

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID
FACULTAD DE CIENCIAS POLÍTICAS Y
SOCIOLOGÍA



LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EL USO DE LA
BIOMASA PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA
ELÉCTRICA: OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA Y
EXERGÉTICA

MEMORIA PARA OPTAR AL GRADO DE DOCTOR
PRESENTADA POR

Claudio Daniel Míguez Gómez

Bajo la dirección del doctor

Emilio Menéndez Pérez

Madrid, 2013

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID

Instituto Universitario de Ciencias Ambientales



**LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EL USO DE LA BIOMASA
PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA:
OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA Y EXERGÉTICA**

**MEMORIA PARA OPTAR AL GRADO DE DOCTOR
PRESENTADA POR**

Claudio Daniel Míguez Gómez

Director:

Prof. Doctor J.A. Emilio Menéndez Pérez

Madrid, 2012

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID

Instituto Universitario de Ciencias Ambientales



**LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EL USO DE LA BIOMASA
PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA:
OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA Y EXERGÉTICA**

TESIS DOCTORAL

Claudio Daniel Míguez Gómez

Madrid. 2012

Disfruta de tus éxitos lo mismo que de tus planes. Mantén el interés en tu propia carrera por humilde que sea, ella es un verdadero tesoro en el fortuito cambiar de los tiempos.

Del poema DESIDERATA

Quiero dedicar esta Tesis a las personas que más me importan:

A mis padres Claudino y María Esther que me dieron la Vida y me enseñaron como vivirla

A mi esposa Adelina que me enseñó a Amar

A mi hijo Rodrigo que le dio Sentido a todo

AGRADECIMIENTOS

Son muchas las personas que me alentaron a intentar obtener el grado de Doctor como culminación de mi carrera académica y de alguna manera tengo que citarlas a todas, lo que es difícil, porque según el lugar en que las ubique parecerá que unas tienen más trascendencia que otras y eso no es así, todas sois igual de importantes y a todas quiero expresar el mismo agradecimiento. Por eso las iré nombrando en la secuencia en que aparecieron en mi vida:

Mi querido profesor el Ingeniero Jacobo Agrest (q.e.p.d.) que nos enseñaba tanto la materia Combustión en el último año de mi carrera de Ingeniero, como la filosofía de la vida, así como a sus ayudantes, mis amigos los Ingenieros: Eduardo León, Octavio (Fito) Canal y Jorge Ferrer, quienes aún después de 30 años, me siguen dando su amistad y su apoyo permanentemente. Por todos ellos hice de la Energía mi pasión.

Al personal y la dirección del IDAE, de todos y cada uno de mis viejos camaradas tengo que agradecer su ayuda y comprensión en especial a mi amigo el Ingeniero Jesús Pedro García Montes, que además aguanto mis malos ratos cuando se me hacía imposible llegar hasta aquí, y un especial recuerdo al Doctor Ingeniero Ramón Urcelay Azpitarte que nos dejó tan pronto, pero está siempre en mi memoria, para ti también va esto, amigo mío. Al Ingeniero Agustín Aragón Mesa, compañero de trabajos y publicaciones por darme parte de su pasión por las cosas.

Al personal y la dirección de Dalkia S.A. la empresa francesa que me brindó la oportunidad de aprender la técnica de los servicios energéticos y participar en la toma de decisiones de alto nivel en una empresa multinacional, mientras me enamoraba de París.

Al Instituto Universitario de Ciencias Ambientales, en la persona de su Directora la Doctora Ana Yábar Sterling que me alentó hasta el cansancio para que terminara esta Tesis y me brindó su amistad y a su marido, mi amigo Carlos Grezzi que me aguantó tantas tardes contándole mis penas y dudas, a Marivi González una mujer que exhuma alegría a los demás aun cuando su día no sea tan bueno, tu apoyo querida amiga ha sido desinteresado y constante y te lo agradezco de corazón.

A mi Director de Tesis mi amigo el Doctor Ingeniero Emilio Menéndez Pérez, una persona entrañable, por tu ayuda incesante y por ser como eres, te doy las gracias.

Al personal y Dirección de Térmica AFAP, S.A. que me brindaron su Planta para realizar las investigaciones de esta Tesis. En especial a mi amigo el Ingeniero Alfonso Alonso Iglesias que me ayudó en todo lo que pudo y más y con quien compartimos alegrías y pesares en estos años de trabajo incesante, a su mujer Inma que aguantó estoicamente todas las horas en las que le robaba a su marido y que además lleva la administración de la sociedad de manera impecable. A Verónica que es la que pasó esta Tesis a máquina por su desvelo y apoyo. A Jesús López jefe de operación y mantenimiento a Samuel operador y a Jesús Hervás responsable de planificación y todos los demás que me ayudaron permanentemente

A Siemens en especial a Juan Montsant, a Javier Martínez y a Francisco Mendoza por su confianza; a Sodicaman en especial a mi amigo Luis Tejada, a Juan Carlos García y al Doctor Juan Ramón Durán por su constante ánimo y apoyo

INDICE

A – RESUMEN	16
<i>JUSTIFICACIÓN DEL INTERES DE LA INVESTIGACIÓN</i>	16
<i>PLANTEAMIENTO</i>	19
<i>ESQUEMA DE TRABAJO</i>	21
B – EL CONTEXTO ENERGETICO MUNDIAL Y ESPAÑOL	26
<i>INTRODUCCION Y FUENTES DE ENERGÍA PRIMARIA</i>	26
<i>1. LA ELECTRICIDAD EN EL CONTEXTO MUNDIAL</i>	26
1.1 CONSUMO DE ELECTRICIDAD EN EL MUNDO	27
1.2 GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD	28
1.3 EMISIONES DE CO ₂	30
<i>2. EL SISTEMA ELÉCTRICO ESPAÑOL</i>	32
2.1. ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ELÉCTRICO ESPAÑOL	32
2.2. EVOLUCIÓN RECIENTE DEL CONSUMO FINAL DE ELECTRICIDAD	34
2.3. EVOLUCIÓN DE LA DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN BARRAS DE CENTRAL (B.C.)	35
2.4. COBERTURA DE LA DEMANDA	36
<i>3. BALANCES ENERGETICOS</i>	39
3.1. BALANCE DE ENERGÍA DE ESPAÑA	39
3.2 BALANCES ENERGETICOS COMPARADOS	40
3.3 EVOLUCION EN ESPAÑA DESDE 1980 A 2005	41
<i>4. LA CONFIGURACION DE EQUIPO GENERADOR</i>	43
4.1. CARACTERIZACIÓN DEL EQUIPO EXISTENTE	43
<i>5. IMPACTO AMBIENTAL DE LA GENERACIÓN TERMOELECTRICA</i>	46
<i>6. LA EFICIENCIA ENERGÉTICA</i>	49
6.1 PROPUESTAS PARA LA MEJORA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EL LADO DE LA OFERTA	52
<i>7.- EFICIENCIA ENERGETICA EN LA GENERACIÓN</i>	52
7.1 ANALISIS DEL PARQUE DE GENERACION TERMOELÉCTRICO ESPAÑOL	55
7.2. POSIBILIDADES DE AHORROS Y MEJORA DE EFICIENCIA.	60
7.2.1. EN LOS CONSUMOS DE AUXILIARES	61
7.2.2. EN EL PROCESO DE GENERACIÓN	63
C – LA BIOMASA EN LA GENERACIÓN ELECTRICA	70
<i>1. SITUACIÓN DE LA BIOMASA EN EL MUNDO</i>	75
1.1. SITUACIÓN DE LA BIOMASA EN EUROPA	77
<i>2. SITUACIÓN ACTUAL Y PLANES DE DESARROLLO DE LA BIOMASA EN ESPAÑA</i>	83
2.1. NORMATIVA EN ESPAÑA	86

2.2. ANALISIS DE LA EVOLUCIÓN DE LA GENERACIÓN DE ENERGIA CON BIOMASA EN ESPAÑA	91
2.2.1. Integración de las energías renovables en la Red Eléctrica	97
2.2.2. Estabilidad ante transitorios	97
2.2.3. Perturbaciones que afectan a los sistemas de generación.	99
2.2.4. Estabilidad a largo plazo	99
2.2.5 Requerimientos para la generación	100
2.3. PREVISIONES DE EVOLUCIÓN DE LA BIOMASA PARA GENERACIÓN ELECTRICA	101
3.- METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE EFICIENCIA ENERGETICA Y EXERGÉTICA DE LAS PLANTAS DE GENERACION TERMoeLECTRICA.	110
3.1- FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS	110
3.1.1. Definiciones básicas	110
3.1.2. Primera Ley de la Termodinámica, balance de energía	112
3.1.3 La Segunda Ley de la Termodinámica	113
3.1.4 Entropía	116
3.1.5 Volumen de control	118
3.1.6 Ambiente de referencia. Estado muerto o punto muerto	120
3.1.7 Exergía	121
3.1.8. Eficiencia de la segunda ley: Eficiencia exergética	126
3.1.9. Diagrama de calidad de la energía	127
3.2. PRINCIPIOS DE COMBUSTIÓN	138
3.2.1 Composición y Combustión de la biomasa	138
A).- Composición	138
B). Química de la Combustión de los sólidos	141
C). Principios de la combustión de la biomasa	151
d) Sistemas de combustión	155
DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS DE COMBUSTION QUE SE PUEDEN EMPLEAR.	156
D.1.Tecnología de combustión de partículas	157
D.2. Modelos Comerciales	158
3.2.2 Gasificación de la biomasa	165
A) Predicción de la composición del gas	173
B) Eficiencia del gasificador	174
C) Contenido de humedad del combustible	177
D) Tamaño de las partículas y distribución por tamaño	178
E) Densidad aparente del combustible	179
3.3. REVISION DE LA LITERATURA SOBRE LA INFLUENCIA DE LA COMPOSICIÓN DE LA BIOMASA EN LA FORMACIÓN DE CENIZAS, LA ESCORIFICACIÓN, Y LA CORROSIÓN.	182
A.- El Comportamiento de los componentes inorgánicos de la biomasa a temperaturas elevadas en los sistemas de combustión	198

B - El impacto de las cenizas de la biomasa en la corrosión de los tubos de la caldera y en el Desgaste por erosión y abrasión de componentes de la caldera y otros equipos.	205
C.- Contenido de cenizas y composición química de las cenizas en la gasificación	213
D- Mecanismo de catalizador en la gasificación de biomasa	218
4. METODOLOGIA DEL ANALISIS ENERGETICO Y EXERGETICO	221
A.)Balances de energía, materia y exergía.	225
B.)Eficiencia exergética	225
C.)Ecuaciones generales de equilibrio	226
D.) Análisis exergético	229
D - LA OPERACION DE UNA PLANTA DE BIOMASA UN CASO DE ESTUDIO	237
1. DESCRIPCION DE LA PLANTA EN ESTUDIO	238
1.1 DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES	238
1.2. Ciclo termodinámico de la planta	239
1.3. Datos de equipos principales	241
A. INSTALACIÓN DE TRITURACIÓN Y MOLIENDA DE RESIDUOS	241
A.1. Características de los combustibles	243
B.INSTALACIÓN DE GENERACIÓN DE VAPOR	244
C.- TURBOGENERADOR Y SISTEMA DE CONDENSACIÓN	248
D.- TRATAMIENTO DE AGUA DE ALIMENTACIÓN	251
E.- TORRES DE REFRIGERACIÓN	252
F.- INSTALACIÓN ELÉCTRICA	253
G. - ESTACIÓN RECEPTORA DE GAS NATURAL	254
1.4. Datos de proceso	255
1.5. EVALUACION DE LOS RESULTADOS DE EXPLOTACIÓN DESDE 2004 a 2007	256
2. JUSTIFICACIÓN DEL CAMBIO DE LA CALDERA ACTUAL	258
2.1. TECNOLOGIAS DISPONIBLES PARA LA NUEVA CALDERA.	262
2.2. COMPARACIÓN ENTRE LOS SISTEMAS DE COMBUSTION POSIBLES	263
A) HORNOS DE PARRILLA FIJA	263
B) HORNOS DE PARRILLA MECANICA	264
c) HORNOS GASIFICADORES	264
D) LECHO FLUIDO	265
E) CAMARA TORSIONAL	265
2.3. ELEMENTOS PRINCIPALES DE LA NUEVA INSTALACIÓN	266
2.3.1. Datos de proceso	267
2.3.2. Características de la caldera y equipos asociados	268
2.3.3- Prestaciones esperadas	281
3. SOLUCIONES APORTADAS PARA LA OPERACIÓN DE LA PLANTA	284
3.1- DESGASTE DE TUBOS DE SOBRECALENTADORES	311

3.2 -DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DEL SINIESTRO OCURRIDO EN EL SOBRECALENTADOR	312
4. EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS DE EXPLOTACIÓN DE LA NUEVA CALDERA	316
5. ANALISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE LA PLANTA	331
5.1 DESCRIPCIÓN DE LA CENTRAL Y DE SU CICLO DE VAPOR	332
5.2 OBTENCIÓN DE DATOS	334
5.3 ESPECIFICACIONES DE LOS VOLUMENES DE CONTROL	335
5.4 DEFINICIÓN DEL AMBIENTE DE REFERENCIA	337
5.5 IDEALIZACIONES	337
5.6 ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO CON LOS DATOS DE DISEÑO	337
5.7. ANÁLISIS CON LOS DATOS DE OPERACIÓN	348
E.- CONCLUSIONES	363
BIBLIOGRAFÍA	374
ANEXO:	388

SIMBOLOS

Mayúsculas

U energía interna

Ex exergía

W trabajo

M masa

Minúsculas

m flujo de masa

h entalpía

s entropía

ex exergía específica

Abreviaturas

IDAE Instituto para la diversificación y Ahorro de la energía

PIB Producto interior bruto

CNE Comisión nacional de la Energía

Elementos y compuestos Químicos

CO₂ Dióxido de carbono

SO₂ Dióxido de azufre

NO_x Óxidos de Nitrógeno

GEI Gases de efecto invernadero

CH₄ Metano

N₂O Oxido de nitrógeno

CFC clorofluorocarbonos

SF₆ Hexafluoruro de azufre

H₂O agua

C₆H₁₂O₆ fórmula molecular de la glucosa

C Carbono

H Hidrógeno

O Oxígeno

N Nitrógeno

S Azufre

Si Silicio

Al Aluminio

Ca Calcio
K Potasio
Mg Magnesio
Na Sodio
P Fosforo
Fe Hierro
Mn Manganeseo
Cu Cobre
Zn Zinc
Co Cobalto
Mo Molibdeno
As Arsénico
Ni Níquel
Cr Cromo
Pb plomo
Cd Cadmio
V Vanadio
Hg Mercurio
FeCl₂ Cloruro ferroso
SO₄K₂ Sulfato potásico
CaO Oxido de calcio
MgO Oxido de Magnesio
CaCO₃ Carbonato de calcio
MgCO₃ Carbonato de magnesio
Li Litio
Rb Rubidio
Cs Cesio

