,607	23,1	97,22	3868,90	0,3401
163 Condenser CW exit	2,15	33,1	138,89	3868,90	0,4794
164 CW into cooling tower	1,552	33,1	138,89	3868,90	0,4796
165 CW leaving cooling tower basin	1,007	23,1	96,99	3868,90	0,34
166 CW after circulation pump	2,607	23,1	97,22	3868,90	0,3401
167 FPT inlet before valve	-	-	-	-	-
168 FPT 1st group inlet	-	-	-	-	-
169 FPT extraction 1	-	-	-	-	-
170 FPT 2nd group inlet	-	-	-	-	-
171 FPT extraction 2	-	-	-	-	-
172 FPT 3rd group inlet	-	-	-	-	-
173 FPT extraction 3	-	-	-	-	-
174 FPT condenser condensate exit	-	-	-	-	-
175 FPT condenser CW inlet	-	-	-	-	-
176 FPT condenser CW exit	-	-	-	-	-
177 External steam source 1	-	-	-	-	-
178 External steam source 2	-	-	-	-	-
179 Process stream 1	-	-	-	-	-
180 Process stream 2	-	-	-	-	-
181 Process stream 3	-	-	-	-	-
182 Process stream 4	-	-	-	-	-
183 Process stream 5	-	-	-	-	-
184 Steam addition 1	-	-	-	-	-
185 Steam addition 2	-	-	-	-	-
186 Steam addition 3	-	-	-	-	-
187 Water extraction 1	-	-	-	-	-
188 Water extraction 2	-	-	-	-	-
189 Water extraction 3	-	-	-	-	-
190 Water addition 1	-	-	-	-	-
191 Water addition 2	-	-	-	-	-
192 Water addition 3	-	-	-	-	-
193 DHW return	-	-	-	-	-
194 DHTR1 heating steam	-	-	-	-	-
195 DHTR1 DHW inlet	-	-	-	-	-

STEAM PRO Streams	P	T	h	M	s
196 DHTR1 DHW exit	-	-	-	-	-
197 DHTR1 drain	-	-	-	-	-
198 DHTR2 heating steam	-	-	-	-	-
199 DHTR2 DHW inlet	-	-	-	-	-
200 DHTR2 DHW exit	-	-	-	-	-
201 DHTR2 drain	-	-	-	-	-
202 SSR inlet steam	1,241	391,4	3258,96	0,44	8,421
203 GSC inlet steam	-	-	-	-	-
204 SAHT heating steam	-	-	-	-	-
205 SAHT drain	-	-	-	-	-
206 Fuel heater heating stream	-	-	-	-	-
207 Fuel heater drain	-	-	-	-	-

Emissions	kg/hr	metric ton/year	kg/MWhr (gross)
Furnace Emissions			
NOx as NO2	0	0	0
SOx as SO2	3,297	26,71	0,1319
CO2 (net)	27693	224310	1107,6
Particulate	65,99	534,6	2,64
Electrostatic Precipitator Exit			
NOx as NO2	0	0	0
SOx as SO2	3,297	26,71	0,1319
CO2 (net)	27693	224310	1107,6
Particulate	0,33	2,673	0,0132
Plant Total Emissions			
NOx as NO2	0	0	0
SOx as SO2	3,297	26,71	0,1319
CO2 (net)	27693	224310	1107,6
Particulate	0,33	2,673	0,0132
Stack Emissions			
	ng/J	mg/Nm³	ppmv
NOx as NO2	0	0 @ 6% O2, dry	0 @ 6% O2, dry
SOx as SO2	10,98	34,01 @ 6% O2, dry	11,9 @ 6% O2, dry
Particulate	1,099	3,404 @ 6% O2, dry	
Note:			
Boiler NOx emission rate is computed from the user-specified concentration input on Other PEACE menu, Emissions & Instrumentation tab.			
The program DOES NOT predict NOx emissions.			
Therefore, it is incumbent on the user to input OEM-provided data that is consistent with equipment operation at this specific running condition.			

STEAM PRO 18.0.2 Initec						
Biomasa_6.STP						
Steam turbine: Non-reheat condensing single casing turbine 3000						
Feedwater heaters: DCP, single LP FWH train & single HP FWH train						
Cooling system: Water cooling with mechanical draft cooling tower						
Steam Property Formulation: Thermoflow - STQUIK						
BOILER HEAT BALANCE						
Energy in =	85331	kJ/s				
Fuel enthalpy to boiler	Heat from Steam Air Heater	Sorbent Sensible	Energy Gain from Sulfation	Inlet Air Sensible	Inlet Air Latent	Other*
83706	0	0	0	678	848	98
Energy out =	85331	kJ/s				
Water & Steam	Bottom Ash Sensible	Fly Ash Sensible	Calcination of Sorbent	Exhaust Gas	Minor Losses	Unburned Carbon
70506	5	2	0	13055	1763	0
* 'Others' includes energy of fan (excluding ID fan) and fuel delivery power.						
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)						
Heat Balance Error (In - Out) =		0,0	kJ/s	=	0,0000	%

BOILER AIR/GAS ZONE SUMMARY														
Zone	Name	T	Dp	Q	M	M.W.	Mole Composition [%]						Ash	
		C	millibar	kJ/s	t/h		N2	O2	CO2	H2O	Ar	SO2	t/h	
		20,0			120,1	28,79	76,81	20,61	0,03	1,62	0,93	0,00		
1	FD Fan		30,8	98										
		22,9			120,1	28,79	76,81	20,61	0,03	1,62	0,93	0,00		
					-7,641	Cold end leakage								
		22,9			112,4	28,79	76,81	20,61	0,03	1,62	0,93	0,00		
3	AHA		6,5	8429										
		285,0			112,4	28,79	76,81	20,61	0,03	1,62	0,93	0,00		
					-3,275	Hot end leakage								
		285,0			109,2	28,79	76,81	20,61	0,03	1,62	0,93	0,00		
4	Burner		12,5	76921										
		Adiabatic flame			125,6	29,20	67,74	3,03	14,66	13,75	0,82	0,00	0,08	
		Adiabatic flame												
5,6	Furnace		0,0	44980										
		982,2			125,6	29,20	67,74	3,03	14,66	13,75	0,82	0,00	0,07	
		982,2												
7	CS2		0,2	6347										
		843,5			125,6	29,20	67,74	3,03	14,66	13,75	0,82	0,00	0,07	
		843,5												
10	CS1		0,1	6655										
		694,3			125,6	29,20	67,74	3,03	14,66	13,75	0,82	0,00	0,07	
		694,3												
13	CEV		0,1	7094										
		529,9			125,6	29,20	67,74	3,03	14,66	13,75	0,82	0,00	0,07	
		529,9												
14	ECO1		0,1	7192										
		355,9			125,6	29,20	67,74	3,03	14,66	13,75	0,82	0,00	0,07	
					3,275	Hot end leakage								
		354,3												
16	Air Heater (gas side)		9,5	-8429										
		144,2			128,9	29,19	67,98	3,48	14,28	13,44	0,82	0,00	0,07	
					7,641	Cold end leakage								

		137,8											
19	ESP		8,1	0									
		137,8			136,5	29,17	68,48	4,45	13,47	12,77	0,82	0,00	0,00
		137,8											
20	ID Fan		26,6	137									
		141,1			136,5	29,17	68,48	4,45	13,47	12,77	0,82	0,00	0,00

		141,1											
25	Stack		0,3	0									
		141,1			136,5	29,17	68,48	4,45	13,47	12,77	0,82	0,00	0,00
Excess Air =					20	%							
Adiabatic flame temperature is greater than					1093,3	C							
Boiler desuperheating water source:			After boiler feed pump										
Miscellaneous & ducts air-side pressure drop =					12,45	millibar							
Miscellaneous & ducts gas-side pressure drop =					7,472	millibar							