Índice figuras

Figura 1. Evolución del consumo neto de electricidad en el mundo	27
Figura 2. Evolución del precio del barril de petróleo a valores nominales y constantes de 2006	28
Figura 3. Evolución de la potencia eléctrica instalada	29
Figura 4. Evolución de la producción de electricidad y previsión 2030	29
Figura 5. Participación de las distintas energías en la producción de electricidad	30
Figura 6. Evolución de las emisiones de CO ₂ en el mundo. Previsiones a 2030	31
Figura 7. Crecimiento de las Emisiones de CO ₂ por regiones.	31
Figura 8. Evolución del consumo final de electricidad de España y la UE-25	34
Figura 9. Evolución de la demanda de energía eléctrica en b.c. a nivel peninsular	36
Figura 10. Desglose por tecnología de la curva de carga para el día de la punta de demanda del invierno 2005-2006	38
Figura 11. Senda de incorporación de potencia en CCGT (MW) y penetración respecto a potencia total del RO	46
Figura 12. Emisiones procedentes de las GIC durante 2005	47
Figura 13. Emisiones previstas para los ciclos combinados	48
Figura 14. Evolución de las emisiones de GEI en España. Fuente: CCOO	49
Figura 15. Esquema de un sistema Energético	50
Figura 16. Evolución del Balance de potencia instalada (MW)	56
Figura 17. Evolución anual de la cobertura de la demanda de energía eléctrica (GWh)	57
Figura 18. evolución de la generación de electricidad del 1971 al 2005	58
Figura 19 Esquema básico en bloques de una central termoeléctrica	61
Figura 20. Variación del rendimiento eléctrico de las turbinas de vapor	64
Figura 21. Variación del Consumo específico debido al desarrollo en 30 años	65
Figura 22 sección de la turbina modernizada	66
Figura 23 Sistema de producción de Energía Eléctrica a partir de Biomasa y el ciclo del CO ₂	73
Figura 24: Evolución de la producción eléctrica mundial con biomasa, biogás y residuos.	77
Figura 25. Producción de energía primaria y producción bruta de electricidad a partir de biomasa sólida en la Unión Europea en 2009. Fuente EurObserv'ER	80
Figura 26 Estructura de producción eléctrica 2010. Fuente (IDAE 2011)	84
Figura 27. Contribución al PIB de la Biomasa eléctrica. Fuente Deloitte 2009	86
Figura 28 Variación de la cantidad total de instalaciones año a año	93
Figura 29 Variación de la potencia instalada anualmente	93
Figura 30 Energía vendida anualmente a la red por el conjunto de instalaciones	94
Figura 31 horas medias de operación anuales	95
Figura 32 horas de operación media por subgrupo	96
Figura 33 - Requerimiento para la generación gestionable frente a demanda y producción	100
Figura 34 datos de distribución de costes de transporte	107
Figura 35 Sistema cerrado combinado con el medio ambiente	122
Figura 36 Análisis de un proceso en el que hay reacción química.	123
Figura 37 Cambio de exergía en un sistema abierto	125
Figura 38 etapas de la combustión de un sólido Mikko Hupa (2008)	142
Figura 39 El proceso de la combustión de la biomasa (Obernberger et al, 2004)	154
Figura 40 Illustration of burner air staging (Paulrud, 2004)	157
Figure 41: Coen DAZ (Dual Air Zone) Burner	159
Figura 42 vista y alzado de cámara torsional	162
Figura 43 remodelación de la cámara torsional en el diagrama utilizado de la caldera	163
Figura 44 Gasificador de corriente ascendente o tiro directo	168
Figura 45 Proceso de gasificación Fuente Mikko Hupa 2007	169
Figura 46 esquema de gasificación. Fuente Bo Leckner 2008	170
F	176

Figura 48 Cambio estimado de la composición del gas de madera en función de la temperatura de salida del gas (pérdidas por calor sensible)	177
Figure 49 Mecanismos implicados en la formación de ceniza (Biedermann & Obernberger, 2005)	191
Figura 50 Ilustración esquemática de la circulación de cloro en entornos de oxidantes.	196
Figura 51 Ilustración esquemática del destino del material inorgánico de los combustibles sólidos durante el proceso de combustión. (Baxter, 1993)	201
Figura 52 los principios del mecanismo de corrosión denominada 'oxidación activa' (Riedl et al, 1999).	208
Figura 53 Tasas de corrosión de materiales de las probetas de tubos de caldera expuestos a los gases de combustión de paja, respecto a la temperatura del metal. (Henricksen et al. 2002).	211
Figura 54 Composición y formación de las cenizas (Obernberger et al, 2004)	217
Figura 55 Sistema frontera y medioambiente fuente (Moran et al 1994)	222
Figura 56 Interacciones posibles entre un sistema y el ambiente de referencia Fuente Guallar J., Valero A.	223
Figura 57 esquema de una central termoeléctrica y sus volúmenes de control. Fuente (Ganapathy T.et al, 2009)	226
Figura 58. Esquema de principio de la planta en estudio	229
Figura 59 Economizador de la nueva caldera. Fuente esquema de caldera nueva	233
Figura 60 Esquema del subsistema S1 de la planta en estudio	234
Figura 61 Esquema del subsistema S2 de la planta en estudio	235
Figura 62 Diagrama de proceso de la central de TÉRMICA AFAP	240
Figura 63 balance de masas y energías	241
Figura 64 evolución de generación eléctrica y facturación	258
Figura 65 vista y alzado de cámara torsional	274
Figura 66 corte de la caldera original marca Vulcano donde se indica el recorrido y alcance de la llama. (Fuente elaboración propia)	285
Figura 67 Esquemas del diseño a tresbolillo y de tubos paralelos	287
Figura 68 Esquema ilustrativo de la protección de los tubos con ángulo	290
Figura 69 Aparición de daño en la microestructura.	315
Figura 70 Influencia de la constitución de fases y el tiempo de rotura para un acero Cr-Mo	316
Figura 71 corte de la nueva caldera indicando el recorrido de gases y la zona de sobrecalentadores	326
Figura 72 Diagrama esquemático del ciclo de vapor de la central termoeléctrica estudiada.	333
Figura 73 Diagrama esquemático de la caldera	333
Figura 74 Diagrama de Temperatura Entropía del ciclo de vapor de la central	334
Figura 60 Esquema del subsistema S1 de la planta en estudio	336
Figura 61 Esquema del subsistema S2 de la planta en estudio	336
Figura 75 diagrama de calidad gasógenos	360
Figura 76 diagrama de calidad para biomasa pulverizada	361
Figura 77 granulometrías del serrin	389
Figura 78 cortes de la nueva caldera	390
Figura 79 cortes de la nueva caldera II	391
Figura 80 corte de la caldera Vulcano	392

Índice tablas

Tabla 1. Balance anual de energía eléctrica	39
Tabla 2. Balance anual de energía eléctrica comparado	40
Tabla.3. Evolución del Balance anual de energía eléctrica Español	41
Tabla 4. Cobertura de la demanda. Horizonte 2030. Escenario de Referencia	42
Tabla 5 Caracterización del Equipo Generador	43
Tabla 6 Centrales de producción	59
Tabla 7 evolución de los autoconsumos en generación	60
Tabla 8 consumo de auxiliares.....	62
Tabla 9: Evolución de la producción eléctrica mundial con biomasa, biogás y residuos.....	76
Tabla 10. Producción de energía primaria a partir de biomasa sólida en la Unión Europea en 2008 y en 2009* (en Mtep)	78
Fuente: EurObserv'ER Solid Biomass Barometer 2010	78
Tabla 11. Producción bruta de electricidad a partir de biomasa sólida en la Unión Europea en 2008 y en 2009* (en TWh)	79
Tabla 12 Resumen de residuos generados en España Fuente Fuertes A. 2009	85
Tabla 13 Datos de la generación eléctrica con biomasa. Fuente elaboración propia a partir de la encuesta realizada por el IDAE 2009.....	86
Tabla 14. Retribuciones del RD 661/2007 Actualizadas a 2011 Se considera solo la retribución en los primeros 15 años, Fuente elaboración propia con base en datos del MICYT	91
Tabla 15 estudio sector biomasa 2009	92
Tabla 16 detalle de la evolución de la generación eléctrica a partir de biomasa	92
Tabla 17 horas de operación media desagregada por subgrupo	95
Tabla 18- Tipos de centrales, máquinas eléctricas, disponibilidad y velocidad de respuesta.	99
Fuente: elaboración propia	99
Tabla 19: Objetivos 2010,2015 y 2020 del plan de energías renovables 2011-2020 en el sector eléctrico (potencia instalada, generación bruta sin normalizar y generación bruta normalizada), Fuente PER 2011 2020	102
Tabla 20: Objetivos en Potencia Instalada para 2020 Fuente PER 2011 2020	103
Tabla 21: Objetivos energía generada para 2020 Fuente PER 2011 2020.....	103
Tabla 22: Biomasa potencial vs Biomasa necesaria para cumplimiento de objetivos (t/a) Fuente PER 2011 2020	104
Tabla 23. Parámetros de base para el cálculo de viabilidad de una planta de Biomasa. Fuente IDAE.....	105
Tabla 24 Dependencia de la temperatura respecto a la constante de equilibrio agua-gas	173
Tabla 25 Composición del gas procedente de gasificadores comerciales de madera y carbón vegetal	174
Tabla 26. Especificación de materiales inorgánicos en las biomásas vegetales, de acuerdo a las clases denominadas: "soluble en agua", orgánicamente relacionadas"y"precipitado" denominadas clases. (Korbee et al., Marschner, 1997).....	185
Tabla 27 composición típica de biomásas	186
Tabla 28 Caracterización Física y Química de la Biomasa Inicial	187
Tabla 29 características físicas y químicas de la biomasa como combustible y sus efectos en la co-combustión.....	188
Tabla 30 Temperaturas de fusión/eutéctica para compuestos puros y mezclas binarias ricos en cloruro, presentes en los depósitos de cenizas de biomasa y más relevantes en las reacciones de corrosión asociada. (Nielsen et al., 2000).....	206
Tabla 31 Formación de escoria de residuos agrícolas en un pequeño gasificador de laboratorio de tiro invertido Jenkins, (1980)	216
Tabla 32 valores estándar de entalpía y exergía de varias sustancias. Fuente Cengel y Boyles 2006.....	228
(*) Estos valores se han obtenido de las otras fuentes citadas	228
Tabla 33 Datos de generación energéticos y de facturación de Termica AFAP	257
Tabla 34 datos técnicos de la caldera	268
Tabla 35 calidad del agua de alimentación de caldera	271
Tabla 36 pruebas de contenido de cenizas.....	306

Tabla 37 análisis de las biomasa utilizadas en las pruebas.....	307
Tabla 38 analítica de las cenizas en dos puntos clave gasógeno y economizador	308
Tabla 39 temperaturas de fusibilidad de las cenizas en el gasógeno	309
Tabla 40 distribución de los diámetros medios de las escorias resultantes.....	309
Tabla 41 resultados de explotación en el período 2009/2010	317
Tabla 42 resultados de explotación en el período 2010/2011	318
Tabla 43 resultados de la explotación y disponibilidad	318
Tabla 44 curva de carga de un día en 2010	320
Tabla 45 Curva de carga de un día en 2011.....	320
Tabla 46 Parámetros anuales de explotación	321
Tabla 47 Producciones anuales en MWh.....	321
Tabla 48 Tarifas y primas por subgrupo para 2011(Hibridación)	324
Tabla 49 precios medios anuales de venta de energía	324
Tabla 50 Medidas de espesores de tubos (mm)	327
Tabla 51 Dispersión de medidas	328
Tabla 52 Medidas de espesores de tubos (mm)	329
Tabla 53 Dispersión de medidas	330
Tabla 54 Entalpía estándar y exergía estándar de varias sustancias. Fuente Cengel Y, et al 2006	336
Tabla 55 Peso molecular y entalpías de los componentes de la ceniza. Fuentes Eisermann W, et al 1980 y	
(*) (Woods T., et al 1987)	336
Tabla 56 Entropía estándar de los constituyentes de la ceniza. Fuentes Eisermann W. et al 1980 y (*) Woods T. y Garrels R. 1987	340
Tabla 57 cálculos de combustión.....	350
Tabla 58 Cálculos de combustión II	352
Tabla 59 balances de energía I	354
Tabla 60 balances de energía II	356
Tabla 61 balances de energía III	359
Tabla 64 límites de emisiones.....	388
Tabla 65	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 66. Summary of quantitative performance data of described individual plants. Fuente: Van den Broek , R. et al 1995.....	403

Índice fotos

Foto 1. Descarga del camión de transporte en la planta	108
Foto 2. Transporte por ferrocarril en el norte de Europa. Fuente: European Climate Foundation	109
Foto 3 cámara torsional.....	163
Foto 4 Trituradora y cinta de salida	242
Foto 5 Alimentación tolva mediante pala para molinos.....	243
Foto 6 Silos de almacenamiento de serrín	243
Foto 7 triturado de madera.....	244
Foto 8 serrín de fabricas.....	244
Foto 9 Alimentador serrín a caldera.....	245
Foto 10 Vista general de caldera y sistema de depuración	247
Foto 11 Quemador de la caldera	247
Foto 12 Quemador con doble recirculación de aire (Coen)	248
Foto 13 Frente del quemador de doble zona de aire: Coen DAZ	248
Foto 14 Vista de la Turbina.....	249
Foto 15 Turbina abierta en revisión	249
Foto 16 Depósitos de agua	252
Foto 17 Torres de refrigeración.....	253

Foto 18 Transformador de salida.....	254
Foto 19 Acometida de gas a Caldera	255
Foto 20 cenizas depositadas en el hogar	260
Foto 21 Estado de ensuciamiento del Sobrecalentador	260
Foto 22 vista de la caldera actual y los silos de alimentación.....	261
Foto 23 parque de almacenamiento actual	269
Foto 24 ejemplo de silos a construir	271
Foto 25 partículas incandescentes saliendo del sobrecalentador. (Fuente elaboración propia)	286
Foto 26 haces de sobrecalentador con incrustaciones.....	286
Foto 27 rotura de tubo por desprendimiento en capas.....	288
Fotos 28 reportaje fotográfico de elaboración propia del fallo y desgaste en tubos del sobrecalentador.	290
Foto 29 Nuevo sobrecalentador vista superior y frontal	291
Foto 30 Vista de la llama del quemador Coen	293
Foto 31 Vista frontal de la cámara de combustión torsional	294
Foto 32 vista en corte de la nueva caldera.....	295
Foto 33 vista de los platos inferiores de un gasógeno que hacen de parrilla y de extracción de cenizas	295
Foto 34 vista y esquema de uno de los gasógenos	297
Foto 35 camaras torsionales de serrin y de los gasogenos	298
Foto 36 Camaras torsionales y corte de la misma.....	298
Foto 37 triturador nuevo	299
Foto 38 sistema de tratamiento de la biomasa	300
Foto 39 vista exterior del almacén de combustible tratado y su sistema de alimentación	301
Foto 40 vista interior del almacén	301
Foto 41 vistas de las salidas de material hacia los transportadores.....	302
Foto 42 sistema de tratamiento de gases	303
Foto 43 trozos de escoria de la parrilla de los gasógenos.....	303
Foto 44 Platos de la parrilla de un gasógeno antes y después de la abrasión por escorias	304
Foto 45 Reportaje fotográfico de las cenizas obtenidas en diferentes zonas de la caldera	311
Foto 46 Detalles del sobrecalentador dañado	313
Foto 47 Detalle de roturas de los tubos de sobrecalentador	313
Foto 48 Detalle de uno de los colectores del sobrecalentador.....	314
Foto 49 Podas y Cepas de Sarmientos	322
Foto 50 Podas de monte de pinos	322
Foto 51 Troncos no maderables de pino con corteza	323
Foto 52 Palets.....	323
Foto 53 Sobrecalentador inferior	327
Foto 54 Sobrecalentador superior.....	329

A – RESUMEN

JUSTIFICACIÓN DEL INTERES DE LA INVESTIGACIÓN

La Biomasa se define como el conjunto de la materia orgánica, de origen vegetal o animal, así como aquellos materiales que proceden de su transformación natural o artificial. Incluyéndose específicamente, los residuos procedentes de las actividades agrícolas, ganaderas y forestales, los cultivos energéticos, y los residuos de las industrias agroalimentarias, del papel y de la transformación de la madera.

Desde el punto de vista del aprovechamiento energético, la biomasa es una solución que contribuye a cubrir necesidades energéticas de una forma sostenible. La Biomasa se caracteriza por tener un bajo contenido en carbón y un elevado contenido en oxígeno y en compuestos volátiles. Los compuestos volátiles, con presencia de dióxido de carbono, monóxido de carbono e hidrógeno, son los que concentran una gran parte del poder calorífico de la biomasa. Su poder calorífico depende mucho del tipo de biomasa considerada y de su contenido de humedad. Estas características, junto con el bajo contenido en azufre, la convierten en un producto especialmente atractivo para ser aprovechado energéticamente.

Es importante destacar también el aspecto ambiental de la biomasa. Su aprovechamiento energético no contribuye a aumentar el efecto invernadero ya que el balance de emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera es neutro. En efecto, el dióxido de carbono generado en la combustión de la biomasa es reabsorbido mediante la fotosíntesis en el crecimiento de las plantas necesarias para su producción y, por tanto, no incrementa la cantidad de CO₂ presente en la atmósfera. Por el contrario, en el caso de los combustibles fósiles, el carbono que se libera a la atmósfera es el que se ha fijado en la tierra durante miles de años.

Las emisiones de SO_x y NO_x son también sustancialmente inferiores en la mayoría de las biomásas a los de los tradicionales combustibles fósiles.

Por otro lado aquellas industrias cuyo producto residual es algún tipo de biomasa pueden tener la capacidad de utilizarla para generar electricidad en exceso o para su propia demanda, con el aprovechamiento energético de ese subproducto residual como combustible en vez de enviarlo a un vertedero.

En todo caso se debe tener en cuenta que para maximizar la rentabilidad y extraer la energía disponible de forma más económica es necesario como en todo proceso productivo asegurar una alta eficiencia, elevada disponibilidad y fiabilidad en los sistemas de combustión y recuperación de energía.

Las calderas de combustión de biomasa o combustibles asimilables a esta, hoy día, pueden obtener eficiencias superiores al 86% sobre PCI (Poder calorífico inferior). Se utilizan presiones de vapor de más de 30 bares y temperaturas del orden de los 450°C. El proceso más utilizado es el del ciclo Rankine aunque existen instalaciones con gasificación de biomasa para su posterior aprovechamiento en motores de combustión interna.

Según el informe de la Asociación de Productores de Energías Renovables (APPA), en nuestro país hasta el año 2009 había ya en operación, 41 plantas de generación de energía eléctrica que utilizan biomasa como energía primaria con una potencia instalada de 440 MW.

En los próximos cuatro años según el estudio realizado por Alimarket está planificada la construcción de 27 plantas nuevas con una potencia total a instalar de 327,10 MW.

Como se ha planteado en el trabajo realizado para la obtención del DEA, la tecnología utilizada para el proceso en este tipo de Plantas les permite alcanzar una vida útil de más de 30 años, y en ese período al igual que otras plantas que utilizan el mismo tipo de equipos, son susceptibles de incorporar mejoras en su eficiencia derivadas de los avances tecnológicos que se produzcan.

En el trabajo realizado para la obtención del DEA se ha visto que las plantas de carbón existentes en nuestro país, que utilizan el mismo proceso, son susceptibles de mejoras en su eficiencia, presentándose numerosos estudios realizados sobre plantas para ese combustible.

Dado que en el mundo desarrollado se ha prescindido de la utilización de la biomasa para la generación de energía, desde hace ya más de 60 años, tampoco se han realizado trabajos específicos de investigación sobre este tema. Por lo que se echa en falta en la bibliografía referencias de la optimización de la generación eléctrica con biomasa.

En el diseño de nuevas plantas se utilizan conceptos propios de las centrales termoeléctricas convencionales y una serie de conocimientos sobre el manejo y preparación de la biomasa extrapolados de otros sectores donde esta se utiliza para otros fines, esta combinación de actuaciones han venido a dar lugar a numerosos problemas operacionales, en algunos casos irresolubles y en todos una disminución considerable de los rendimientos esperados tanto técnicos como económicos.

Se hace imprescindible realizar investigaciones sobre plantas existentes de tamaño industrial, para obtener información relevante sobre las problemáticas propias de la utilización de la biomasa para la generación de energía eléctrica. Proponer soluciones, aplicarlas y analizar los resultados, para definir herramientas que permitan determinar de forma predecible la eficiencia y la disponibilidad de estas plantas y que estas predicciones se cumplan durante la operación de las mismas.

Para esta tesis se cuenta con la disponibilidad de la planta de biomasa de Térmica AFAP S.A. que tiene una potencia eléctrica de 7,8 MW, utiliza residuos de industrias forestales como combustible y está ubicada en Villacañas (TOLEDO), para que se utilice como planta de estudio.

La oportunidad de contar con una planta en funcionamiento, para analizar su explotación durante un período prolongado de tiempo, relevando los problemas que se presenten en ese período, determinar las causas de los mismos y elaborar las soluciones adecuadas que permitan mejorar los diseños de próximas plantas, es una ocasión que debe

ser aprovechada en aras de acrecentar el conocimiento necesario para que se desarrollen nuevas instalaciones de este tipo con seguridad, alta disponibilidad y eficiencia, de modo que se incremente el número de plantas que utilizan biomasa , con la consiguiente aportación a la mejora del medioambiente y a la seguridad del suministro eléctrico.

PLANTEAMIENTO

El propósito de esta investigación es estudiar y analizar el comportamiento durante un período prolongado, de la operación de la planta de biomasa que se tiene disponible, ver cuáles son los problemas que se presentan, proponer soluciones y analizar los resultados que se obtengan.

Como objetivo de esta investigación se tratará de dar respuesta a los siguientes puntos:

- La necesidad y posibilidad de incrementar la eficiencia en el proceso de generación de energía eléctrica a partir de las centrales existentes de carbón en España como método de disminución de emisiones de efecto invernadero. Como avance a la aplicación de criterios similares en plantas de biomasa dado que en su ciclo termodinámico es asimilable a las anteriores así como sus equipos y procesos auxiliares.
- Determinar que las horas reales de operación del parque de centrales de generación de energía eléctrica a partir de biomasa son menores que las esperadas en los estudios de viabilidad realizados antes de su implantación.
- Plantear la necesidad de cambio de los sistemas de transporte de la biomasa que en nuestro país se realiza por carretera y en camión, a un sistema modal con el desarrollo del transporte por ferrocarril que permitiría bajar los costes de transporte y aumentar las distancias desde donde se pueda traer el suministro de forma económicamente rentable.
- Verificar la posibilidad de utilizar en una misma planta distintos tipos de biomasa de forma conjunta y/o separada lo que redundaría en aumentar las horas de explotación al máximo técnico posible y no parar por falta de combustible.
- Analizar las consecuencias de utilizar biomasa como combustible en la formación de cenizas la escoriación de las mismas y la acción de estas más el

cloro incluido en ellas o liberado en los gases de combustión sobre la corrosión y la abrasión de los equipos la formación de elevado nivel de incrustaciones como fuente real de las restricciones a la disponibilidad de la planta en lo que a horas de explotación se refiere.

- Sobre la planta en estudio analizar sus problemas de operación ver si están relacionados con los puntos anteriores y buscar las soluciones en la bibliografía reseñada y comentar sus resultados.
- Sobre la planta en estudio analizar por medio del método energético y exergético donde se encuentran sus irreversibilidades y proponer los cambios necesarios para disminuirlas.
- En base a los resultados obtenidos después de alcanzar los objetivos previstos, determinar el tamaño mínimo que deberían tenerse en cuenta para el diseño de una Planta de biomasa

Se pretende asimismo comprobar o invalidar una serie de afirmaciones que existen en el sector de la biomasa eléctrica, al puro estilo de las leyendas urbanas, que se establecen como un dogma, pero que en realidad no se encuentran respaldadas por resultados de análisis científico-académico alguno.

Se pueden mencionar entre estas las siguientes:

- ✓ Las horas de operación están limitadas únicamente por la disponibilidad de la biomasa.
- ✓ El coste del transporte limita la distancia desde donde se puede obtener el recurso.
- ✓ La disponibilidad de una planta de biomasa es del 90% u 8.000hs de operación anuales.
- ✓ Es preferible hacer plantas de pequeño tamaño para que se asegure una disponibilidad elevada ya que el recurso necesario es menor.
- ✓ La gasificación tiene sentido únicamente para aplicarla a motores de combustión interna de potencia menor de 2 MW.

Se realizará un análisis energético y exergético de la planta en estudio a partir los datos obtenidos en campo, a partir del esquema de proceso y de los parámetros medidos,

aplicando las herramientas de análisis energético y exergético que permitan determinar las mejoras de eficiencia energética que sean posibles de implementar en el estado actual de la planta determinando asimismo aquellas irreversibilidades que puedan ser disminuidas bien en el diseño original como en la planta actual.

De igual forma se tomarán datos de campo sobre los componentes de la biomasa, los gases de combustión y las cenizas, tratando de evaluar su influencia en la velocidad y condiciones de corrosión, abrasión y/o desgaste de los tubos y otros equipos de la caldera para determinar la elección de los mejores materiales para las condiciones a las que estarán expuestos

Con los resultados obtenidos se confeccionarán una serie de conclusiones que en su conjunto formen parte de las recomendaciones específicas para el diseño apropiado de este tipo de instalaciones configurando una valiosa aportación para el desarrollo seguro de nuevas plantas de biomasa, partiendo de parámetros extrapolados de los datos reales de explotación obtenidos en campo.

ESQUEMA DE TRABAJO

La memoria resultante de esta investigación se ha estructurado en un resumen y cuatro capítulos principales, que van desarrollando el contexto desde la visión del conjunto de la problemática de la energía eléctrica dentro del sector energético, hasta centrarse en el análisis de una planta concreta de generación eléctrica a partir de biomasa, detallando los trabajos de investigación realizados ante los problemas operacionales que se fueron presentando y evaluando sus resultados, para, en el capítulo final detallar las conclusiones que se han alcanzado y proponiendo nuevos campos de investigación. Al final de estos capítulos se lista de forma detallada la bibliografía citada en los mismos y se acompaña de una serie de anexos. A continuación, se presenta un breve resumen de los contenidos de cada capítulo.

A.- RESUMEN

En esta introducción se da al lector una visión de la necesidad realizar trabajos de investigación en el campo de la generación eléctrica a partir de biomasa, en especial a nivel nacional, indicando la potencialidad de la biomasa hoy día lo que se desarrolla hacia el futuro en los capítulos siguientes, así como también se indican aquellas lagunas que existen en el conocimiento sobre este campo, parte de las cuales trata de responder a lo largo de este trabajo de investigación.

Del mismo modo, se anuncian el propósito y los objetivos de la investigación, para finalmente explicar la estructura de la tesis doctoral.

B.- EL CONTEXTO ENERGÉTICO MUNDIAL Y ESPAÑOL

Este capítulo introduce al lector en el sector eléctrico mundial a través de las magnitudes más representativas del mismo para luego presentar de igual manera el sistema eléctrico español, la conformación del parque de generación y su impacto medioambiental, para demostrar finalmente que existe la posibilidad de actuar en la mejora de la eficiencia en la producción de energía eléctrica como una forma de mitigar su impacto medioambiental.

En este capítulo las tablas y figuras corresponden a los años en los que fueron escritas y su inclusión en este trabajo no tiene otro sentido más que el de señalar tendencias y comparaciones entre los datos presentados, No se han actualizado ya que su uso es únicamente para información cualitativa.

Aquí conviene aclarar lo que ya se afirmó precedentemente sobre la similitud de los procesos de transformación energéticos sea tanto el combustible carbón como biomasa, por lo que, si bien la biomasa se considera neutra a efectos de emisiones de CO₂, esto no debe ser un limitante, sino todo lo contrario, para que los procesos sean lo más eficientes que sea posible, utilizando las bases que sean viables aplicar de lo dicho para las centrales de carbón.

C.- LA BIOMASA EN LA GENERACIÓN ELECTRICA

Este capítulo se divide a su vez en cuatro puntos principales en los que se realiza una exhaustiva revisión bibliográfica, desarrollando en algunos de ellos un análisis de aplicación a los objetivos de esta Tesis.

Como ocurre en el punto 2. SITUACIÓN ACTUAL Y PLANES DE DESARROLLO DE LA BIOMASA EN ESPAÑA, donde a partir de los datos de un estudio del sector de la biomasa realizado por IDAE, así como de datos de la CNE y del PER 2011 2020 se realiza un análisis del desarrollo de la biomasa eléctrica en España, se calculan las horas de operación medias anuales, y las horas medias por tipo de biomasa. Se analizan las previsiones de evolución de la biomasa en España, se calcula la potencia que se podría instalar con los recursos puestos de manifiesto en el PER 2011-2020. Por último se realiza una comparativa de los costes de transporte y su influencia en el precio final de la biomasa puesta a pie de planta.

En el punto 3. METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE EFICIENCIA ENERGETICA Y EXERGÉTICA DE LAS PLANTAS DE GENERACION TERMOELECTRICA. Se define el diagrama de calidad de la energía, que nos indica la cantidad de energía que puede ser idealmente convertida en trabajo a una temperatura determinada y así mismo al graficar la cantidad de energía realmente aprovechada en un proceso irreversible, obtener el nivel de pérdida de energía resultante de la irreversibilidad del proceso.

Se presentan las bases y principios sobre las que luego se analizarán los procesos y los resultados de explotación de la Planta en estudio, se presentan las bases del sistema de gasificación finalmente utilizado en la planta.

Se realiza una profunda revisión bibliográfica sobre la influencia de la biomasa en la formación de cenizas, escorias y corrosión en las calderas, se analizan sus causas y las medidas experimentales desarrolladas en laboratorio o plantas piloto y que luego se llevaron a la práctica a escala real en la planta en estudio.

Por último en el punto 4. METODOLOGIA DEL ANALISIS ENERGETICO Y EXERGETICO se justifica la utilización de este tipo de análisis para evaluar la eficiencia de las Plantas de proceso y detectar los sitios donde se pueden aplicar medidas de disminución de las

irreversibilidades y de qué tipo de medidas se trata, se plantean de forma general las ecuaciones que se utilizarán en la planta en estudio.

D. LA OPERACIÓN DE UNA PLANTA DE BIOMASA UN CASO DE ESTUDIO:

En este capítulo se presenta el seguimiento, estudio y análisis de la operación así como los resultados de explotación obtenidos durante seis años sobre una planta real de generación de energía eléctrica que utiliza biomasa como combustible.

Se comienza presentando la planta en cuestión, describiendo en detalle sus instalaciones, su ciclo termodinámico, balance de masas y energías, características de los combustibles, sus equipos principales y auxiliares y se realiza una primera evaluación de los resultados de explotación durante los primeros cuatro años y la justificación de la necesidad de modificar el diseño de la planta.

Se justifica el cambio de la caldera y otros equipos auxiliares y se realiza un análisis de los sistemas más adecuados a incorporar y se detallan las prestaciones esperadas una vez realizada la modificación de la planta.

Se detallan las soluciones aportadas para mejorar la explotación tanto en la instalación original, como una vez puesta en marcha la nueva instalación, basados en los resultados de la revisión bibliográfica del capítulo anterior.

Se analizan y evalúan los resultados de explotación de la nueva caldera después de la aplicación de las medidas adoptadas para solucionar los problemas de explotación detectados y mencionados previamente.

Por último se realiza el análisis energético y exergético de la instalación inicial y de la nueva instalación, comparando los resultados de ambos a través del Diagrama de Calidad aplicado a cada uno de ellos.

E.- CONCLUSIONES

En este último capítulo, se resumen y ordenan los principales resultados de la investigación, al mismo tiempo que se responde a los objetivos de la misma.

Asimismo, este trabajo plantea algunas posibles propuestas para trabajos posteriores de investigación que se han detectado a través del desarrollo del mismo y que ayuden para que las nuevas plantas de biomasa obtengan una rentabilidad acorde con sus expectativas iniciales y permitan el desarrollo del sector

B – EL CONTEXTO ENERGETICO MUNDIAL Y ESPAÑOL

INTRODUCCION Y FUENTES DE ENERGÍA PRIMARIA

En este capítulo las tablas y figuras que se presentan corresponden a los años en los que fueron escritas y su inclusión en este trabajo no tiene otro sentido más que el de señalar tendencias y comparaciones entre los datos presentados, No se han actualizado ya que su uso es únicamente para información cualitativa.

1. LA ELECTRICIDAD EN EL CONTEXTO MUNDIAL

El modelo energético a nivel mundial se caracteriza por un crecimiento elevado de la demanda energética, impulsado por la expansión económica de los países en desarrollo, lo que ha motivado un incremento de las emisiones de CO₂ debido al uso creciente de combustibles fósiles para su suministro.

Los países en desarrollo o en transición están experimentando una expansión económica que ha dado lugar, debido al incremento asociado de la demanda de energía y a leyes menos restrictivas en los aspectos medioambientales, a crecimientos de sus consumos energéticos en sus distintos sectores productivos muy superiores a los de los países ya desarrollados.

Respecto a la electricidad, el consumo de electricidad ha ido ganando terreno en el consumo energético global y las proyecciones elaboradas por fuentes expertas consideran que representará en 2030 una cuarta parte de la demanda final (actualmente está en torno al 15%).