BOILER HEAT EXCHANGER SUMMARY									
Zone	Tg	Tw	DT	Afrn	DP	Mg	Qg	Vg	Tube
/path	C	C	C	m^2	millibar	t/h	kJ/s	m/s	rows
5	1443,7	286,1	1157,6						
	REV				0,0	125,6	40198	6,1	
	1443,7	286,1	1157,6						
6	1443,7	368,3	1075,4						
	RSH				0,0	125,6	4475	6,1	
	1443,7	320,0	1123,7						
7	982,2	368,3	613,9						
0	CS2			17,7	0,2	125,6	6655	8,2	32,0
	843,5	452,4	391,1						
10	843,5	341,3	502,2						
0	CS1			22,0	0,1	125,6	6655	6,7	20,0
	694,3	286,1	408,2						
13	694,3	286,1	408,2						
0	CEV			21,8	0,1	125,6	7094	6,5	24,0
	529,9	286,1	243,8						
14	529,9	261,1	268,8						
0	ECO1			25,3	0,1	125,6	7192	4,3	48,0
	355,9	208,9	147,0						
Totals					0,6		72269		124,0
Note: g = gas + ash									
BOILER HEAT TRANSFER SURFACES									
	Economizers	Evaporators	Superheaters	HP Reheaters	LP Reheaters	TOTAL			
Q	7017	46139	17351	0	0	70507	kJ/s		
A	1063,7	1017,4	668,3	0	0	2749,3	m^2		

BOILER WATER/STEAM SUMMARY								
Stream	P	T	h	M	s	UA	Q	A
	bar	C	kJ/kg	t/h	kJ/kg-K	kJ/s-K	kJ/s	m ²
ECO1 inlet	71,46	208,9	895,2	102,7	2,4070			
ECO1 exit	70,36	261,1	1141,1	102,7	2,8902	34,77	7017	1063,7
Blowdown	70,36	286,1	1270,2	1,017	3,1265			
CEV exit	70,36	286,1	2772,9	15,26	5,8132	21,7	6921	540
REV exit	70,36	286,1	2772,9	86,45	5,8132		39218	477,4
CS1 inlet	70,36	286,1	2772,9	101,7	5,8132			
CS1 exit	66,05	341,3	3002,7	101,7	6,2311	14,31	6493	340,5
DESUP water			669,8	3,146				
RSH inlet	66,05	320,0	2932,7	104,9	6,1162			
RSH exit	65,81	368,3	3082,6	104,9	6,3611		4365	70,43
CS2 inlet	65,81	368,3	3082,6	104,9	6,3611			
CS2 exit	62,40	452,4	3305,5	104,9	6,7100	13,14	6493	257,3
HP steam	62,40	452,4	3305,5	104,9	6,7100			

FUEL - 'Wood pellets' (Solid)		
Fuel Name: Wood pellets		
Thermoflow library fuel		
Type: Biomass		
Fuel supply temp.	25,00	C
Heating Values		
LHV	16784,1	kJ/kg
HHV	18197,0	kJ/kg
Ultimate Analysis (weight %)		
Moisture	8,70	%
Ash	0,50	%
Carbon	45,80	%
Hydrogen	5,50	%
Nitrogen	0,08	%
Chlorine	0,01	%
Sulfur	0,01	%
Oxygen	39,40	%
Total	100,00	%
Proximate Analysis (weight %)		
Moisture	8,70	%
Ash	0,50	%
Volatile Matter	74,40	%
Fixed Carbon	16,40	%
Total	100,00	%
Ash Analysis (weight %)		
SiO ₂	24,10	%
Al ₂ O ₃	4,22	%
Fe ₂ O ₃	3,46	%
CaO	37,95	%
MgO	8,28	%
Na ₂ O	1,66	%
K ₂ O	15,81	%
TiO ₂	0,00	%
P ₂ O ₅	4,52	%
SO ₃	0,00	%
Other	0,00	%
Total	100,00	%
Ash Characteristics		
Fouling	Severe	
Depositing temperature	1159,22	C

Pseudo molecular weight	7,5445	
Mole flow	0,6044	kg-mol/s
Mass flow (ash-free)	16,4160	t/h
Mass flow	16,4985	t/h
Mass flow	396	t/day
LHV (ash-free) @ 25 °C	16868,00	kJ/kg
LHV (adjusted)* @ 25 °C	16868,00	kJ/kg
Enthalpy (ash-free) ref. to 0 °C	18356,36	kJ/kg
Atomic percentage		
C	28,92	%
H	48,70	%
O	22,34	%
N	0,04	%
S	0,00	%
Ar	0,00	%
* Adjusted heating values include fuel sensible enthalpy above 77 °F/25 °C and are on an ash-free basis		

ASME Boiler Energy Balance			
	HHV based	LHV based	
Energy In			
Energy input from fuel*	83397	76922	kW
Credit due to entering dry air	-70,02	-70,02	kW
Credit due to moisture in entering air	-1,327	-1,327	kW
Credit due to sensible heat in fuel	0	0	kW
Credit due to sulfation	0	0	kW
Credit due to sensible heat in sorbent	0	0	kW
Credit due to auxiliary equipment power	0	0	kW
Total credits	-71,35	-71,35	kW
Total energy in	83326	76850	kW
Energy Out			
Energy output to steam and water	70507	70507	kW
Loss due to sensible heat in dry gas	3939	3939	kW
Loss due to moisture in fuel	1058,3	84,72	kW
Loss due to moisture from burning hydrogen	5979	478,7	kW
Loss due to moisture in air	72,02	72,02	kW
Loss due to unburned carbon	0	0	kW
Loss due to calcination of sorbent	0	0	kW
Loss due to radiation and unmeasured losses	1769,3	1769,3	kW
Total losses	12818	6344	kW
Total energy out	83324	76850	kW
ASME fuel efficiency (Output/Input)			
	84,54	91,66	%
ASME gross efficiency (Output/(Input+Credits))			
	84,62	91,75	%
*Energy input from fuel is based upon fuel heating value at 77 F/25 C			
Zero enthalpy: dry gases & liquid water at 77 F/25 C			
The entering air enthalpy is calculated based on air temperature before air heater.			
The leaving gas enthalpy is calculated based on flue gas temperature after air heater.			

Solid Fuel		
Fuel Name: Wood pellets		
Type: Biomass--Wood		
Fuel supply temperature	25	C
Total LHV + Sensible heat @ 25C	16784	kJ/kg
Total fuel enthalpy reference to 0C	18265	kJ/kg
Heating Values (at 25C)		
LHV (moisture and ash included)	16784	kJ/kg
HHV (moisture and ash included)	18197	kJ/kg
Ultimate Analysis (weight %)		
Moisture	8,7	%
Ash	0,5	%
Carbon	45,8	%
Hydrogen	5,5	%
Nitrogen	0,08	%
Chlorine	0,01	%
Sulfur	0,01	%
Oxygen	39,4	%
Total	100	%
Proximate Analysis (weight %)		
Moisture	8,7	%
Ash	0,5	%
Volatile Matter	74,4	%
Fixed Carbon	16,4	%
Total	100	%
Other Properties		
Specific Heat @ 25C, dry	1,686	kJ/kg-C
Specific Heat @ 300C, dry	2,57	kJ/kg-C
Ash Analysis (weight %)		
SiO2	24,1	%
Al2O3	4,22	%
Fe2O3	3,46	%
CaO	37,95	%
MgO	8,28	%
Na2O	1,66	%
K2O	15,81	%
TiO2	0	%
P2O5	4,52	%
SO3	0	%
Other	0	%

Solid Fuel		
Total	100	%
Ash Characteristics		
Fouling	Severe	
Ash Total Alkali Content	48	ng/J
Estimated Ash Deposition Temperature	1159,2	C

ECO1		
Heat Balance		
Inlet Water		
Mass flow	102,7	t/h
Pressure	71,46	bar
Temperature	208,9	C
Enthalpy	895,2	kJ/kg
Exit Water		
Mass flow	102,7	t/h
Pressure	70,37	bar
Temperature	261,1	C
Enthalpy	1141,1	kJ/kg
Gas		
Mass flow	125,6	t/h
Flyash mass flow	0,066	t/h
Inlet temperature	529,9	C
Exit temperature	355,9	C
Dew point temperature	52,34	C
Static pressure drop	0,149	millibar
Heat Transfer		
Heat transfer to water/steam	7017	kW
Heat loss	175,4	kW
Hardware		
Tubes		
Fin-tube type	Bare	
Tube arrangement	In line	
Tube material	Carbon Steel	
Number of tube rows (longitudinal)	48	
Number of tubes per row (transverse)	38	
Number of rows per waterside flow pass	1	
Longitudinal row pitch	50,8	mm
Gas path transverse width	5,203	m
Tube length	4,872	m
Tube outer diameter	38,1	mm
Tube wall thickness	3,048	mm
Transverse tube pitch	136,9	mm