1.1 CONSUMO DE ELECTRICIDAD EN EL MUNDO

El consumo neto de electricidad a nivel mundial en 2004 fue de 15.441 TWh, un 4,3% superior al registrado en 2003. En el periodo 1980-2004 el consumo ha crecido a una media interanual del 3,1%, similar al experimentado en los últimos cinco años, 3,2% (2000-2004).

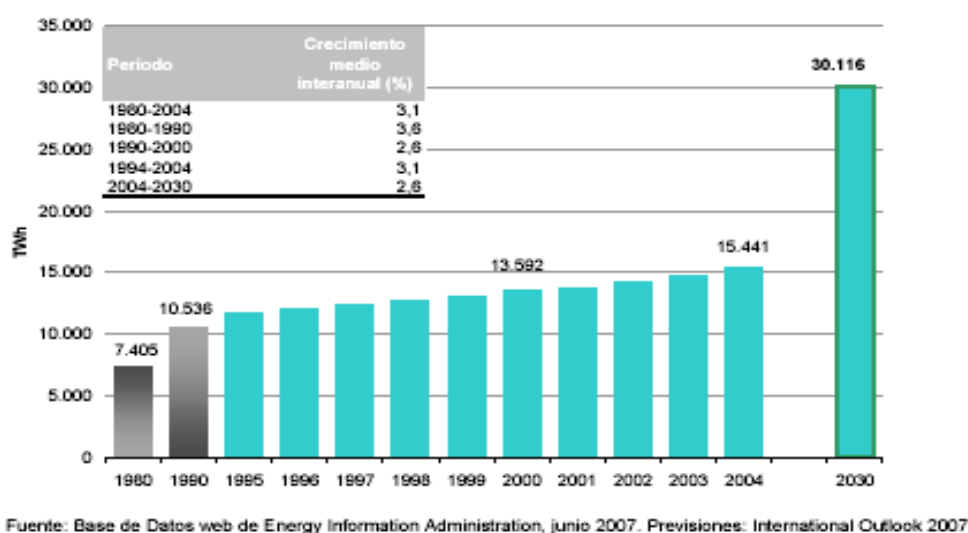


Figura 1. Evolución del consumo neto de electricidad en el mundo

Las previsiones elaboradas por la Agencia Americana de la Energía en su informe "International Energy Outlook 2007", pronostican un crecimiento del consumo neto de electricidad, con un ritmo de crecimiento medio del mismo del 2,1 % en el periodo 2004-2030, en su escenario de Referencia. Las regiones que liderarán este crecimiento son Asia que crecerá como media un 3,5% (fundamentalmente, debido a China (4,5%) e India (4,2%)) y América Central y Sur, que lo hará en un 3,6% (Brasil un 3,2%).

PRECIO DEL CRUDO DESDE 1900(Periodo 1900-2006)
(Valor medio del periodo:33\$2006/bbl)

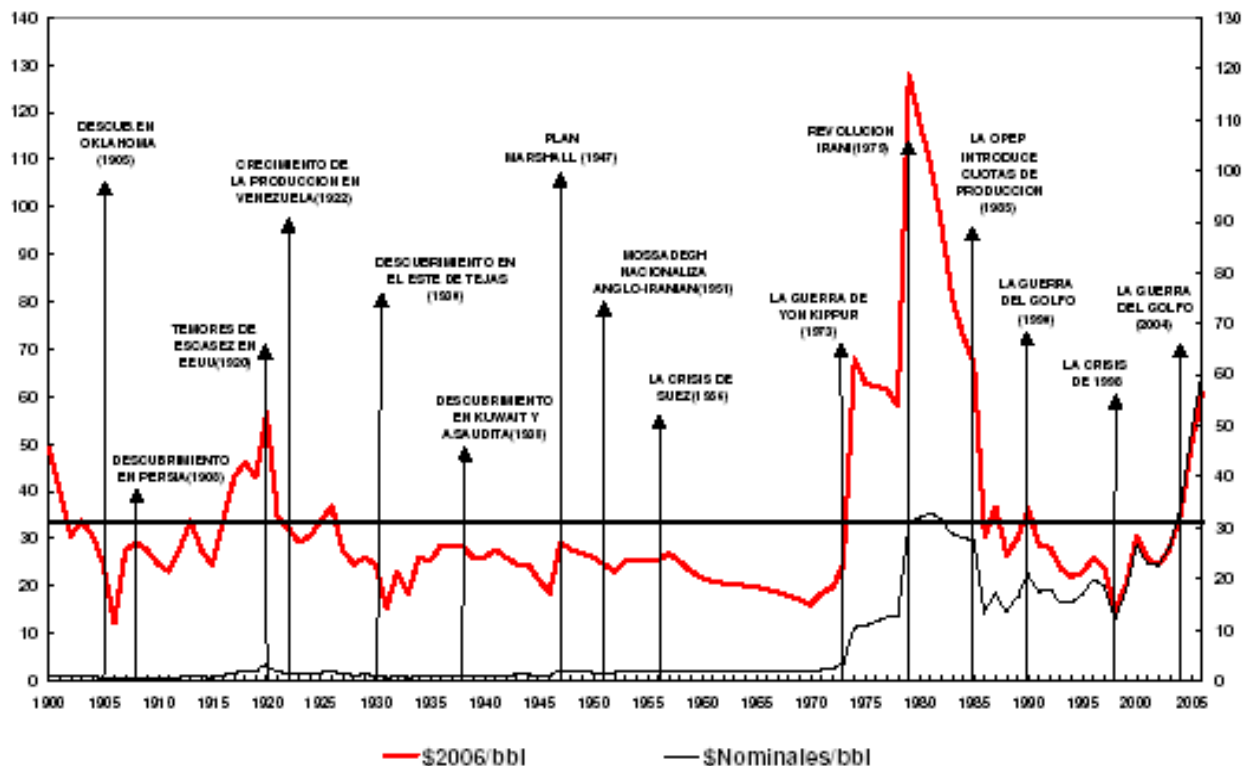


Figura 2. Evolución del precio del barril de petróleo a valores nominales y constantes de 2006
Fuente estudio de prospectiva del petróleo IDAE 2007

1.2 GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD

La potencia eléctrica instalada en todo el mundo a 2004 era de 3.736 GW, que se distribuía de la siguiente forma: 2.555 GW de térmica convencional, 740 GW de potencia hidroeléctrica, 368 GW de nuclear y 73 GW de energías renovables.

Respecto a la generación de electricidad, ésta se caracteriza por un crecimiento en el periodo 1980-2004 del 2,3%, con una participación de la térmica convencional del 66% en 2004 y del 16%, 16% y 2% para la energía nuclear, hidroeléctrica y renovable, respectivamente.

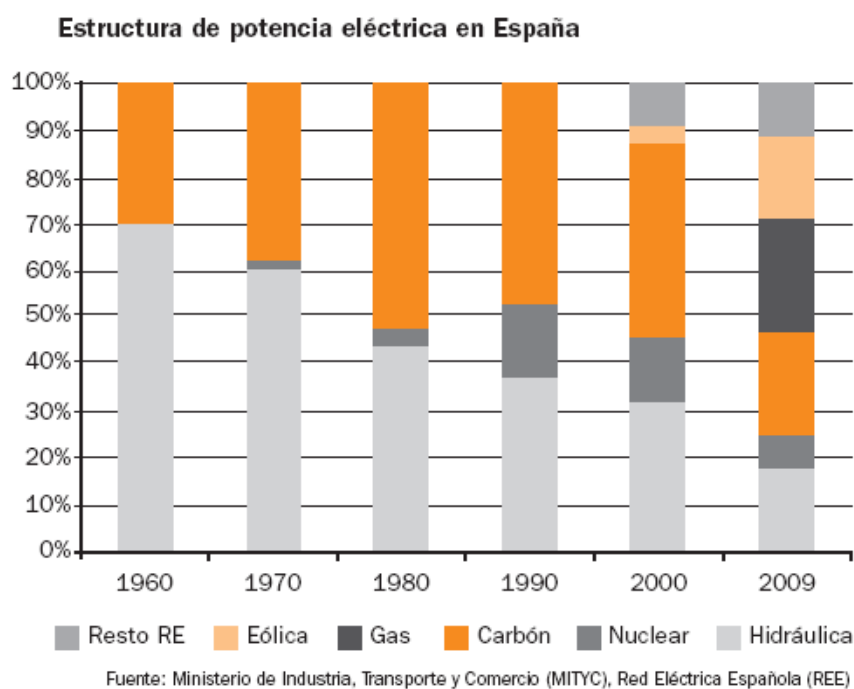
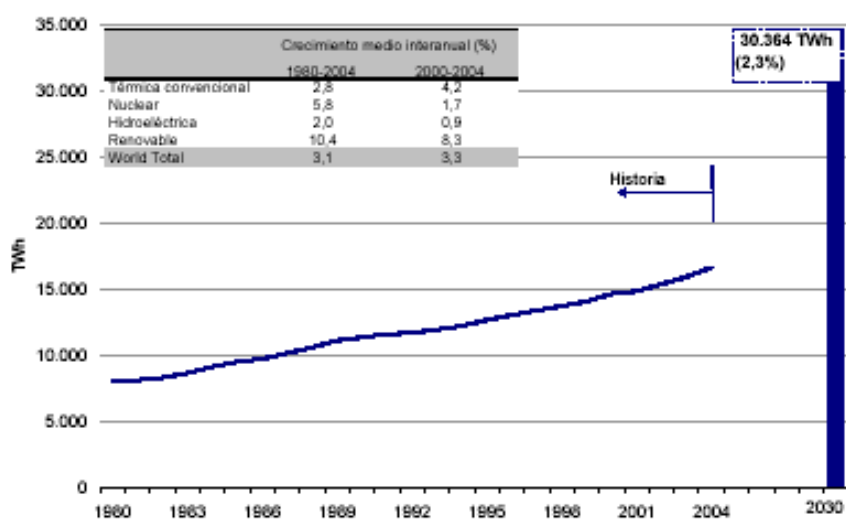
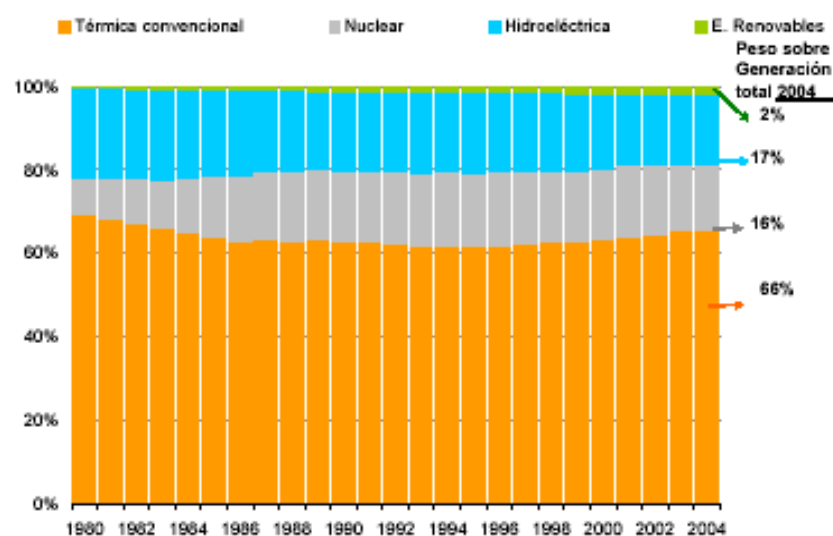


Figura 3. Evolución de la potencia eléctrica instalada



Fuente: Base de Datos web de Energy Information Administration, junio 2007. Previsiones: International Outlook 2007

Figura 4. Evolución de la producción de electricidad y previsión 2030

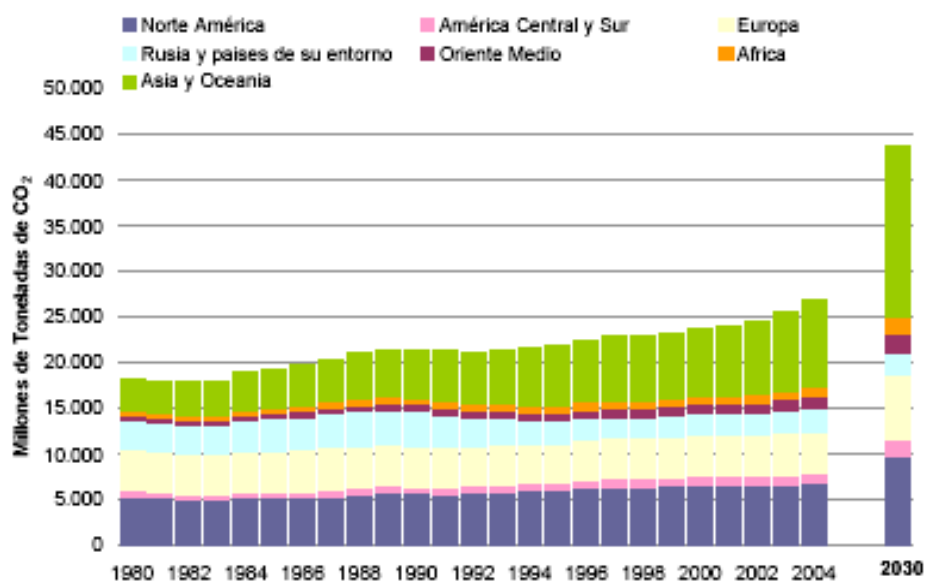


Fuente: Base de Datos web de Energy Information Administration, junio 2007

Figura 5. Participación de las distintas energías en la producción de electricidad

1.3 EMISIONES DE CO₂

El mayor crecimiento económico asociado a un uso intensivo de la energía ha generado un crecimiento de las emisiones contaminantes, que en los últimos años se ha intensificado. En los últimos veinticinco años, las emisiones de CO₂, el principal gas causante del efecto invernadero, ha crecido a nivel mundial a una tasa media del 1,6% mientras que el periodo 2000-2004 lo ha hecho al 3,2%. En la Figura 17 y Figura 18 se recogen los principales datos de evolución de las emisiones de CO₂ por regiones.



Fuente: Base de Datos web de Energy Information Administration, junio 2007. Internacional Energy Outlook 2007

Figura 6. Evolución de las emisiones de CO2 en el mundo. Previsiones a 2030

	Crecimiento medio interanual (%)			Peso sobre emisiones totales (%)			
	1980-2004	2000-2004	2004-2030	2030	2004	2000	1980
North America	1,0	0,4	1,3	22,3	25,5	28,4	29,7
Central & South America	2,2	1,3	2,4	4,4	3,9	4,2	3,4
Europe	0,0	1,3	1,6	16,3	17,2	18,6	25,4
Eurasia	-0,7	2,4	-0,3	5,4	9,4	9,7	16,5
Middle East	4,2	5,0	1,9	5,0	4,9	4,6	2,7
Africa	2,6	3,0	2,2	4,0	3,6	3,7	2,9
Asia & Oceania	4,2	6,8	2,6	42,6	35,5	31,0	19,4
Mundo	1,6	3,2	1,9				

Fuente: Base de Datos web de Energy Information Administration, junio 2007

Figura 7. Crecimiento de las Emisiones de CO2 por regiones.

2. EL SISTEMA ELÉCTRICO ESPAÑOL

El contenido de este apartado pretende dar una visión general del sector eléctrico Español en la actualidad, partiendo de los aspectos más relevantes de su funcionamiento y estructura hasta los aspectos más relevantes del comportamiento del consumo eléctrico, la estructura de la generación junto con algunos indicadores más relevantes como: intensidad eléctrica, demanda per cápita y emisiones de gases contaminantes.