ECO1		
Tube metal conductivity @ 500F (260C)	46,73	W/m-C
Tube metal conductivity slope	-0,0249	W/m-C^2
Overall Data		
Gas path frontal area	25,35	m^2
Min. gas free flow cross section / frontal area	0,7217	
H.T. surface area / min. free flow cross section	1,211	
Primary tube surface / total heat transfer surf.	1	
Water side flow cross section area	0,0306	m^2
Heat exchanger prime outside surface	1063,7	m^2
Heat exchanger total outside area	1063,7	m^2
Heat Transfer		
Gas Side		
Inlet face velocity	3,128	m/s
Face mass flux	4,957	t/h-m^2
Velocity at minimum flow area	4,334	m/s
Mass flux at minimum flow area	6,868	t/h-m^2
Reynolds number	2509,5	
Prandtl number	0,7267	
Convective Nusselt number	23,7	
Convective heat transfer coefficient	28,53	W/m^2-C
Radiative heat transfer coefficient	6,445	W/m^2-C
Convective h.t.c. adjustment factor	1	
Total gas side adjusted heat transfer coefficient	34,97	W/m^2-C
Fouling resistance	1,58508E-03	m^2-C/W
Nusselt number Re coefficient	0,1625	
Friction factor Re coefficient	0,0756	
Radiation beam mean length	0,162	m
Pressure drop correction factor	0,9	
Pressure drop	0,149	millibar
Water Side		
Mass flux	3360	t/h-m^2
Mean velocity	1,132	m/s
Reynolds number	254878	
Prandtl number	0,8543	
Nusselt number	461,6	
Heat transfer coefficient	9278	W/m^2-C
Fouling resistance	1,7612E-04	m^2-C/W

ECO1		
Pressure drop correction factor	1	
Pressure drop	1,097	bar
Overall Performance		
Effective / total external area	1	
Overall heat transfer coefficient	32,69	W/m ² -C
Estimated minimum tube surface temperature	210,9	C
Estimated maximum tube wall temperature	264,8	C
Heat transfer rate from gas	7188	kW
Heat transfer rate to water	7017	kW
Heat loss	171,7	kW
Overall heat transfer coefficient X total outer area, (UA)	34,77	kW/C

CEV		
Heat Balance		
Drum pressure	70,37	bar
Drum temperature	286,1	C
Steam production	15,26	t/h
Inlet Water		
Mass flow	15,41	t/h
Pressure	70,37	bar
Temperature	261,1	C
Enthalpy	1141,1	kJ/kg
Exit Steam		
Mass flow	15,26	t/h
Pressure	70,37	bar
Temperature	286,1	C
Enthalpy	2772,9	kJ/kg
Blowdown		
Mass flow	0,1526	t/h
Pressure	70,37	bar
Temperature	286,1	C
Enthalpy	1270,2	kJ/kg
Gas		
Mass flow	125,6	t/h
Flyash mass flow	0,066	t/h
Inlet temperature	694,3	C
Exit temperature	529,9	C
Static pressure drop	0,1469	millibar
Heat Transfer		
Heat transfer to water/steam	6921	kW
Heat loss	173	kW
Hardware		
Tubes		
Fin-tube type	Bare	
Tube arrangement	In line	
Tube material	T91	

CEV		
Number of tube rows (longitudinal)	24	
Number of tubes per row (transverse)	34	
Number of rows per waterside flow pass	24	
Longitudinal row pitch	63,5	mm
Gas path transverse width	5,269	m
Tube length	4,147	m
Tube outer diameter	50,8	mm
Tube wall thickness	2,667	mm
Transverse tube pitch	155	mm
Tube metal conductivity @ 500F (260C)	27	W/m-C
Tube metal conductivity slope	0,0053	W/m-C ²
Overall Data		
Gas path frontal area	21,85	m ²
Min. gas free flow cross section / frontal area	0,6722	
H.T. surface area / min. free flow cross section	1,532	
Primary tube surface / total heat transfer surf.	1	
Water side flow cross section area	1,325	m ²
Heat exchanger prime outside surface	540	m ²
Heat exchanger total outside area	540	m ²
Heat Transfer		
Gas Side		
Inlet face velocity	4,372	m/s
Face mass flux	5,751	t/h-m ²
Velocity at minimum flow area	6,504	m/s
Mass flux at minimum flow area	8,556	t/h-m ²
Reynolds number	3698	
Prandtl number	0,7226	
Convective Nusselt number	31,43	
Convective heat transfer coefficient	33,17	W/m ² -C
Radiative heat transfer coefficient	10,59	W/m ² -C
Convective h.t.c. adjustment factor	1	
Total gas side adjusted heat transfer coefficient	43,76	W/m ² -C
Fouling resistance	1,58508E-03	m ² -C/W
Nusselt number Re coefficient	0,1678	
Friction factor Re coefficient	0,0824	
Radiation beam mean length	0,1626	m
Pressure drop correction factor	0,9	
Pressure drop	0,1469	millibar

CEV		
Water Side		
Mass flux	225,3	t/h-m ²
Velocity at inlet (saturated liquid)	0,0846	m/s
Reynolds number (saturated liquid)	30171	
Prandtl number (saturated liquid)	0,8856	
Nusselt number (saturated liquid)	84,72	
Heat transfer coefficient	8017	W/m ² -C
Fouling resistance	1,7612E-04	m ² -C/W
Pressure drop	0	bar
Overall Performance		
Effective / total external area	1	
Overall heat transfer coefficient	40,19	W/m ² -C
Estimated minimum tube surface temperature	290,5	C
Estimated maximum tube wall temperature	293,5	C
Heat transfer rate from gas	7090	kW
Heat transfer rate to water	6921	kW
Heat loss	169,3	kW
Overall heat transfer coefficient X total outer area, (UA)	21,7	kW/C

CS1		
Heat Balance		
Inlet Steam		
Mass flow	101,7	t/h
Pressure	70,37	bar
Temperature	286,1	C
Enthalpy	2772,9	kJ/kg
Exit Steam		
Mass flow	101,7	t/h
Pressure	66,05	bar
Temperature	341,3	C
Enthalpy	3003	kJ/kg
Gas		
Mass flow	125,6	t/h
Flyash mass flow	0,066	t/h
Inlet temperature	843,5	C
Exit temperature	694,3	C
Static pressure drop	0,0943	millibar
Heat Transfer		
Heat transfer to water/steam	6493	kW
Heat loss	162,3	kW
Hardware		
Tubes		
Fin-tube type	Bare	
Tube arrangement	In line	
Tube material	T91	
Number of tube rows (longitudinal)	20	
Number of tubes per row (transverse)	26	
Number of rows per waterside flow pass	1	
Longitudinal row pitch	63,5	mm
Gas path transverse width	5,359	m
Tube length	4,104	m
Tube outer diameter	50,8	mm
Tube wall thickness	2,667	mm
Transverse tube pitch	206,1	mm
Tube metal conductivity @ 500F (260C)	27	W/m-C

CS1		
Tube metal conductivity slope	0,0053	W/m-C ²
Overall Data		
Gas path frontal area	21,99	m ²
Min. gas free flow cross section / frontal area	0,7535	
H.T. surface area / min. free flow cross section	1,028	
Primary tube surface / total heat transfer surf.	1	
Water side flow cross section area	0,0422	m ²
Heat exchanger prime outside surface	340,5	m ²
Heat exchanger total outside area	340,5	m ²
Heat Transfer		
Gas Side		
Inlet face velocity	5,012	m/s
Face mass flux	5,713	t/h-m ²
Velocity at minimum flow area	6,652	m/s
Mass flux at minimum flow area	7,582	t/h-m ²
Reynolds number	3008	
Prandtl number	0,72	
Convective Nusselt number	25,01	
Convective heat transfer coefficient	29,57	W/m ² -C
Radiative heat transfer coefficient	16,93	W/m ² -C
Convective h.t.c. adjustment factor	1	
Total gas side adjusted heat transfer coefficient	46,5	W/m ² -C
Fouling resistance	1,58508E-03	m ² -C/W
Nusselt number Re coefficient	0,1529	
Friction factor Re coefficient	0,0665	
Radiation beam mean length	0,2279	m
Pressure drop correction factor	0,9	
Pressure drop	0,0943	millibar
Water Side		
Mass flux	2409,4	t/h-m ²
Mean velocity	21,71	m/s
Reynolds number	1467296	
Prandtl number	1,283	
Nusselt number	2141,2	
Heat transfer coefficient	2840,6	W/m ² -C
Fouling resistance	1,7612E-04	m ² -C/W
Pressure drop correction factor	1	

CS1		
Pressure drop	4,317	bar
Overall Performance		
Effective / total external area	1	
Overall heat transfer coefficient	42,04	W/m ² -C
Estimated minimum tube surface temperature	298,1	C
Estimated maximum tube wall temperature	356	C
Heat transfer rate from gas	6652	kW
Heat transfer rate to water	6493	kW
Heat loss	158,9	kW
Overall heat transfer coefficient X total outer area, (UA)	14,31	kW/C

CS2		
Heat Balance		
Inlet Steam		
Mass flow	104,9	t/h
Pressure	65,81	bar
Temperature	368,3	C
Enthalpy	3083	kJ/kg
Exit Steam		
Mass flow	104,9	t/h
Pressure	62,4	bar
Temperature	452,4	C
Enthalpy	3306	kJ/kg
Gas		
Mass flow	125,6	t/h
Flyash mass flow	0,066	t/h
Inlet temperature	982,2	C
Exit temperature	843,5	C
Static pressure drop	0,1646	millibar
Heat Transfer		
Heat transfer to water/steam	6493	kW
Radiant heat influx	307,7	kW
Heat loss	162,3	kW
Hardware		
Tubes		
Fin-tube type	Bare	
Tube arrangement	In line	
Tube material	T91	
Number of tube rows (longitudinal)	32	
Number of tubes per row (transverse)	16	
Number of rows per waterside flow pass	2	
Longitudinal row pitch	63,5	mm
Gas path transverse width	5,626	m
Tube length	3,149	m
Tube outer diameter	50,8	mm
Tube wall thickness	3,048	mm
Transverse tube pitch	351,6	mm

CS2		
Tube metal conductivity @ 500F (260C)	27	W/m-C
Tube metal conductivity slope	0,0053	W/m-C ²
Overall Data		
Gas path frontal area	17,72	m ²
Min. gas free flow cross section / frontal area	0,8555	
H.T. surface area / min. free flow cross section	0,5305	
Primary tube surface / total heat transfer surf.	1	
Water side flow cross section area	0,0502	m ²
Heat exchanger prime outside surface	257,3	m ²
Heat exchanger total outside area	257,3	m ²
Heat Transfer		
Gas Side		
Inlet face velocity	6,993	m/s
Face mass flux	7,091	t/h-m ²
Velocity at minimum flow area	8,173	m/s
Mass flux at minimum flow area	8,289	t/h-m ²
Reynolds number	2983	
Prandtl number	0,7171	
Convective Nusselt number	21,03	
Convective heat transfer coefficient	28,31	W/m ² -C
Radiative heat transfer coefficient	30,09	W/m ² -C
Convective h.t.c. adjustment factor	1	
Total gas side adjusted heat transfer coefficient	58,39	W/m ² -C
Fouling resistance	1,58508E-03	m ² -C/W
Nusselt number Re coefficient	0,1294	
Friction factor Re coefficient	0,0533	
Radiation beam mean length	0,4002	m
Pressure drop correction factor	0,9	
Pressure drop	0,1646	millibar
Water Side		
Mass flux	2087,5	t/h-m ²
Mean velocity	26,13	m/s
Reynolds number	1034194	
Prandtl number	1,047	
Nusselt number	1513,6	
Heat transfer coefficient	2065,3	W/m ² -C
Fouling resistance	1,7612E-04	m ² -C/W

CS2		
Pressure drop correction factor	1	
Pressure drop	3,409	bar
Overall Performance		
Effective / total external area	1	
Overall heat transfer coefficient	51,06	W/m ² -C
Estimated minimum tube surface temperature	395,7	C
Estimated maximum tube wall temperature	469,8	C
Heat transfer rate from gas	6344	kW
Radiant heat influx	307,7	kW
Heat transfer rate to water	6493	kW
Heat loss	159,3	kW
Overall heat transfer coefficient X total outer area, (UA)	13,14	kW/C

Furnace		
Heat Balance		
Furnace gage pressure	-0,6226	millibar
Excess air	20	%
Inlet Air		
Temperature	285	C
Mass flow	109,2	t/h
Flue Gas		
Temperature	982,2	C
Mass flow	125,6	t/h
Mole percent N2	67,74	%
Mole percent O2	3,029	%
Mole percent CO2	14,66	%
Mole percent H2O	13,75	%
Mole percent SO2	0,0012	%
Mole percent Ar	0,8157	%
Mass flow of HCL	0,0017	t/h
SO3 in flue gas	0,085	ppm
Exit Steam		
Steam produced by waterwall	86,45	t/h
Pressure	70,37	bar
Temperature	286,1	C
Enthalpy	2772,9	kJ/kg
Inlet Water		
Mass flow	87,31	t/h
Pressure	70,37	bar
Temperature	261,1	C
Enthalpy	1141,1	kJ/kg
Blowdown		
Mass flow	0,8645	t/h
Enthalpy	1270,2	kJ/kg
Radiant Superheater Exit Steam		
Mass flow	104,9	t/h
Pressure	65,81	bar

Furnace		
Temperature	368,3	C
Enthalpy	3083	kJ/kg
Radiant Superheater Inlet Steam		
Pressure	66,05	bar
Temperature	320	C
Enthalpy	2932,7	kJ/kg
Inlet Fuel : Solid		
Fuel mass flow	16,5	t/h
LHV @ 77 F (25 C)	16784	kJ/kg
Weight percent ash	0,5	%
Ash mass flow	0,0825	t/h
Fuel inlet temperature	25	C
Exit Ash		
Bottom ash mass flow	0,0165	t/h
Fly ash mass flow	0,066	t/h
Unburnt carbon in ash	0	t/h
Heat Transfer		
Heat transfer to waterwall	39218	kW
Heat transfer to radiant superheater	4365	kW
Heat losses	1089,6	kW
Radiant flux past screen	307,7	kW
Bottom ash (bed drain) sensible heat	4,929	kW
Flyash sensible heat	19,72	kW
Performance		
Fuel delivery power	363,7	kW
Heat Transfer		
Furnace Ratings		
Heat absorption rate	80,1	kW/m ²
Heat release rate	152,7	kW/m ²
Volumetric heat release rate	148,8	kW/m ³
Heat Transfer and Heat Balance		
Energy In		
Fuel input	76922	kW

Furnace		
Air input	8118	kW
Total Energy In	85040	kW
Energy Out		
Flue gas	40035	kW
Heat transfer to waterwall	39218	kW
Heat transfer to radiant superheater	4365	kW
Heat losses	1089,6	kW
Radiant flux past screen	307,7	kW
Bottom ash (bed drain) sensible heat	4,929	kW
Flyash sensible heat	19,72	kW
Total Energy Out	85040	kW
Heat Balance Error	0,0002	%
Heat Transfer Characteristics		
Gas emissivity	0,4262	
Gas absorptivity	0,5294	
Radiating mean beam length	4,194	m
Adiabatic temperature	1873,9	C
Effective radiating temperature	1443,7	C
Waterwall surface temperature	843,8	C
Furnace exit temperature	982,2	C
Gas mass flux @ aperture	6,872	t/h-m ²
Gas velocity leaving aperture @ furnace exit temperature	6,776	m/s
Furnace velocity @ Effective radiating temperature	6,146	m/s
Radiant flux to waterwall effective projected heat transfer surface	80,63	kW/m ²
Mean flux to waterwall effective projected heat transfer surface	82,17	kW/m ²