2.1. ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ELÉCTRICO ESPAÑOL

La Ley 54/1997, de 27 de noviembre de 1997, del Sector Eléctrico constituye el refrendo normativo de los principios de liberalización del sector eléctrico español y la configuración de un nuevo marco organizativo: aparece un nuevo modelo de organización, que supone un cambio radical en el funcionamiento del sector y en las relaciones entre las diferentes actividades que los agentes realizan, se caracteriza principalmente por los siguientes aspectos:

- Se abandona la noción de servicio público, sustituyéndola por la expresa garantía del suministro a todos los consumidores demandantes del servicio dentro del territorio nacional.
- Se establece un período transitorio para que el proceso de liberalización de la comercialización de la energía eléctrica se desarrolle progresivamente, de forma que la libertad de elección llegue a ser una realidad para todos los consumidores.
- Se mantienen reguladas las actividades de transporte y distribución, dada su característica de monopolios naturales, mientras que se liberalizan las actividades de generación y comercialización.
- Se abandona la idea de una planificación determinante de las decisiones de inversión de las empresas eléctricas, que es sustituida por una planificación indicativa, salvo en lo que se refiere a las instalaciones de transporte cuya planificación tiene carácter vinculante, lo que puede facilitar decisiones de inversión de los diferentes agentes económicos.
- En la generación de energía eléctrica, se reconoce el derecho a la libre instalación de generación de energía eléctrica y se organiza su funcionamiento bajo el principio de libre

competencia con la creación de un mercado liberalizado de electricidad, donde los precios se fijan en función de las decisiones adoptadas libremente por los agentes participantes.

- En cuanto a las actividades de transporte y distribución se liberaliza el uso de las redes a través del acceso generalizado de terceros a dichas redes a cambio del pago de unas tarifas de acceso, sin que la propiedad de la red otorgue derechos exclusivos o preferentes de uso a sus propietarios.

- La retribución económica del transporte y de la distribución continúa siendo fijada administrativamente. Para garantizar la transparencia de esta retribución, se establece para las empresas eléctricas la separación jurídica entre actividades reguladas y no reguladas.

Se configura así el sector eléctrico bajo los principios de objetividad, transparencia y libre competencia. Todo ello sin perjuicio de la necesaria regulación propia de las características de este sector, entre las que destaca la necesidad de coordinación económica y técnica de su funcionamiento. Para asegurar el correcto funcionamiento del sistema se pone en práctica una nueva estructura formada por los siguientes agentes: la Comisión Nacional de la Energía (CNE); Red Eléctrica de España (REE) y el Operador del Mercado Eléctrico (OMEL).

La nueva Ley del sector eléctrico español: Ley 17/2007

En julio de 2007 se modifica la Ley 54/1997 (Ley 17/2007) para trasponer la Directiva 2003/54/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 26 de junio de 2003, sobre normas comunes para el mercado interior de la electricidad⁷. Esta adaptación supone una gran modificación de la regulación del sistema eléctrico, aunque la Ley 54/1997 ya incorporaba parte de los cambios incluidos en dicha Directiva europea. Entre los distintos cambios, cabe citar algunos de ellos:

- Desaparece el sistema de tarifas reguladas permaneciendo sólo la denominada "Tarifa de último recurso".

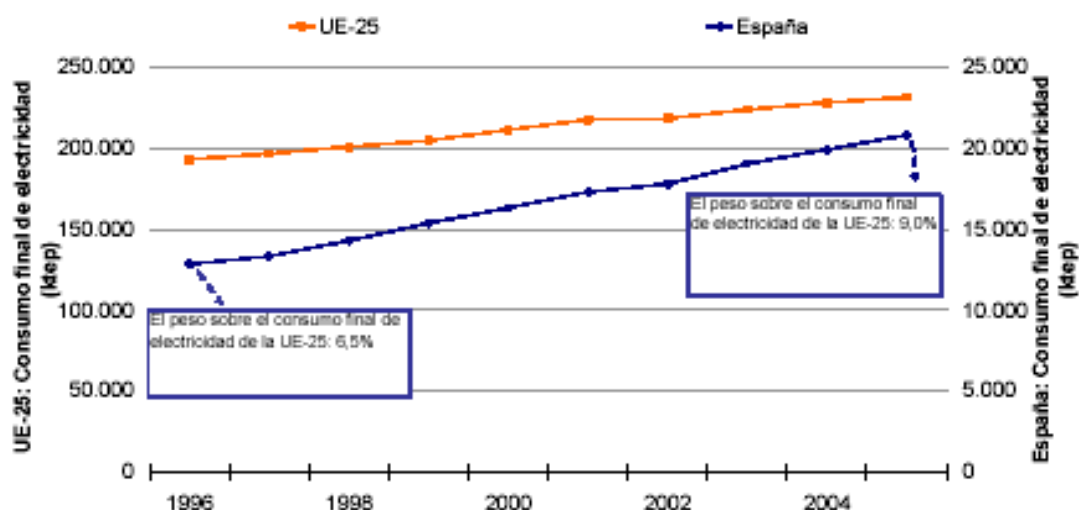
- Se adaptan todos los derechos y obligaciones de los comercializadores y distribuidores al nuevo orden establecido y aparece el concepto de "Suministrador de último

recurso" con el objeto de asegurar el suministro atendiendo a las solicitudes de determinados consumidores de acuerdo con un precio máximo, establecido por el MITyC.

- Se crea la Oficina de Cambios de Suministrador, una sociedad independiente responsable de la supervisión y gestión centralizada de los cambios de suministrador.
- Se asigna en régimen de exclusividad la figura de transportista único a REE y se incluye una diferenciación entre transporte primario y secundario.
- Se crea una unidad orgánica específica dentro de REE para desarrollar las funciones de operador del sistema y gestor de las redes de transporte.

2.2. EVOLUCIÓN RECIENTE DEL CONSUMO FINAL DE ELECTRICIDAD

En 2005, el consumo final de electricidad representó el 20% del consumo de energía final y muestra una tendencia creciente. Esta tendencia se observa también en su crecimiento, que lo ha hecho muy por encima del crecimiento económico de nuestra economía, y mostrando una evolución diferente a la que ha mantenido la media de nuestros vecinos europeos. En el periodo 1995-2005, el consumo de electricidad en España ha crecido un 5,3% el más alto de la UE-25, y un ritmo dos veces superior al registrado en la UE-25 (2,3%).



Fuente: Fuente: DGPEM (Informe 2005) y base de datos Eurostat, junio 2007

Figura 8. Evolución del consumo final de electricidad de España y la UE-25

El consumo final de electricidad en 2005 fue de 20.829 ktep, un 4,5% superior a 2004.

Por sectores, el consumo de electricidad se distribuyó de la siguiente forma: Usos Diversos (Residencial, Servicios y agricultura) 11.326 ktep, Industria 9.033 ktep y Transporte 461 ktep, con un peso en el consumo de electricidad del 54,4%, 43,4% y 2,2%, respectivamente.

2.3. EVOLUCIÓN DE LA DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN BARRAS DE CENTRAL (B.C.)

La energía eléctrica se genera en una máquina denominada "generador de electricidad", a un determinado voltaje (tensión), luego pasa a otra máquina denominada "transformador", donde esa tensión se eleva al nivel en el que están los cables de salida de energía de la central, hacia la red de transporte de energía. Tanto la salida de los transformadores como los cables de red están conectados a unas barras colectoras, que se denominan "barras de central" (BC), la energía allí medida es menor que la suma de las energías generadas, debido por un lado a las pérdidas en los transformadores y por otro a la energía de autoconsumo de la central. En definitiva la energía medida en B.C. es la realmente disponible para transportar a los centros de distribución.

El consumo de energía eléctrica en barras de central (b.c.) en 2006 en España fue de 268,8 TWh, un 2,9% respecto al año anterior. A nivel peninsular, la demanda fue de 253,7 TWh, un 2,8% superior a 2005.

En los últimos once años (1996-2006) la demanda ha crecido a un ritmo medio interanual de 5,0%, sólo en los años 1996, 1998 y 2006, la demanda se ha situado por debajo de este valor, en concreto alrededor del 3,0%. La justificación de estos niveles de crecimiento, muy por encima de nuestros vecinos europeos, se debe al fuerte crecimiento económico experimentado por la economía española, superior a la media europea, lo que, a su vez, ha repercutido en una mayor actividad del tejido productivo y un incremento de la riqueza de los españoles, que unido a la inexistencia de medidas de gestión de demanda ni señales de precios adecuadas han contribuido a mantener esos elevados crecimientos de demanda.

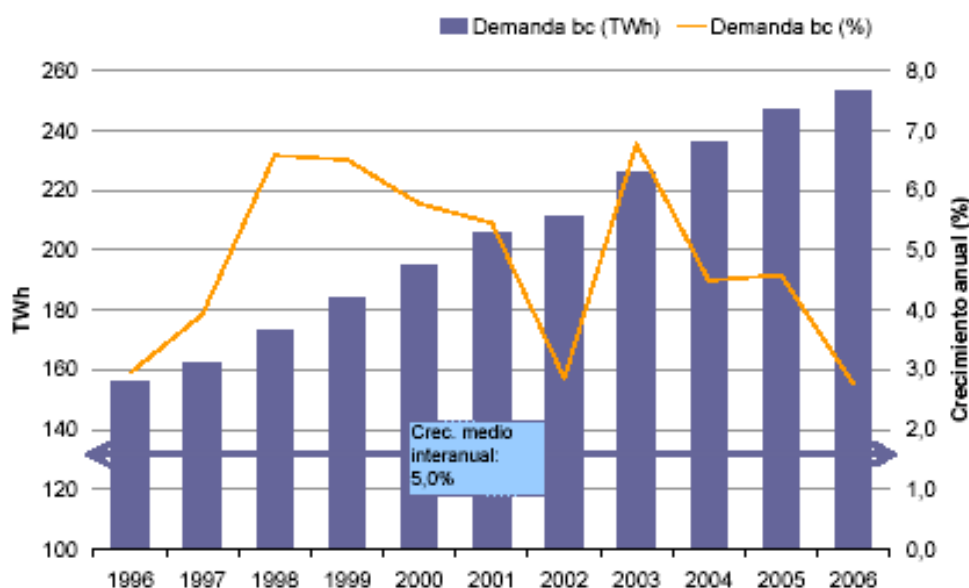


Figura 9. Evolución de la demanda de energía eléctrica en b.c. a nivel peninsular

La demanda de energía eléctrica se caracteriza por una fuerte variabilidad que unido a que la generación y demanda deben ser equilibradas en cada instante otorga una mayor complejidad en la gestión y operación del sistema. Las características de esa variabilidad de la demanda se caracterizan por una evolución anual a largo plazo, un comportamiento estacional a lo largo del año y un patrón de comportamiento semanal, diario y horario.

2.4. COBERTURA DE LA DEMANDA

Para el correcto funcionamiento del sistema, en todo momento se debe mantener equilibrada la demanda con la generación. La curva de carga de cada día debe cubrirse con las tecnologías disponibles, asegurándose que en ningún momento vaya a faltar generación

Históricamente el sistema eléctrico español ha tenido un componente hidráulico muy importante como instrumento básico de cobertura. No obstante, con el crecimiento de la demanda fue preciso introducir el componente térmico en la cobertura de la demanda,

inicialmente grupos de fuel, después un importante parque generador de carbón y finalmente en la década de los 80 el parque de grupos nucleares.

Dejando al margen posibles vertidos puntuales, se puede decir que en el sistema eléctrico español la producción hidráulica dependía –y depende- exclusivamente de la hidraulicidad del año. Todo el producible se pone en el sistema eléctrico, si bien la capacidad de modulación de los embalses permite una colocación óptima de esa energía a lo largo del día e incluso a lo largo de las semanas o los meses. La energía no producida por la hidráulica era puesta en el sistema por la térmica marginal, ya fuera fuel o carbón, pero con ciclos de funcionamiento diario fácilmente gestionables y por tanto previsibles.

Después de una parada casi total en los años 90 de incorporación de nueva generación, desde que en el año 2002 se pusiera en servicio el primer ciclo combinado de gas natural en España hasta la actualidad se han instalado unos 15.000 MW de nueva generación con esta tecnología.

Además de esta tecnología, en el sistema eléctrico español está creciendo con fuerza la potencia eólica instalada. En diciembre de 2006 había instalados 11.140 MW, y está previsto alcanzar los 20.000 MW en el corto plazo (5 años).

Al margen de estas dos tecnologías, ciclo combinado y eólica, ninguna otra ha crecido de forma significativa en el parque generador español durante la última década.

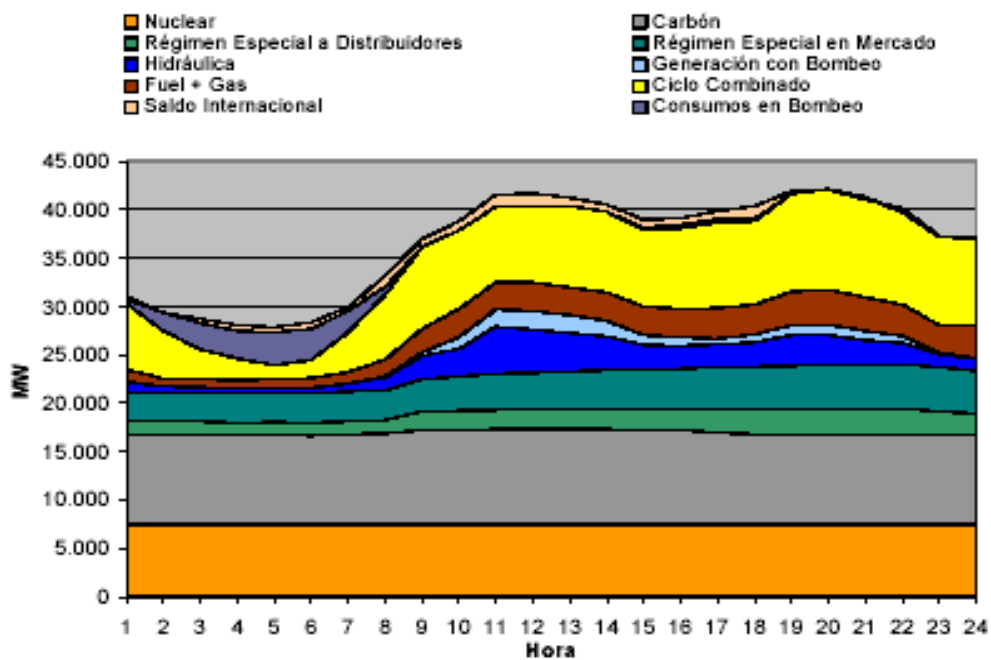


Figura 10. Desglose por tecnología de la curva de carga para el día de la punta de demanda del invierno 2005-2006

3. BALANCES ENERGETICOS

3.1. BALANCE DE ENERGÍA DE ESPAÑA

ESPAÑA AÑO 2002	Datos en GWh	
Producción por Fuentes		
carbón	82457	33,51%
Fuel oil	28593	11,62%
Gas Natural	32386	13,16%
biomasa	3933	1,60%
residuos	566	0,23%
Nuclear	63016	25,61%
Hidráulica	26387	10,72%
geotérmica	0	0,00%
solar fotovoltaica	35	0,01%
solar térmica	0	0,00%
otras fuentes	8704	3,54%
Producción Total	246077	
Importaciones	12504	
Exportaciones	-7175	
Suministro	251406	
Transf. de la Energía	-25624	-10,41%
Perdidas en Redes	-19247	-7,66%
Consumo Final	206535	
Industria	92890	44,98%
Transporte	4794	2,32%
Agricultura	4988	2,42%
Comercio y SSPP	53227	25,77%
Residencial	50636	24,52%
Otros	0	0,00%
Cons prop +Perdidas (%respecto del C.F.)	-44871	-21,73%

FUENTE IEA Estadísticas Electricidad y elaboración propia

Tabla 1. Balance anual de energía eléctrica

3.2 BALANCES ENERGETICOS COMPARADOS

	Datos en GWh															
	JAPON		CANADA		USA		REINO UNID		ALEMANIA		FRANCIA		ESPANA		INDIA 2005	
Produccion por Fuentes																
carbon	291.078	26,5%	117.409	19,5%	2.047.247	51,0%	125.922	32,5%	291.544	51,0%	25.119	4,5%	82.457	33,5%	n.d.	
Fuel oil	145.293	13,2%	14.682	2,4%	98.546	2,5%	6.934	1,8%	4.342	0,8%	4.522	0,8%	28.593	11,6%	n.d.	
Gas Natural	244.576	22,3%	34.582	5,7%	712.444	17,7%	152.149	39,3%	54.061	9,5%	23.497	4,2%	32.386	13,2%	n.d.	
biomasa	22.080	2,0%	8.159	1,4%	45.806	1,1%	3.917	1,0%	3.790	0,7%	1.730	0,3%	3.933	1,6%	n.d.	
residuos	3.456	0,3%	0	0,0%	24.611	0,6%	1.451	0,4%	9.158	1,6%	1.785	0,3%	566	0,2%	n.d.	
Nuclear	295.094	26,9%	75.526	12,6%	804.519	20,0%	88.043	22,7%	164.842	28,8%	436.760	78,0%	63.016	25,6%	n.d.	
Hidraulica	91.801	8,4%	350.386	58,3%	258.366	6,4%	7.437	1,9%	27.864	4,9%	65.887	11,8%	26.387	10,7%	n.d.	
geotermica	3.374	0,3%	0	0,0%	14.939	0,4%	0	0,0%	0	0,0%	0	0,0%	0	0,0%	n.d.	
solar fotovoltaica	0	0,0%	22	0,0%	3	0,0%	3	0,0%	188	0,0%	6	0,0%	35	0,0%	n.d.	
solar termica	0	0,0%	0	0,0%	569	0,0%	0	0,0%	0	0,0%	0	0,0%	0	0,0%	n.d.	
otras fuentes	415	0,0%	719	0,1%	10.459	0,3%	1.256	0,3%	15.856	2,8%	805	0,1%	8.704	3,5%	n.d.	
Producción Total	1.097.167		601.495		4.017.509		387.112		571.645		560.111		246.077		699.041	
Importaciones	0		16.088		36.438		9.182		48.370		3.000		12.504		1.764	
Exportaciones	0		-36.117		-14.538		-768		-38.372		-79.900		-7.175		-67	
Suministro	1.097.167		581.466		4.039.409		395.526		581.643		483.211		251.406		700.738	
Consumos propios	-63.123	-5,8%	-42.444	-7,1%	-289.181	-7,2%	-31.875	-8,2%	-57.247	-10,0%	-58.071	-10,4%	-25.624	-10,4%	-47.995	-6,9%
Perdidas en Redes	-49.608	-4,5%	-49.353	-8,5%	-237.033	-5,9%	-30.902	-7,8%	-25.556	-4,4%	-32.161	-6,7%	-19.247	-7,7%	-174.806	-24,9%
Consumo Final	983.323		489.669		3.513.195		332.749		498.840		392.979		206.535		477.937	
Industria	425.222	43,2%	204.006	41,7%	1.021.628	29,1%	111.720	33,6%	233.582	46,8%	133.350	33,9%	92.890	45,0%	210.040	43,9%
Transporte	18.434	1,9%	4.010	0,8%	4.246	0,1%	8.480	2,5%	16.190	3,2%	11.982	3,0%	4.794	2,3%	10.424	2,2%
Agricultura	1.620	0,2%	9.364	1,9%	0	0,0%	4.159	1,2%	7.640	1,5%	3.002	0,8%	4.988	2,4%	95.685	20,0%
Comercio y SSPP	272.186	27,7%	129.648	26,5%	1.219.148	34,7%	93.856	28,2%	110.256	22,1%	106.139	27,0%	53.227	25,8%	34.761	7,3%
Residencial	265.861	27,0%	142.641	29,1%	1.268.172	36,1%	114.534	34,4%	131.172	26,3%	132.998	33,8%	50.636	24,5%	103.368	21,6%
Otros	0	0,0%	0	0,0%	0	0,0%	0	0,0%	0	0,0%	5.508	1,4%	0	0,0%	23.659	5,0%
Cons prop +Perdidas (respecto de la Dda)	-112.731	-11,5%	-91.797	-18,7%	-526.214	-15,0%	-62.777	-18,9%	-82.803	-16,6%	-90.232	-23,0%	-44.871	-21,7%	-222.801	-46,6%
FUENTE IEA Estadísticas Electricidad																

Tabla 2. Balance anual de energía eléctrica comparado
Fuente elaboración propia con datos de la IEA

3.3 EVOLUCION EN ESPAÑA DESDE 1980 A 2005

AÑO	ESPANA Electricidad (GWh)					
	1980	1985	1990	1995	2000	2005
FLUJOS						
Produccion	110.483	127.363	151.920	167.085	224.472	294.077
Importación	2.306	3.927	3.208	7.633	12.268	10.212
Exportación	-3.688	-5.002	-3.628	-3.147	-7.827	-11.555
Consumos Sector Energético	9.365	11.622	11.665	14.701	21.188	24.552
	8,5%	9,1%	7,7%	8,8%	9,4%	8,3%
Consumos Propios	5.271	6.398	7.272	7.994	10.031	11.945
Peso sobre la Producción	4,8%	5,0%	4,8%	4,8%	4,5%	4,1%
Usado para bombeo	1.858	2.473	1.031	2.081	4.907	6.360
Perdidas en Redes	9.966	11.838	14.036	15.959	19.266	25.960
Peso sobre la Producción	9,0%	9,3%	9,2%	9,6%	8,6%	8,8%
Consumo Final	89.770	102.828	125.799	140.911	188.459	242.222
Industry sector	53.944	56.649	63.279	68.609	85.640	105.036
Peso sobre el Consumo Final	60,1%	55,1%	50,3%	48,7%	45,4%	43,4%
Sector de Transporte	1.912	2.810	3.669	3.937	4.163	5.363
Peso sobre el Consumo Final	2,1%	2,7%	2,9%	2,8%	2,2%	2,2%
Sector Residencial	19.566	23.253	30.210	35.988	43.619	62.584
Peso sobre el Consumo Final	21,8%	22,6%	24,0%	25,5%	23,1%	25,8%
Sector Servicios	12.224	16.992	25.103	29.569	50.023	63.823
Peso sobre el Consumo Final	13,6%	16,5%	20,0%	21,0%	26,5%	26,3%

Fuente elaboración propia con datos de la IE

Tabla.3. Evolución del Balance anual de energía eléctrica Español

Fuente: Red Eléctrica de España

Potencia instalada (MW) Año hidráulico seco	2005	2016	2020	2030
Nuclear	7.876	7.783	7.783	7.333
Carbón	11.424	8.240	8.240	8.240
Fuel/Gas	6.630	320	320	0
Ciclos combinados	12.224	30.000	30.000	43.000
Turbinas de gas (arranque <1 hora)	0	3.000	3.000	4.000
Hidráulica convencional + bombeo mixto	14.156	14.156	14.156	14.156
Bombeo puro	2.500	5.500	5.500	6.500
Eólica	9.800	29.000	29.000	31.000
Solar	35	2.000	3.000	6.000
Minihidráulica	1.758	2.450	2.450	2.450
Biomasa	490	2.770	3.000	3.500
Residuos	414	960	960	960
Cogeneración	6.645	7.990	8.500	10.000
Total potencia instalada	73.952	114.169	115.909	137.139
Total potencia disponible	46.690	63.989	67.402	82.728
Punta de invierno	42.153	57.350	63.100	75.600
Margen	4.537	6.639	4.302	7.128
Índice de cobertura	1,11	1,12	1,07	1,09

Tabla 4. Cobertura de la demanda. Horizonte 2030. Escenario de Referencia

Fuente: Red Eléctrica de España

4. LA CONFIGURACION DE EQUIPO GENERADOR

4.1. CARACTERIZACIÓN DEL EQUIPO EXISTENTE

Las características del equipo generador, sus potencias, años de entrada en servicio y de baja, indisponibilidades a efectos de punta, consumos propios, etc. son los que figuran en el cuadro IV.1

Tabla 5 Caracterización del Equipo Generador

(DE LIBRO PROSPECTIVA _2030 UNESA) y elaboración propia.

	<u>Año E.S.</u>	<u>Año F.S.</u>	<u>Pot nomin</u>	<u>Cons propios</u>	<u>Pot neta</u>	<u>Indisp no prog</u>	<u>Pot dispon</u>
			<u>(MW)</u>	<u>(%)</u>	<u>(MW)</u>	<u>(%)</u>	<u>(MW)</u>
		<u>31-XII</u>	<u>ene-06</u>				
NUCLEAR							
CABRERA 160	1969	2005	0	3,0%	0	8,0%	0
GAROÑA 460	1971	2031	466	3,0%	452	8,0%	416
ALMARAZ 1 930	1983	2043	977,00	3,0%	948	8,0%	872
ALMARAZ 2 930	1984	2044	980,00	3,0%	951	8,0%	875
ASCO 1 930	1984	2044	1.032,50	3,0%	1.002	8,0%	921
COFRENTES 990	1985	2045	1.092,02	3,0%	1.059	8,0%	975
ASCO 2 930	1986	2046	1.027,20	3,0%	996	8,0%	917
TRILLO 1 1.041	1988	2048	1.066,00	3,0%	1.034	8,0%	951
VANDELLOS 2 992	1988	2048	1.087,00	3,0%	1.055	8,0%	970
			7.727,86		7.496		6.896
L. PARDO							
PUENTES 1 350	1976	2020	369,00	5,0%	351	7,0%	326
PUENTES 2 350	1977	2020	366,00	5,0%	348	7,0%	323
PUENTES 3 350	1978	2021	366,00	5,0%	348	7,0%	323
PUENTES 4 350	1979	2021	367,00	5,0%	349	7,0%	324
MEIRAMA 550	1980	2022	563,00	4,2%	539	7,0%	502
			2.031,00		1.934		1.799
C. IMPORTACIÓN							
PASAJES 214	1967	2012	217,00	4,0%	208	6,0%	196
LITORAL 1 550	1984	2024	577,00	3,5%	557	6,0%	523
BARRIOS 550	1985	2025	568,00	3,0%	551	6,0%	518
LITORAL 2	1997	2037	582,00	3,5%	562	6,0%	528
			1.944,00		1.878		1.765

	<u>Año E.S.</u>	<u>Año F.S.</u>	<u>Pot nomin (MW)</u>	<u>Cons propios (%)</u>	<u>Pot neta (MW)</u>	<u>Indisp no prog (%)</u>	<u>Pot dispon (MW)</u>
		31-XII	ene-06				
L. NEGRO							
ESCUCHA 160	1970	2010	160	10,0%	144	7,0%	134
SERCHS 160	1971	2006	160	10,0%	144	7,0%	134
TERUEL 1 350	1979	2019	368	4,5%	351	7,0%	327
TERUEL 2 350	1979	2019	368	4,5%	351	7,0%	327
TERUEL 3 350	1980	2020	366	4,5%	350	7,0%	325
ESCATRON 80	1990	2010	80	5,5%	76	7,0%	70
			1.502		1.416		1.317
HULLA ANTRACITA							
SOTO 1 68	1962	2002	68	6,0%	64	9,0%	58
SOTO 2 254	1967	2007	254	6,0%	239	9,0%	217
SOTO 3 350	1984	2024	350	6,0%	329	9,0%	299
NARCEA 1 65	1965	2005	65	6,0%	61	9,0%	56
NARCEA 2 154	1969	2009	166	6,0%	156	9,0%	142
NARCEA 3 350	1984	2024	364	6,0%	342	9,0%	311
PUENTENUEVO 3 313	1980	2020	324	6,0%	305	9,0%	277
COMPOSTILLA 1 141	1961	2001	141	6,0%	133	9,0%	121
COMPOSTILLA 2 141	1965	2005	148	6,0%	139	9,0%	127
COMPOSTILLA 3 330	1972	2012	337	6,0%	317	9,0%	288
COMPOSTILLA 4 350	1981	2021	359	6,0%	337	9,0%	307
COMPOSTILLA 5 350	1984	2024	356	6,0%	335	9,0%	305
GUARDO 1 148	1964	2004	155	6,0%	146	9,0%	133
GUARDO 2 350	1984	2024	361	6,0%	339	9,0%	309
LADA 3 155	1967	2007	155	6,0%	146	9,0%	133
LADA 4 350	1981	2021	358	6,0%	337	9,0%	306
ROBLA 1 270	1971	2011	284	6,0%	267	9,0%	243
ROBLA 2 350	1984	2024	371	6,0%	349	9,0%	317
PUERTOLLANO CSE 1 220	1972	2012	221	6,0%	208	9,0%	189
ABOÑO 1 360	1974	2014	360	6,0%	338	9,0%	308
ABOÑO 2 543	1985	2025	556	6,0%	523	9,0%	476
ANLLARES 350	1982	2022	365	6,0%	343	9,0%	312
ELCOGAS	1996	2021	320	12,0%	282	5,0%	268
			6.438		6.033		5.501

	<u>Año E.S.</u>	<u>Año F.S.</u>	<u>Pot nomin (MW)</u>	<u>Cons propios (%)</u>	<u>Pot neta (MW)</u>	<u>Indisp no prog (%)</u>	<u>Pot dispon (MW)</u>
		31-XII	ene-06				
FUEL/GAS							
ACECA 1 314	1969	2004	314,00	5,0%	298	8,0%	274
ALGECIRAS 1 220	1970	2005	220,00	5,0%	209	8,0%	192
ALGECIRAS 2 533	1975	2010	533,00	5,0%	506	8,0%	466
BESOS 1 150	1967	2002	150,00	5,0%	143	8,0%	131
BESOS 2 300	1972	2007	300,00	5,0%	285	8,0%	262
FOIX 520	1979	2014	520,00	5,0%	494	8,0%	454

<u>SAN ADRIAN 1</u>	<u>350</u>	<u>1973</u>	<u>2008</u>	<u>350.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>333</u>	<u>8.0%</u>	<u>306</u>
<u>SAN ADRIAN 3</u>	<u>350</u>	<u>1976</u>	<u>2011</u>	<u>350.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>333</u>	<u>8.0%</u>	<u>306</u>
<u>SANTURCE 1</u>	<u>377</u>	<u>1969</u>	<u>2004</u>	<u>377.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>358</u>	<u>8.0%</u>	<u>329</u>
				<u>3.114.00</u>		<u>2.958</u>		<u>2.722</u>
<u>FUEL</u>								
<u>ACECA 2</u>	<u>314</u>	<u>1970</u>	<u>2005</u>	<u>314.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>298</u>	<u>8.0%</u>	<u>274</u>
<u>BADALONA II 1</u>	<u>172</u>	<u>1967</u>	<u>2001</u>	<u>172.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>163</u>	<u>8.0%</u>	<u>150</u>
<u>BADALONA II 2</u>	<u>172</u>	<u>1967</u>	<u>2001</u>	<u>172.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>163</u>	<u>8.0%</u>	<u>150</u>
<u>CASTELLON 1</u>	<u>542</u>	<u>1972</u>	<u>2007</u>	<u>542.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>515</u>	<u>8.0%</u>	<u>474</u>
<u>CASTELLON 2</u>	<u>542</u>	<u>1973</u>	<u>2008</u>	<u>542.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>515</u>	<u>8.0%</u>	<u>474</u>
<u>ESCOBRERAS 4</u>	<u>289</u>	<u>1966</u>	<u>2001</u>	<u>289.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>275</u>	<u>8.0%</u>	<u>253</u>
<u>ESCOBRERAS 5</u>	<u>289</u>	<u>1968</u>	<u>2003</u>	<u>289.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>275</u>	<u>8.0%</u>	<u>253</u>
<u>SABON 1</u>	<u>120</u>	<u>1972</u>	<u>2007</u>	<u>120.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>114</u>	<u>8.0%</u>	<u>105</u>
<u>SABON 2</u>	<u>350</u>	<u>1975</u>	<u>2010</u>	<u>350.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>333</u>	<u>8.0%</u>	<u>306</u>
<u>SAN ADRIAN 2</u>	<u>350</u>	<u>1974</u>	<u>2009</u>	<u>350.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>333</u>	<u>8.0%</u>	<u>306</u>
<u>SANTURCE 2</u>	<u>542</u>	<u>1972</u>	<u>2007</u>	<u>542.00</u>	<u>5.0%</u>	<u>515</u>	<u>8.0%</u>	<u>474</u>
				<u>3.682.00</u>		<u>3.498</u>		<u>3.218</u>
<u>CCGT</u>								
<u>CCGT es 2002</u>		<u>2002</u>	<u>2032</u>	<u>2.741.97</u>	<u>2.75%</u>	<u>2.667</u>	<u>6.0%</u>	<u>2.507</u>
<u>CCGT es 2003</u>		<u>2003</u>	<u>2033</u>	<u>1.550.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>1.507</u>	<u>6.0%</u>	<u>1.417</u>
<u>CCGT es 2004</u>		<u>2004</u>	<u>2034</u>	<u>3.861.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>3.755</u>	<u>6.0%</u>	<u>3.530</u>
<u>CCGT es 2005</u>		<u>2005</u>	<u>2035</u>	<u>4.340.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>4.221</u>	<u>6.0%</u>	<u>3.968</u>
<u>CCGT es 2006</u>		<u>2006</u>	<u>2036</u>	<u>2.694.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>2.620</u>	<u>6.0%</u>	<u>2.462</u>
<u>CCGT es 2007</u>		<u>2007</u>	<u>2037</u>	<u>3.200.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>3.112</u>	<u>6.0%</u>	<u>2.925</u>
<u>CCGT es 2008</u>		<u>2008</u>	<u>2038</u>	<u>2.400.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>2.334</u>	<u>6.0%</u>	<u>2.194</u>
<u>CCGT es 2009</u>		<u>2009</u>	<u>2039</u>	<u>2.400.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>2.334</u>	<u>6.0%</u>	<u>2.194</u>
<u>CCGT es 2010</u>		<u>2010</u>	<u>2040</u>	<u>2.800.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>2.723</u>	<u>6.0%</u>	<u>2.560</u>
<u>CCGT es 2011</u>		<u>2011</u>	<u>2041</u>	<u>3.200.00</u>	<u>2.75%</u>	<u>3.112</u>	<u>6.0%</u>	<u>2.925</u>
<u>HIDRAULICA</u>								
<u>HIDRAULICA</u>								
<u>CONV Y MIXT 14106</u>				<u>14.252.05</u>	<u>1.5%</u>	<u>14.038</u>	<u>56.8%</u>	<u>6.065</u>
<u>BOMBEO PURO 2500</u>				<u>2.418.00</u>	<u>1.5%</u>	<u>2.382</u>	<u>15.0%</u>	<u>2.024</u>
				<u>16.670.00</u>				

En cuanto a la producción de las centrales térmicas de régimen ordinario del SEPE, se constata un desplazamiento de la producción de energía eléctrica desde las centrales de carbón y fuel-gas hacia las de ciclo combinado. En efecto, mientras las primeras registraron en 2006 un descenso de producción del 18%, los CCGT aumentaron un 30% su producción bruta de energía.