Rotary Air Heater		
Heat Balance		
Number per station	1	
Number operating	1	
Air Path (station)		
Air outlet flow	109,2	t/h
Air outlet temperature	285	C
Inlet pressure	1,026	bar
Inlet temperature	22,9	C
Cold side leakage to flue gas	7,641	t/h
Hot side leakage to flue gas	3,275	t/h
Pressure drop	6,504	millibar
Channel velocity	8,207	m/s
Reynolds number	2870,2	
Stanton number	0,0051	
Heat transfer coefficient	50,52	W/m ² -C
Flue Gas Path (station)		
Flue gas flow	125,6	t/h
Flue gas temperature	355,9	C
After mixing with hot side leakages	354,3	C
Exit temperature (uncorrected)	144,2	C
Exit temperature with leakage (corrected)	137,8	C
Exit flow	136,5	t/h
Pressure @ heater inlet	1,006	bar
Pressure drop	9,522	millibar
Channel velocity	11,58	m/s
Reynolds number	3068	
Stanton number	0,0051	
Heat transfer coefficient	60,9	W/m ² -C
Performance (station)		
Flue gas heat transfer to heated air	8425	kW
Fly ash heat transfer to heated air	4,078	kW
Heat transfer to heated air	8429	kW
Average cold end temperature (ACET)	83,53	C
Cold end minimum metal temperature	68,33	C
Flue gas exit water dew point temperature	50,63	C
Flue gas exit SO3	0,0781	ppm

Rotary Air Heater		
Heat transfer effectiveness	79,09	%
Modified number of transfer units (NTU0)	2,823	

STEAM PRO 18.0.2 Initec												
Biomasa_6.STP												
Steam turbine: Non-reheat condensing single casing turbine 3000												
Feedwater heaters: DCP, single LP FWH train & single HP FWH train												
Cooling system: Water cooling with mechanical draft cooling tower												
Steam Property Formulation: Thermoflow - STQUIK												
STEAM CYCLE HEAT BALANCE												
Energy in =		70903		kJ/s								
Boiler Heat		External		External		Makeup		Process		Pump		Blowdown
Addition		Steam		Water				Return		Aux. Load		Recovery
70506		0		0		20		0		378		0
Energy out =		70903		kJ/s								
ST/Gen	BFPT	Mech/Elec/ Gear Losses		Main	BFPT	Process		Pipe	Blow-	Others*		
Output	Output			Condenser		Steam	Water	Losses	down			
25002	0	566		44790	0	0	0	83	359	103		
* 'Others' includes heat to air heater, fuel heater, district heating system, misc heat to/from condensate and discharged seal steam.												
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)												
Heat Balance Error (In - Out) =				0,0	kJ/s	=	0,0000	%				

STEAM TURBINE FLOWS										
	P	T	h	M	s	Super-heat, C	Quality	Work	Eff	# of
	bar	C	kJ/kg	t/h	kJ/kg-K			kW	%	Stages
HP steam	62,400	452,4	3305,5	104,852						
HP pipe inlet	62,400	452,4	3305,5	104,852						
HP pipe outlet	60,000	450,0	3303,2	104,852						
ST inlet	60,000	450,0	3303,2	104,852	6,7236	174,4				
-Valve Stem leak 1			3303,2	-0,247						
-Valve Stem leak 2			3303,2	-0,040						
HPT Casing: Group 1										
GROUP IN	57,600	448,6	3303,2	104,565	6,7411	175,7				1
GROUP OUT	46,154	420,8	3254,5	104,565	6,7667	161,9		1414	62,64	
-HPT HP leak 1			3254,5	-2,901						
-HPT HP leak 2			3254,5	-0,398						
HPT Casing: Group 2										
GROUP IN	46,154	420,8	3254,5	101,265	6,7667	161,9				5
GROUP OUT	19,882	312,9	3055,2	101,265	6,8245	100,9		5605	85,45	
Port (1) extraction	19,882	312,9	3055,2	-9,793	6,8245	100,9				
HPT Casing: Group 3										
GROUP IN	19,882	312,9	3055,2	91,473	6,8245	100,9				5
GROUP OUT	5,757	183,9	2814,3	91,473	6,9058	26,6		6123	86,35	
Port (2) extraction	5,757	183,9	2814,3	-5,883	6,9058	26,6				
HPT Casing: Group 4										
GROUP IN	5,757	183,9	2814,3	85,589	6,9058	26,6				4
GROUP OUT	1,126	103,0	2564,9	85,589	7,0121		0,949	5929	86,18	
Port (3) extraction	1,126	103,0	2564,9	-8,648	7,0121		0,949			

LPT1 Casing: Group 5										
GROUP IN	1,126	103,0	2564,9	76,941	7,0121		0,949			4
GROUP OUT	0,080	41,5	2256,4	76,941	7,2109		0,867	6594	81,57	
To condenser	0,080	41,5	2262,2	76,941	7,2294		0,869			

STEAM TURBINE DESIGN					
Group	Adj Nozzle Area, m ²	No. of Steps	Dry Step Eff., %	Group Eff., %	
1	0,007	1	73,76	62,64	
2	0,006	5	84,13	85,45	
3	0,010	5	85,34	86,35	
4	0,028	4	87,00	86,18	
5	0,115	4	89,01	81,57	
No. of parallel paths at LPT		1			
Last stage rotor exit angle		65,47	degree		
Last stage blade length		498,67	mm		
Last stage pitch diameter		1727,87	mm		
Exhaust annulus area / end		2,71	m ²		
DRY EXHAUST LOSS					
Annulus Vel	Exh Loss	Annulus Vel	Exh Loss	Annulus Vel	Exh Loss
m/s	kJ/kg	m/s	kJ/kg	m/s	kJ/kg
39	58,45	122	8,25	244	58,27
46	46,68	137	11,14	274	74,92
53	36,08	152	16,27	305	93,37
61	27,87	168	22,93	335	109,67
76	16,76	183	30,20	366	122,24
91	10,61	198	37,30	396	129,50
107	7,97	213	44,00	427	129,86
EXHAUST END VELOCITIES AND LOSSES					
	LPT1				
Annulus velocity	123,9	m/s			
Dry exhaust loss	8,47	kJ/kg			
Corrected exhaust loss	5,84	kJ/kg			

STEAM TURBINE CASING WHEEL POWER AND EFFICIENCIES		
Casing	Wheel Power (kW)	Efficiency (%)
HPT	25540	86,74
AIR COOLED GENERATOR 50 Hz		
Turbine Shaft Speed	3000 RPM	
Mechanical loss	149	kW
Generator loss	389,1	kW
Power	25002,0	kW

STEAM TURBINE LEAKAGES					
Group	Leakage	Destination	C Factor	h	M
No.			m ²	kJ/kg	t/h
1	Valve Stem leak 1	FWH 2	1,8	3303,2	0,247
2	Valve Stem leak 2	SSR	2,7	3303,2	0,040
4	HPT HP leak 1	FWH 2	26,7	3254,5	2,901
5	HPT HP leak 2	SSR	26,7	3254,5	0,398
SEALING STEAM REGULATOR & GLAND SEAL CONDENSER (IF ANY)					
Stream	P	T	h	M	
	bar	C	kJ/kg	t/h	
Valve Stem leak 2			3303,2	0,040	
HPT HP leak 2			3254,5	0,398	
Steam at SSR inlet	1,241	391,4	3259,0	0,438	
LPT SS to condenser			3259,0	0,181	
LPT SS packing exhaust discharged			3259,0	0,113	
SS to FWH1 from SSR			3259,0	0,143	

CONDENSER: Water cooling with mechanical draft cooling tower					
	P	T	h	M	
	bar	C	kJ/kg	t/h	
LPT exhaust	0,080	41,54	2262,2	76,94	
LPT SS to condenser			3259,0	0,1814	
Condenser in	0,080	41,54	2264,6	77,12	
Condensate well	0,379	41,53	173,8	77,12	
Before C.W. pump		23,10		3869	
After C.W. pump		23,11		3869	
Cooling water in		23,11		3869	
Cooling water out		33,11		3869	
Condenser C.W. pump power =					
	219,3		kW		
Condenser heat rejection =					
	44791		kJ/s		
COOLING TOWER (Mechanical Draft)					
	P	T	Twet bulb	M	RH
	bar	C	C	t/h	%
Air in	1,01	20,00	16,42	2988,9	70,0
Air out	1,01	30,35	30,35	3041	100,0
C.W. from main condenser		33,11		3869	
Hot water in	1,55	33,12		3869	
Cold water out	1,01	23,10		3869	
Makeup				65,26	
Blowdown				13,05	
Cooling tower heat rejection =					
	45038		kJ/s		
Cooling tower fan power =					
	206,5		kW		