Esta tendencia se puede explicar por el hecho de que el aumento de potencia instalada en régimen ordinario en los últimos años se debe fundamentalmente a la puesta en servicio de CCGT. En la Figura 17 se muestra la senda de incorporación histórica de CCGT en la península.

Por otra parte, las restricciones medioambientales a las emisiones de CO₂, y en concreto la asignación de emisiones realizada en los Planes Nacionales de Asignación (PNA), llevan a los CCGT a ganar competitividad respecto a las centrales que queman carbón o fuel, más contaminantes.

Hay que tener en cuenta que no son tan favorables las cuestiones geopolíticas ya que el suministro se realiza fundamentalmente desde zonas en conflicto, lo que incrementa el riesgo de desabastecimiento.

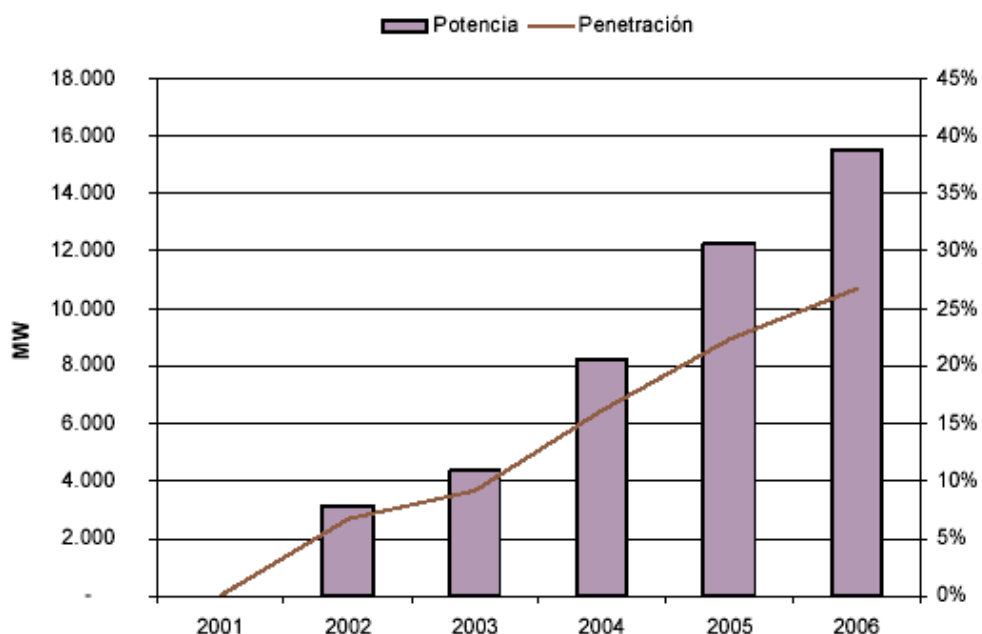


Figura 11. Senda de incorporación de potencia en CCGT (MW) y penetración respecto a potencia total del RO

5. IMPACTO AMBIENTAL DE LA GENERACIÓN TERMoeLECTRICA

De estudio sector eléctrico

Por su propia naturaleza, las actividades de transformación de la energía tienen impactos sobre el medio ambiente. En general, los impactos están derivados en su mayoría del uso de combustibles fósiles para generar electricidad, de forma que se producirán emisiones de CO₂ (causante de efecto invernadero), SO₂ y NO_x (causantes de lluvia ácida), y partículas (contaminación local).

Sin embargo, existen otra serie de impactos, como la generación de residuos radiactivos de media y alta actividad por parte de las centrales nucleares, o la afección que sobre el medio ambiente tienen los sistemas de refrigeración de las centrales térmicas.

El sector de transformación de la energía provoca algo más del 30% de las emisiones globales de CO₂ en España. Los datos de las emisiones absolutas y específicas de las Grandes Instalaciones de Combustión (GIC) durante el año 2005 se muestran en la Figura 19.

Emisiones año 2005	SO ₂		NO _x		CO ₂		Partículas	
	g/kWh	Kt	g/kWh	kt	g/kWh	MT	g/kWh	kt
CC.TT. Hulla+Antr	6,7	270	4,0	163	921	37	0,4	15
CC.TT.Lignito Negro	21,7	213	4,1	40	937	9	0,5	5
CC.TT. Lignito Pardo	26,3	350	2,0	27	1.022	14	0,3	5
CC.TT. Carbón Imp.	3,5	62	2,2	38	851	15	0,2	4
CC.TT. Fuel/Gas	2,3	32	1,2	17	765	11	0,1	1
CCTG	0,007	0	1,2	61	350	18	0,02	1
Total CC.TT.	6,3	926	2,4	347	712	104	0,2	30

Fuente: CIEMAT y CNE

Figura 12. Emisiones procedentes de las GIC durante 2005

El factor de emisión medio de CO₂ del parque térmico convencional español se situó en 2005 en 712 gramos por kWh generado. Es significativa la mejora experimentada en comparación con los 917 g/kWh registrados en 2001, **mejora**

debida fundamentalmente a la puesta en servicio de las centrales de ciclo combinado en España.

Las centrales de ciclo combinado a gas natural presentan también ventajas en lo relativo a la emisión de los otros contaminantes atmosféricos contemplados en la "Directiva GIC", esto es, NO_x, SO₂ y partículas. La Figura 20 presenta las emisiones previstas de los CCGT según la Agencia Internacional de la Energía:

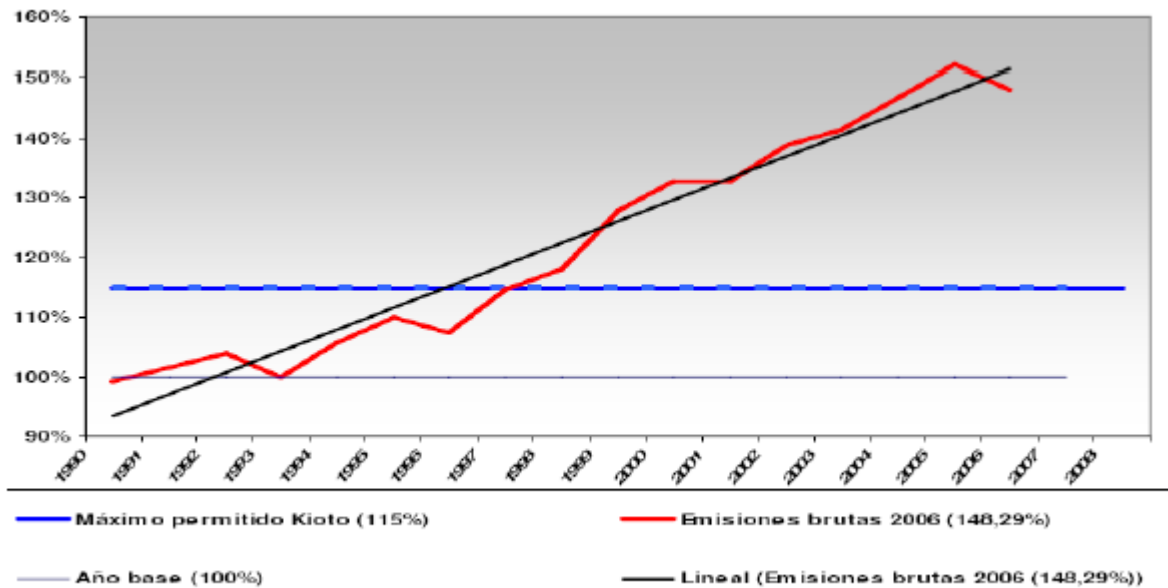
Emisiones previstas en las CCGT consumiendo Gas Natural	
NO _x	1,2 g/kWh
SO ₂	0,007 g/kWh
CO ₂	350 g/kWh
Partículas	0,02 g/kWh

Fuente: CNE y AIE

Figura 13. Emisiones previstas para los ciclos combinados

A pesar de los datos de emisiones anteriormente presentados, y de la creciente tendencia al desplazamiento de la producción eléctrica hacia tecnologías más limpias, tales como los CCGT, es preciso señalar que **no es económicamente viable ni mucho menos recomendable desde el punto de vista de la seguridad de suministro alcanzar excesivos niveles de dependencia de la producción eléctrica con gas natural.**

Por su parte, los datos del último balance de emisiones muestran que en 2006 se ha roto la tendencia de aumento de emisiones que venía consolidándose en los últimos años, habiéndose producido un descenso en las emisiones de gases de efecto invernadero en España, como se muestra en la Figura 14.



Fuente: CCOO

Figura 14. Evolución de las emisiones de GEI en España. Fuente: CCOO

Esta reducción se debe en parte a las políticas adoptadas al respecto, tales como el PNA, el PER (Plan de Energías Renovables) o la E4 (Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética en España), pero también tiene un importante componente de coyuntura.

6. LA EFICIENCIA ENERGÉTICA

El funcionamiento de la sociedad actual es difícilmente imaginable si no dispusiéramos de los recursos energéticos suficientes para mantener los estándares de calidad de vida, la capacidad de producción o incluso, mantener la compleja red de movilidad actual.

En el marco energético mundial actual, marcado por las preocupaciones sobre el encarecimiento de las materias primas energéticas, la sostenibilidad y seguridad en el abastecimiento y el control de las emisiones de gases a la atmósfera, es fundamental plantearse la implantación generalizada de un consumo racional de energía.

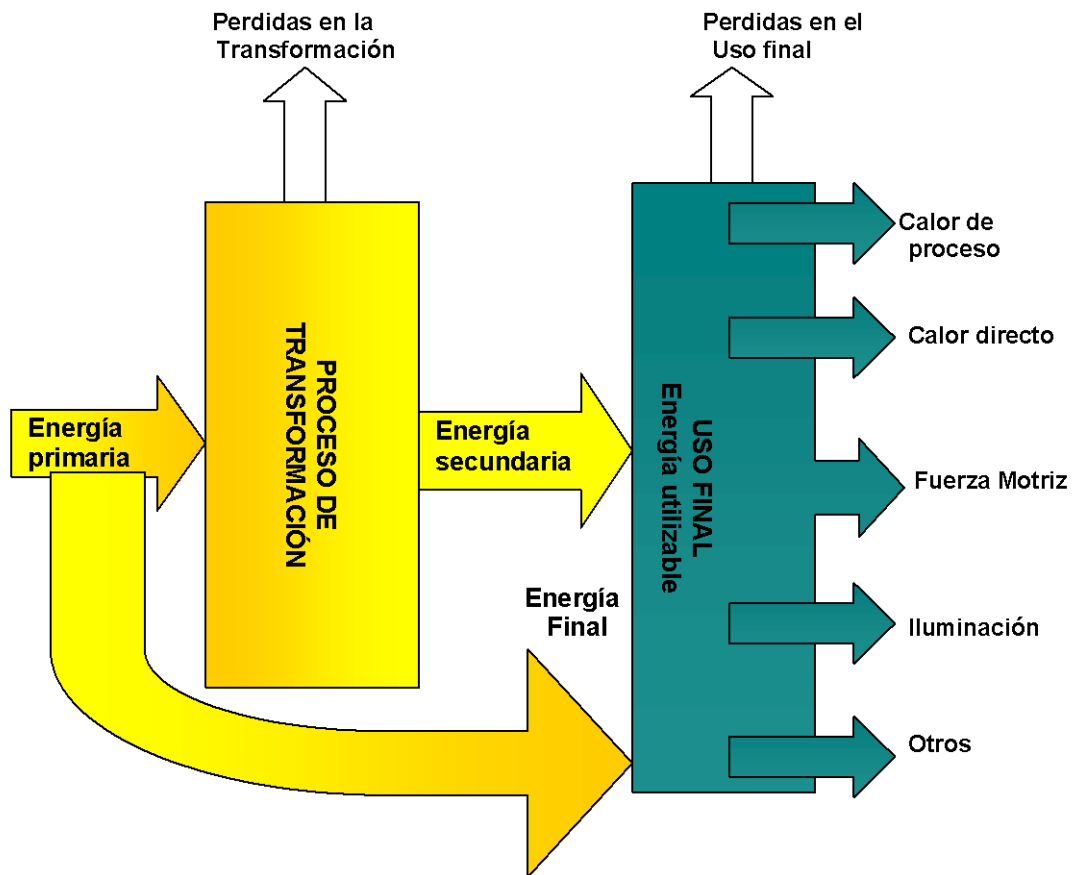


Figura 15. Esquema de un sistema Energético

El esquema de la Figura 22, nos muestra un balance energético que puede ser utilizado tanto para representar un sistema individual, como una vivienda una industria por ejemplo, o para representar sistema muy complejo como el del modelo nacional de energía

Hemos dicho al principio de este estudio, que la forma más inmediata de disminuir las emisiones de GEI es la de aplicar medidas de Ahorro y de Eficiencia Energética en los distintos sectores de la Demanda de Energía

Pero ¿Qué se entiende por **Eficiencia Energética**?:

Esta puede ser definida como la razón entre el producto "útil" y la energía entregada a un sistema. El sistema en cuestión puede ser un elemento individual de

conversión de energía (por ejemplo una caldera), un edificio, un proceso industrial, una empresa, un sector, o toda una economía.

En todo caso, la medida de la eficiencia energética dependerá de cómo se defina el concepto de "útil" y de cómo se midan los productos. Cuando estos se miden en términos termodinámicos o físicos se suele utilizar el término Eficiencia Energética, pero cuando los productos se miden en términos económicos es más común utilizar el término "Productividad Energética" y su razón inversa que se denomina "Intensidad energética"

La Eficiencia Energética cobra especial relevancia como herramienta para influir sobre el panorama energético español y mitigar los riesgos a los que este se enfrenta en el corto y medio plazo. Así pues la Eficiencia Energética se entiende como una herramienta clave para cambiar la tendencia en la evolución del consumo de energía permitiendo el desarrollo y crecimiento económico del país sin afectar a otras variables como el bienestar social o la productividad.