CONDENSATE, MAKEUP WATER & FEEDWATER				
	P	T	h	M
	bar	C	kJ/kg	t/h
Condenser condensate	0,379	41,53	173,8	77,12
Makeup water		15,0	62,8	1,130
Condensate pump suction	0,379	41,15	172,2	78,25
Condensate pump exit	8,012	41,25	173,3	78,25
Feedwater to 1st feedwater heater	8,012	41,25	173,3	78,25

HP / LP casing - Group 1		
Number of governing stage rows	1	
Governing stage pitch diameter	1,024	m
Number of paths	1	
Number of stages	1	
Dry step efficiency	73,76	%
Group efficiency	62,64	%
Group inlet mass flow	104,6	t/h
Shaft speed	3000	RPM
Before Valve		
Pressure	60	bar
Temperature	450	C
Enthalpy	3303	kJ/kg
Blading Inlet		
Pressure	57,6	bar
Temperature	448,6	C
Enthalpy	3303	kJ/kg
Volume flow	1,577	m ³ /s
Nozzle area	0,0071	m ²
Blading Exit		
Pressure	46,15	bar
Temperature	420,8	C
Enthalpy	3255	kJ/kg
Volume flow	1,902	m ³ /s

HP / LP casing - Group 2		
Number of paths	1	
Number of stages	5	
Dry step efficiency	84,13	%
Group efficiency	85,45	%
Group inlet mass flow	101,3	t/h
Shaft speed	3000	RPM
Blading Inlet		
Pressure	46,15	bar
Temperature	420,8	C
Enthalpy	3255	kJ/kg
Volume flow	1,842	m ³ /s
Nozzle area	0,0056	m ²
Blading Exit		
Pressure	19,88	bar
Temperature	312,9	C
Enthalpy	3055	kJ/kg
Volume flow	3,655	m ³ /s
Port at Group Exit		
Pressure	19,88	bar
Temperature	312,9	C
Enthalpy	3055	kJ/kg
Extraction mass flow	9,793	t/h

HP / LP casing - Group 3		
Number of paths	1	
Number of stages	5	
Dry step efficiency	85,34	%
Group efficiency	86,35	%
Group inlet mass flow	91,47	t/h
Shaft speed	3000	RPM
Blading Inlet		
Pressure	19,88	bar
Temperature	312,9	C
Enthalpy	3055	kJ/kg
Volume flow	3,302	m ³ /s
Nozzle area	0,0102	m ²
Blading Exit		
Pressure	5,757	bar
Temperature	183,9	C
Enthalpy	2814,3	kJ/kg
Volume flow	8,989	m ³ /s
Port at Group Exit		
Pressure	5,757	bar
Temperature	183,9	C
Enthalpy	2814,3	kJ/kg
Extraction mass flow	5,883	t/h

HP / LP casing - Group 4		
Number of paths	1	
Number of stages	4	
Dry step efficiency	87	%
Group efficiency	86,18	%
Group inlet mass flow	85,59	t/h
Shaft speed	3000	RPM
Blading Inlet		
Pressure	5,757	bar
Temperature	183,9	C
Enthalpy	2814,3	kJ/kg
Volume flow	8,41	m ³ /s
Nozzle area	0,0285	m ²
Blading Exit		
Pressure	1,126	bar
Temperature	103	C
Enthalpy	2564,9	kJ/kg
Volume flow	34,2	m ³ /s
Port at Group Exit		
Pressure	1,126	bar
Temperature	103	C
Enthalpy	2564,9	kJ/kg
Extraction mass flow	8,648	t/h

HP / LP casing - Group 5		
Number of paths	1	
Number of stages	4	
Dry step efficiency	89,01	%
Group efficiency	81,57	%
Group inlet mass flow	76,94	t/h
Shaft speed	3000	RPM
Blading Inlet		
Pressure	1,126	bar
Temperature	103	C
Enthalpy	2564,9	kJ/kg
Volume flow	30,74	m ³ /s
Nozzle area	0,1147	m ²
Blading Exit		
Pressure	0,08	bar
Temperature	41,54	C
Enthalpy	2256,4	kJ/kg
Volume flow	335,3	m ³ /s
Annulus area	2,707	m ²
Annulus velocity	123,9	m/s
Pitch Diameter	1727,9	mm
Bucket Length	498,7	mm
Pitch Speed	271,4	m/s
Tip Speed	349,7	m/s
After leaving loss		
Pressure	0,08	bar
Temperature	41,54	C
Enthalpy	2262,2	kJ/kg

STEAM PRO 18.0.2 Initec										
Biomasa_6.STP										
Steam turbine: Non-reheat condensing single casing turbine 3000										
Feedwater heaters: DCP, single LP FWH train & single HP FWH train										
Cooling system: Water cooling with mechanical draft cooling tower										
Steam Property Formulation: Thermoflow - STQUIK										
THERMAL OUTPUT										
FWH1: Pump Forward										
Feedwater					Bleed Steam					
Stream	P	T	h	M	Stream	P	T	h	M	Tsat
	bar	C	kJ/kg	t/h		bar	C	kJ/kg	t/h	C
					HPT port (3)	1,126	103,0	2564,9	8,648	
Feedwater in	8,012	41,2	173,3	78,25	Steam in	1,072	101,6	2562,6	8,648	101,6
					SSR seal steam			3259,0	0,143	
Feedwater out	7,833	98,8	414,6	78,25	Drain before pump	1,072	101,6	425,8	8,791	
					Drain to FWH2	5,59		426,4	8,791	
Terminal temperature difference =			2,778	C						
FWH2: Deaerator										
Feedwater					Bleed Steam					
Stream	P	T	h	M	Stream	P	T	h	M	Tsat
	bar	C	kJ/kg	t/h		bar	C	kJ/kg	t/h	C
					HPT port (2)	5,757	183,9	2814,3	5,883	
FWH1 drain			426,4	8,791						
Feedwater in	5,59	99,1	415,8	87,04	Steam in	5,59	182,4	2811,9	5,883	156,1
					Flash back			688,3	9,793	
					Leak(s)			3258,3	3,149	
Feedwater out	5,59	156,1	658,7	105,9						
FW pump in	7,833	156,1	658,7	105,9						
FW pump out	71,61	157,7	669,8	105,9						
Boiler desup			669,8	3,146						
FWH3: Flash Back with Drain Cooler										
Feedwater					Bleed Steam					
Stream	P	T	h	M	Stream	P	T	h	M	Tsat
	bar	C	kJ/kg	t/h		bar	C	kJ/kg	t/h	C
					HPT port (1)	19,88	312,9	3055,2	9,793	
Feedwater in	71,61	157,7	669,8	102,7	Steam in	19,3	311,3	3052,9	9,793	210,6

Feedwater out	71,46	208,9	895,2	102,7	Drain to FWH2	19,3	162,7	688,3	9,793	
To boiler	71,46	208,9	895,2	102,7						
Terminal temperature difference =			1,667	C						
Drain cooler approach =			5	C						
Total bleed steam for FWH system =			24,32	t/h	19072	kJ/s				

DESIGN PARAMETERS OF FEEDWATER HEATERS

FWH1: Pump Forward

1. Heat transfer rate Q	5245	kJ/s
2. Overall h.t.c. in desuperheating section	0	W/m ² -K
3. Overall h.t.c. in condensing section	2356	W/m ² -K
4. Overall h.t.c. in drain cooling section	0	W/m ² -K
5. Desuperheater heat transfer area	0	m ²
6. Condensing section heat transfer area	119	m ²
7. Drain cooler heat transfer area	0	m ²
8. Total heat transfer area	119	m ²
9. Water velocity	1,07	m/s
10. Tube outer diameter	15,875	mm
11. Tube wall thickness	1,245	mm
12. Tube length per pass	8,1	m
13. No. of passes	2	
14. No. of tubes	296	
15. Tube material	S.S.	
16. Terminal temperature difference (TTD)	2,778	C
17. Drain cooler approach (DCA)	N/A	

FWH2: Deaerator

1. Heat transfer rate Q	5873	kJ/s
-------------------------	------	------

FWH3: Flash Back with Drain Cooler

1. Heat transfer rate Q	6432	kJ/s
2. Overall h.t.c. in desuperheating section	0	W/m ² -K
3. Overall h.t.c. in condensing section	2841	W/m ² -K
4. Overall h.t.c. in drain cooling section	759	W/m ² -K
5. Desuperheater heat transfer area	0	m ²
6. Condensing section heat transfer area	149	m ²
7. Drain cooler heat transfer area	43	m ²
8. Total heat transfer area	192	m ²
9. Water velocity	1,07	m/s
10. Tube outer diameter	15,875	mm
11. Tube wall thickness	1,245	mm
12. Tube length per pass	9,0	m
13. No. of passes	2	
14. No. of tubes	428	
15. Tube material	S.S.	
16. Terminal temperature difference (TTD)	1,667	C

17. Drain cooler approach (DCA)	5 C
Note: S.S. = stainless steel, C.S. = carbon steel, U.D. = user-defined.	

FWH Hardware	FWH 1	FWH 2	FWH 3
1. Type	P	C	D
2. Tube material	S.S.		S.S.
3. Tube outer diameter [mm]	15,88		15,88
4. Tube length (per pass) [m]	8,065		8,996
5. Number of tubes	296		428
6. Total heat transfer area [m ²]	119,1		192
7. Number of passes	2		2
8. Tube wall thickness [mm]	1,245		1,245
9. Tube pitch [mm]	26,19		24,61
10. Tube thermal cond. @ 300 F [W/m-C]	14,88		14,88
11. Tube thermal conductivity slope [W/m-C ²]	-0,0131		-0,0131
12. Fouling resistance [m ² -C/W]	0		0
13. Desuperheater heat transfer area [m ²]	0		0
14. Condensing heat transfer area [m ²]	119,1		148,8
15. Drain cooler heat transfer area [m ²]	0		43,2

FWH 1 Thermodynamic Design	p [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	m [t/h]
Type: Pump Forward Heater				
Saturation temperature		101,6		
Inlet Steam & Flash In Streams				
Heating steam from HPT - Port 3	1,13	103,0	2564,9	8,648
Heating steam into heater (after piping)	1,07	101,6	2562,6	8,648
Steam from Sealing Steam Regulator			3259,0	0,143
Exit Drain				
FWH 1 drain to FWH 2	1,07	101,6	425,8	8,791
Feedwater				
Feedwater into heater	8,01	41,3	173,3	78,250
Feedwater leaving heater	7,83	98,8	414,6	78,250

FWH 2 Thermodynamic Design	p [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	m [t/h]
Type: Contact Heater				
Saturation temperature		156,1		
Inlet Steam & Flash In Streams				
Heating steam from HPT - Port 2	5,76	183,9	2814,3	5,883
Heating steam into heater (after piping)	5,59	182,4	2811,9	5,883
Flash in			688,3	9,793
Total leakage flows			3258,0	3,149
Leakage no. 1 from Valve Stem leak 1	60,00	450,0	3303,0	0,248
Leakage no. 4 from HPT HP leak 1	46,15	420,8	3255,0	2,901
Feedwater				
Drain from FWH1			426,4	8,791
Feedwater into heater	5,59	99,1	415,8	87,040
Feedwater leaving heater	5,59	156,1	658,7	105,900
Boiler feedpump delivery	71,61	157,7	669,8	105,900
Superheater desuperheating water			669,8	3,146

FWH 3 Thermodynamic Design	p [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	m [t/h]
Type: Flash Back with Drain Cooler				
Saturation temperature		210,6		
Inlet Steam & Flash In Streams				
Heating steam from HPT - Port 1	19,88	312,9	3055,0	9,793
Heating steam into heater (after piping)	19,30	311,3	3053,0	9,793
Exit Drain				
FWH 3 drain to FWH 2	19,30	162,7	688,3	9,793
Feedwater				
Feedwater into heater	71,61	157,7	669,8	102,700
Feedwater leaving heater	71,46	208,9	895,2	102,700
Feedwater to boiler	71,46	208,9	895,2	102,700

CONDENSER: Water cooling with mechanical draft cooling tower					
	P	T	h	M	
	bar	C	kJ/kg	t/h	
LPT exhaust	0,080	41,54	2262,2	76,94	
LPT SS to condenser			3259,0	0,1814	
Condenser in	0,080	41,54	2264,6	77,12	
Condensate well	0,379	41,53	173,8	77,12	
Before C.W. pump		23,10		3869	
After C.W. pump		23,11		3869	
Cooling water in		23,11		3869	
Cooling water out		33,11		3869	
Condenser C.W. pump power =					
	219,3		kW		
Condenser heat rejection =					
	44791		kJ/s		
COOLING TOWER (Mechanical Draft)					
	P	T	Twet bulb	M	RH
	bar	C	C	t/h	%
Air in	1,01	20,00	16,42	2988,9	70,0
Air out	1,01	30,35	30,35	3041	100,0
C.W. from main condenser		33,11		3869	
Hot water in	1,55	33,12		3869	
Cold water out	1,01	23,10		3869	
Makeup				65,26	
Blowdown				13,05	
Cooling tower heat rejection =					
	45038		kJ/s		
Cooling tower fan power =					
	206,5		kW		

WCC		
Heat Balance		
Condenser pressure	0,08	bar
Condenser saturation temperature	41,54	C
Heat rejection	44791	kW
Number of units	1	
Inlet Steam		
Pressure	0,08	bar
Temperature	41,54	C
Mass flow	77,12	t/h
Enthalpy	2264,6	kJ/kg
Condensate @ bottom of hotwell		
Pressure	0,3791	bar
Temperature	41,53	C
Mass flow	77,12	t/h
Enthalpy	173,8	kJ/kg
Inlet Cooling Water		
Pressure	2,96	bar
Temperature	23,11	C
Mass flow	3869	t/h
Enthalpy	97,22	kJ/kg
Exit Cooling Water		
Pressure	2,503	bar
Temperature	33,11	C
Mass flow	3869	t/h
Enthalpy	138,9	kJ/kg
Flash-in Stream		
Temperature	15	C
Mass flow	0	t/h
Enthalpy	62,8	kJ/kg
Heat Transfer Data		
Fouling factor	$0,026 * 10^{-3}$	m ² -C/W
Cleanliness factor	90	%
Water velocity	2,251	m/s

WCC		
Water Reynolds number	64724	
Water Prandtl number	5,629	
Water Nusselt number	324,1	
Condensing heat transfer coefficient	13730	W/m ² -C
Water-side heat transfer coefficient	8324	W/m ² -C
Overall heat transfer coefficient	3631	W/m ² -C
Overall UA	3506	kW/C
Water pressure drop in tubes/water box	0,4571	bar
Hardware		
Condenser type	Shell & tube	
Number of units	1	
1. Condenser Tube Description		
Effective surface area	965,7	m ²
Number of condenser passes	2	
Tube material	Stainless steel (304)	
Number of tubes in condenser	2123	
Tube length	5,7	m
Tube outside diameter (O.D.)	25,4	mm
Tube inside diameter (I.D.)	23,98	mm
Tube wall thickness	0,7112	mm
Tube weight, dry	5.360	kg
Tube pitch	40,64	mm
2. Condenser Shell Description		
Shell material	Carbon steel	
Nominal shell thickness	9,525	mm
Number tube support plates	8	
Tube support plate spacing	0,63	m
Hotwell depth	0,52	m
Total dry weight	19.400	kg
Overall footprint area	16,01	m ²
Overall length	7,4	m
Overall width	2,2	m
Overall height	3,8	m

Wet CT		
Heat Balance		
Quantities are for all cells if not otherwise noted		
Total number of existing cells in tower	4	
Total number of operating cells	4	
Water basin temperature	23,1	C
Water temperature range	10,02	C
Cold water approach to wet bulb	6,666	C
Additional heat rejection to cooling tower	0	kW
Cooling tower total heat rejection	45038	kW
Inlet Water		
Pressure	1,356	bar
Temperature	33,12	C
Mass flow	3869	t/h
Enthalpy	138,9	kJ/kg
Exit Water		
Pressure	1,007	bar
Temperature	23,1	C
Mass flow	3869	t/h
Enthalpy	96,99	kJ/kg
Inlet Air		
Pressure	1,007	bar
Dry bulb temperature	20	C
Relative humidity	70	%
Wet bulb temperature	16,43	C
Mass flow	2988,9	t/h
Exit Air		
Pressure	1,007	bar
Dry bulb temperature	30,35	C
Relative humidity	100	%
Wet bulb temperature	30,35	C
Mass flow	3041	t/h
Plume visibility index (Plume invisible)	0	
Fans		
Total volume flow	742,5	m ³ /s

Wet CT		
Total fan electricity consumption	206,5	kW
Full speed fans		
Air axial velocity	10,31	m/s
Static pressure drop	1,399	millibar
Dynamic pressure	0,6046	millibar
Total fan DP	2,003	millibar
Makeup & Blowdown		
Water evaporated	52,21	t/h
Blowdown	13,05	t/h
Blowdown temperature	23,24	C
Makeup water flow	65,26	t/h
Makeup water temperature	15	C
Cycles of concentration	5	
Water flow / Air flow, L/G	1,294	
Hardware		
Tower type: Crossflow, Film Fill		
Tower structure: Douglas fir		
Total number of cells in tower	4	
Number of rows	1	
1. Estimated Major Dimensions		
Length per row	30	m
Length per cell	7,501	m
Width at top of cell	8,72	m
Width at bottom of cell	6,87	m
Height	7,349	m
- Cell height	5,549	m
- Fan stack height	1,8	m
Basin area	261	m ²
Fan diameter	5	m
2. Weight & Miscellaneous		
Operating water level in collection basin	1.219	mm
Wet operating weight (excluding basin water)	83.148	kg
Basin water weight	318.057	kg
Total operating weight	401.205	kg
3. Fan Design (per fan)		

Wet CT		
Single-speed, fixed-pitch		
Flow coefficient	0,18	
Static pressure rise coefficient	0,075	
Tip diameter	5	m
Hub diameter	1,443	m
RPM	217,7	RPM
Tip speed	57,28	m/s
Design axial air velocity	10,31	m/s
Static pressure drop at design point	1,399	millibar
Dynamic pressure at design point	0,6046	millibar
Total fan DP at design point	2,003	millibar
Design volume flow	185,6	m ³ /s
Fan electricity consumption at design point	51,62	kW
4. Wet Section Fill (per cell)		
Height	5,625	m
Width	7,501	m
Depth	1,312	m
Volume	110,7	m ³
Surface area	18.159	m ²

ESP		
Heat Balance		
Flue Gas		
Flue gas temperature	138	C
Flue gas mass flow	136	t/h
Flue gas volume flow	161.650	m ³ /hr
Flue gas velocity	1,355	m/s
Performance		
Dust collection efficiency	99,5	%
Inlet dust per energy input	219,8	ng/J
Inlet dust per gas flow	680,5	mg/Nm ³ @ 6% O ₂ , dry
Outlet dust per energy input	1,099	ng/J
Outlet dust per gas flow	3,402	mg/Nm ³ @ 6% O ₂ , dry
Inlet flyash flow	0,066	t/h
Flyash removal	0,0657	t/h
Outlet flyash flow	0,0003	t/h
Pressure drop (including ductwork)	8,095	millibar
Electricity consumption	79,71	kW
Flue gas SO ₂	11	ppm
Flue gas SO ₃ at inlet	0,0781	ppm
Injected sulfur trioxide (SO ₃) for flue gas conditioning	0,0075	t/h
Flue gas SO ₃ after conditioning	20	ppm
Flue gas SO ₃ at exit	15	ppm
Modified Deutsch-Anderson Equation		
Specific collecting area (SCA)	85,01	m ² / m ³ /s
Flyash resistivity	1113315	ohm-cm
Effective migration velocity	0,3913	m/s
Dimensionless K	0,4758	
Hardware		
Design collection efficiency	99,5	%
Design inlet temperature	137,8	C
Design flue gas mass flow	136	t/h
Design flue gas volume flow	161.650	m ³ /hr
Design flue gas velocity	1,372	m/s
Overall Dimensions		
Number of chambers	1	

ESP		
Number of fields	4	
Total length	26,65	m
Total width	5,7	m
Total height	14,39	m
Total weight	96.900	kg
Collecting Plates		
Design specific collecting area (SCA)	85,01	m ² / m ³ /s
Total collection surface area	3.820	m ²
Number of plates per chamber	18	
Collecting plates height	6,397	m
Collecting plates spacing	304,8	mm
Collecting plates bundle width per chamber	5,182	m
Collecting plates depth per field	4,388	m
Collecting length	17,55	m
Aspect ratio (Collecting length / Plate height)	2,744	

Heat Balance Results		
1. Boiler Feed Pump		
Type	Fixed RPM	
Number per Boiler	1 - 100%	
Number operating	1	
Suction Side (each)		
Pressure	7,833	bar
Temperature	156,1	C
Mass flow	105,9	t/h
Enthalpy	658,7	kJ/kg
Density	911,2	kg/m ³
Delivery Side (each)		
Pressure	71,61	bar
Temperature	157,7	C
Mass flow	105,9	t/h
Enthalpy	669,8	kJ/kg
Performance Data (each)		
Pump pressure rise	74,83 (837,5)	bar (m)
Pressure rise after valve pressure drop	63,78 (713,8)	bar (m)
Flow margin	10	%
Head margin	10	%
Pump shaft speed	3000	RPM
Pump isentropic efficiency	74,45	%
Pump apparent isentropic efficiency	63,45	%
Pump hydraulic work	324,4	kW
Pump mechanical efficiency	96,89	%
Pump shaft work	334,8	kW
Motor efficiency	95,77	%
Electricity consumption	349,6	kW
2. Boiler Feed Booster Pump		
	None	
3. Condenser C.W. Pump		
Type	Fixed RPM	
Number per ST	2 - 50%	
Number operating	2	

Heat Balance Results		
Suction Side (each)		
Pressure	1,007	bar
Temperature	23,1	C
Mass flow	1934,5	t/h
Enthalpy	96,99	kJ/kg
Density	997,6	kg/m ³
Delivery Side (each)		
Pressure	2,607	bar
Temperature	23,11	C
Mass flow	1934,5	t/h
Enthalpy	97,18	kJ/kg
Performance Data (each)		
Pump pressure rise	1,6 (16,35)	bar (m)
Pressure rise after valve pressure drop	1,6 (16,35)	bar (m)
Flow margin	10	%
Head margin	-6,3	%
Pump shaft speed	750	RPM
Pump isentropic efficiency	85,65	%
Pump apparent isentropic efficiency	85,65	%
Pump hydraulic work	100,6	kW
Pump mechanical efficiency	96,93	%
Pump shaft work	103,8	kW
Motor efficiency	94,65	%
Electricity consumption	109,7	kW
4. Condensate Forwarding Pump		
Type	Fixed RPM	
Number per ST	2 - 100%	
Number operating	1	
Suction Side (each)		
Pressure	0,3791	bar
Temperature	41,15	C
Mass flow	78,25	t/h
Enthalpy	172,2	kJ/kg
Density	991,8	kg/m ³
Delivery Side (each)		

Heat Balance Results		
Pressure	8,012	bar
Temperature	41,25	C
Mass flow	78,25	t/h
Enthalpy	173,3	kJ/kg
Performance Data (each)		
Pump pressure rise	9,019 (92,73)	bar (m)
Pressure rise after valve pressure drop	7,633 (78,48)	bar (m)
Flow margin	10	%
Head margin	10	%
Pump shaft speed	3000	RPM
Pump isentropic efficiency	83,55	%
Pump apparent isentropic efficiency	70,71	%
Pump hydraulic work	23,66	kW
Pump mechanical efficiency	96,93	%
Pump shaft work	24,41	kW
Motor efficiency	92,49	%
Electricity consumption	26,39	kW
5. District Heating Pump		None

PIPES	
Pipe name	Pressure loss
	bar
BLR to HPT	2,40
Main Circulating Water	0,60
FWH 1 Heating	0,05
Deaerator (FWH 2) Heating	0,17
FWH 3 Heating	0,58
* Non-heat balance pipes are shown in PEACE output	