Se engloban, en este sentido, todas aquellas medidas y/o políticas destinadas a afectar sobre esta variable, tanto por **el lado de la oferta** – mejoras tecnológicas –, como por el **lado de la demanda** – cambios tecnológicos, económicos y de comportamiento –.

Las Administraciones Públicas, conscientes de la necesidad de controlar el consumo energético, se han marcado objetivos de cambios en la tendencia del consumo, cambios del mix energético, aumento del grado de autoabastecimiento y control de las emisiones de CO₂ a la atmósfera. Para alcanzar estos objetivos, han desarrollado planes de acción a nivel europeo y nacional en los que se recogen un conjunto de medidas concretas a aplicar en el corto y medio plazo, quiénes son los responsables de llevarlas a cabo y la financiación específica de las mismas.

6.1 PROPUESTAS PARA LA MEJORA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EL LADO DE LA OFERTA

La Eficiencia Energética debe buscarse en toda la cadena de valor del sector energético, desde la generación, pasando por el transporte y la distribución (lado de la oferta) hasta el consumo final realizado por los usuarios (lado de la demanda). En cada uno de estos eslabones existe un potencial de mejora y por ello se han establecido medidas y políticas para impulsar la eficiencia y lograr el mejor uso de la energía.

El transporte de la electricidad supone del orden de un 10% de pérdida de la energía producida en barras de central (2% para el transporte y 8% para la distribución).

La producción de electricidad supone unas pérdidas medias del orden de un 40%. El uso de centrales de ciclo combinado supone un incremento en los rendimientos de hasta el 50% respecto al 34% que tradicionalmente se ha obtenido con la generación termoeléctrica

La Generación es la tecnología utilizada para transformar la energía primaria (ej. carbón, uranio, solar, biomasa) en energía secundaria (ej. electricidad, calor distribuido).

En el lado de la oferta energética existe un gran potencial de ahorro a través del impulso al I+D+i para el desarrollo de unas tecnologías más eficientes energéticamente y con las menores emisiones posibles.

Las medias propuestas en el Libro Verde y que se concretan en el **Plan de Acción**, estableciendo fechas y responsables de su aplicación.

7.- EFICIENCIA ENERGETICA EN LA GENERACIÓN

Como introducción a este tema incluimos una síntesis de parte del "Libro Verde de la Comisión, de 22 de junio de 2005, «Sobre la eficiencia energética; cómo hacer más

con menos» [COM (2005) 265 final". En especial respecto de lo que indica referente a las "Razones para ahorrar energía" y sobre los "Ámbitos en que puede reforzarse la eficiencia energética".

"Razones para ahorrar energía"

La UE depende de las importaciones de energía en un 50 % de su consumo actual, cifra que podría pasar al 70 % de aquí al 2030. A esta fuerte dependencia se añaden el agotamiento previsto de las fuentes de energía tradicionales y el insuficiente desarrollo de las fuentes renovables. Juntos, constituyen tres factores que exigen un control de la demanda energética para consumir mejor con menos.

En el Libro Verde, la Comisión señala que la UE puede reducir su consumo energético un 20 % de aquí al 2020, lo que liberaría una suma de 60 000 millones de euros anuales para otras inversiones. Este nivel de ahorro tendría un impacto positivo doble para los ciudadanos de la UE. Por una parte, reforzaría la competitividad de la industria europea en el marco de la estrategia de Lisboa y supondría la creación de un millón de puestos de trabajo en los sectores interesados (gestión del transporte, tecnologías a alta eficiencia energética, etc.). Y por otra, un ahorro del 20 % de la energía permitiría a la UE cumplir sus compromisos de Kioto , reduciendo las emisiones de CO2 para preservar un medio ambiente sano para los ciudadanos de hoy y mañana.

Ámbitos en que puede reforzarse la eficiencia energética

De mantenerse las tendencias actuales, el consumo de energía en Europa experimentará una subida del 10 % a lo largo de los próximos quince años. La Comisión

se propone invertir esta tendencia, combatiendo las principales formas de derroche energético.

El primer sector con un fuerte potencial de ahorro energético es el transporte, que representa un tercio del consumo total de la UE. El predominio del transporte por carretera y su fuerte dependencia del petróleo conlleva problemas de congestión y contaminación que se añaden al derroche energético.

Otro ámbito susceptible de mejora de la eficiencia energética es la propia producción de energía. La tecnología utilizada hace que entre el 40 % y el 60 % de la energía necesaria para la producción de electricidad se pierda en el proceso de producción.

Por último, pueden lograrse avances importantes en el sector de los edificios, tanto en las viviendas como en las oficinas. La calefacción y el alumbrado de los edificios representan cerca del 40 % de la energía consumida en la UE y ambas funciones pueden realizarse con mayor eficiencia”.

Vemos que tanto en esta como en casi todas las propuestas de eficiencia energética, hacen hincapié y detallan sobre la aplicación de medidas de incremento de la eficiencia en la demanda, mencionando de forma menos precisa ni detallada las medidas a aplicar en el sector de la transformación y menos aún en el sector de la generación de energía eléctrica salvo por el hecho de propiciar la utilización de energías renovables.

Sin embargo y como hemos visto a lo largo de este trabajo la generación de energía es la responsable de la mayor parte de la emisiones de gases de efecto invernadero. Por tanto un aumento de la eficiencia energética la generación, redundará directamente en la eficiencia de toda la demanda eléctrica ya que todos los kilovatios demandados se suministrarán utilizando menos energía primaria y produciendo menos emisiones.

Según (*Tokuya Sakurai ,enero 2008*) un incremento del 1% en la eficiencia de la generación termoeléctrica con carbón redonda en un 3% de reducción en el consumo de carbón y en un 3% de reducción de emisiones de CO2 y partículas.

Aplicado estos datos al caso español para la producción de energía eléctrica del año 2005, significaría que, con un incremento del 1% en la eficiencia de todas las centrales de carbón se

lograría una reducción al año de: 1.186.427 Tn de consumo de carbón, de 2.580.000 Tn de emisiones de CO2 y 670 Tn de emisiones de partículas.

7.1 ANALISIS DEL PARQUE DE GENERACION TERMOELÉCTRICO ESPAÑOL

Dentro del sector transformación de la energía se encuentra el parque de generación de Energía Eléctrica que es el que transforma la Energía Primaria en Electricidad. Este se encuentra constituido legalmente en España, por dos sectores: el denominado de Régimen Ordinario y el denominado de Régimen Especial.

El primero de estos está compuesto por aquellas centrales mayores de 50MW de potencia instalada y que concurren al mercado liberalizado. El segundo está compuesto por centrales de cogeneración y de energías renovables, menores de 50MW, que reciben además del precio del mercado, una prima económica con objeto de incentivar su desarrollo.

La potencia total instalada en Generación Eléctrica, ha ido aumentando año a año, a través de la incorporación de nuevas centrales de Ciclo Combinado que consumen Gas Natural como fuente de energía primaria y de la incorporación de centrales que utilizan fuentes de energía renovables, con una incorporación mayoritaria de Parques de Aerogeneradores que transforman en electricidad a la Energía Eólica.

	Potencia instalada a 31 de diciembre				
	2002	2003	2004	2005	2006
Hidráulica convencional y mixta	13.867	13.930	13.930	13.930	13.930
Bombeo puro	2.719	2.727	2.727	2.727	2.727
Hidráulica	16.586	16.657	16.657	16.657	16.657
Nuclear	7.816	7.816	7.876	7.876	7.716
Hulla + antracita	6.068	6.068	6.068	5.947	5.947
Lignito pardo	2.031	2.031	2.031	2.031	2.031
Lignito negro	1.502	1.502	1.502	1.502	1.502
Carbón importado	1.944	1.944	1.944	1.944	1.944
Carbón	11.565	11.565	11.565	11.424	11.424
Fuel/Gas (*)	7.511	6.947	6.947	6.647	6.647
Ciclo combinado	3.136	4.347	8.233	12.224	15.500
Total régimen ordinario	46.615	47.333	51.279	54.829	57.945
Hidráulica	1.489	1.559	1.636	1.767	1.809
Eólica	4.950	6.220	6.442	9.890	11.140
Otras renovables	626	702	879	948	1.091
No renovables	6.143	6.365	6.490	6.656	6.769
Régimen especial	13.208	14.846	17.447	19.261	20.809
Total	59.823	62.179	68.726	74.090	78.754

(*) Incluye GICC (Elcogás)

Fuente Estudio sector eléctrico de REE JULIO 2007

Figura 16. Evolución del Balance de potencia instalada (MW)

Del cuadro de la figura 16 podemos extraer los siguientes datos:

La potencia instalada en los últimos 5 años se ha incrementado en 18.931MW lo que representa un 31,7% respecto a potencia instalada en el año 2002. En Régimen Ordinario, la potencia instalada en centrales de Carbón, Fuel/Gas, Hidráulica y Nuclear se han mantenido prácticamente constantes. Mientras que la Potencia instalada en Centrales de Ciclo Combinado se ha incrementado en un 400%, pasando de 3.136MW en el 2002 a 15.500 en el 2006.

Por otro lado la potencia instalada en Régimen Especial se ha incrementado en 7.600 MW que corresponden prácticamente al incremento correspondiente a la Energía Eólica.

En la figura siguiente, que muestra la evolución de la energía generada, podemos analizar cómo se ha comportado, el peso relativo de cada Energía Primaria respecto del total de energía eléctrica generada.

	2002	2003	2004	2005	2006
Hidráulica	22.599	38.874	29.777	19.169	25.330
Nuclear	63.016	61.875	63.606	57.539	60.126
Carbón	78.768	72.249	76.358	77.393	66.006
Fuel/Gas	16.474	8.027	7.697	10.013	5.905
Ciclo combinado	5.308	14.991	28.974	48.885	63.506
Regimen Ordinario	186.165	196.016	206.412	212.999	220.873
Consumos en generación	-8.421	-8.162	-8.649	-9.082	-8.907
Regimen especial	35.401	41.412	45.868	50.606	50.238
Hidráulica	3.771	4.942	4.596	3.653	3.971
Eólica	9.257	11.720	15.753	20.532	22.631
Otras renovables	2.830	2.946	3.038	3.958	4.049
No renovables	19.543	21.804	22.481	22.464	19.587
Generación neta	213.145	229.266	243.631	254.523	262.204
Consumos en bombeo	-6.957	-4.678	-4.605	-6.358	-5.261
Intercambios internacionales	5.329	1.264	-3.027	-1.343	-3.280
Demanda (b.c.)	211.517	225.852	235.999	246.822	253.663

Fuente Estudio sector eléctrico de REE JULIO 2007

Figura 17. Evolución anual de la cobertura de la demanda de energía eléctrica (GWh)

En primer término debemos destacar que de la energía generada en Régimen Ordinario, hay que descontar unos consumos denominados de generación, que no son más que la energía eléctrica necesaria para el proceso de transformación y por tanto que parte de la Energía Primaria consumida no es utilizable desde el punto de vista de la demanda de energía eléctrica.

A pesar de haberse incrementado en un 19% la energía generada en Régimen Ordinario, el porcentaje que respecto de esta representan los consumos de generación permanece casi constante año a año, siendo del orden de un 4%. Existe una diferencia con lo indicado en la Figura Nº 26 que es debida a que en este caso solo se muestran los autoconsumos de las centrales del R.O. y en la anterior se incluían también los correspondientes a la centrales del R.E.



Evolution of Electricity Generation by Fuel from 1971 to 2005

Spain

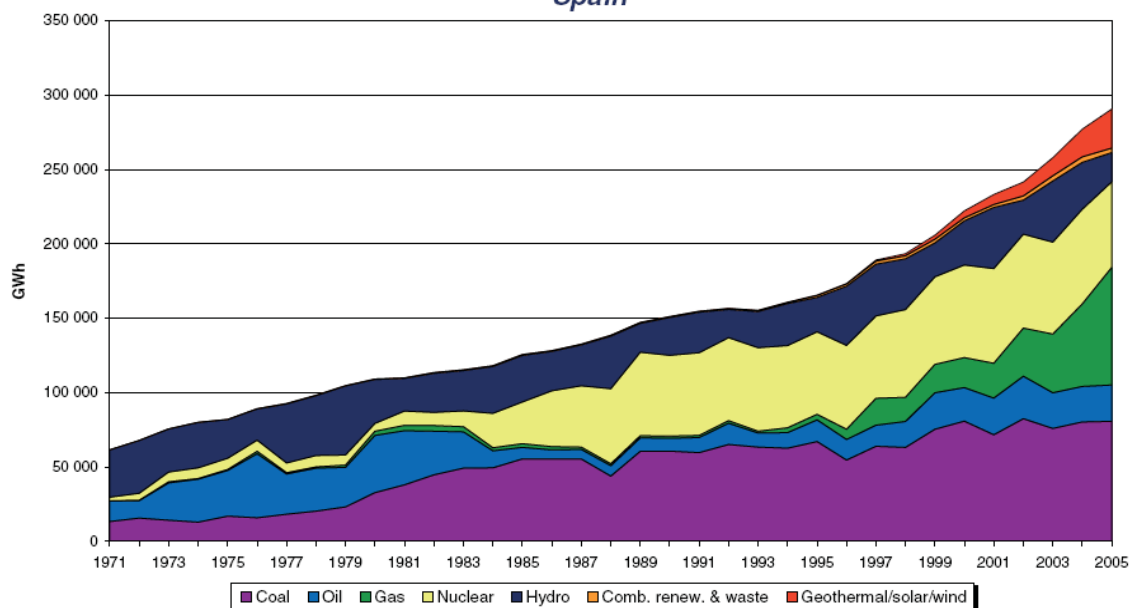


Figura 18. evolución de la generación de electricidad del 1971 al 2005

CENTRALES DE CARBON PRODUCCION Y DISPONIBILIDAD
POTENCIA INST. AL 31-12-2005 EN kW

CENTRAL	Año Pta March	Potencia KW	Energía MWh	En Operac. HS/AÑO	DISPONIB
ABOÑO	1974	916.200	7.221.173	7.882	90,0%
ANLLARES	1982	365.000	2.615.777	7.167	81,8%
COMPOSTILLA II	1961	1.170.000	8.428.611	7.204	82,2%
ESCATRON	1990	80.000	47.454	593	6,8%
ESCUCHA	1970	175.000	1.051.863	6.011	68,6%
GUARDO	1964	515.640	2.969.737	5.759	65,7%
LA ROBLA	1971	654.900	4.614.029	7.045	80,4%
LADA	1981	513.000	2.925.316	5.702	65,1%
LITORAL DE ALMERIA	1985	1.158.900	8.431.951	7.276	83,1%
LOS BARRIOS	1985	568.000	3.989.167	7.023	80,2%
MEIRAMA	1980	563.000	3.650.732	6.484	74,0%
NARCEA	1965	595.470	3.305.908	5.552	63,4%
PASAJES	1967	216.800	1.499.131	6.915	78,9%
PUENTE NUEVO	1966	324.300	2.412.784	7.440	84,9%
PUENTES 1400	1976	1.468.500	9.525.024	6.486	74,0%
PUERTOLLANO	1972	220.000	1.325.372	6.024	68,8%

SCERCHS	1971	170.000	992.776	5.840	66,7%
SOTO RIBERA	1962	671.575	4.587.438	6.831	78,0%
TERUEL	1979	1.101.500	7.688.352	6.980	79,7%
TOTALES		11.447.785	77.282.595	6.751	77,1%

Tabla 6 Centrales de producción

De estos datos obtenemos la siguiente información: el 33,9% de la potencia en generación y el 34,9% de la energía generada, corresponde a Centrales puestas en servicio antes del año 1970, con un 79,4% de disponibilidad.

El 31,6% de la potencia en generación y el 30,8% de la energía generada, corresponde a Centrales puestas en servicio antes del año 1980, con un 75,2% de disponibilidad.

El 24,9% de la potencia en generación y el 24,4% de la energía generada, corresponde a Centrales puestas en servicio antes del año 1990, con un 75,4% de disponibilidad.

EVOLUCIÓN DE LOS AUTOCONSUMOS EN GENERACIÓN

COUNTRY	PRODUCT (GWh)	TIME FLOW	1980	1985	1990	1995	2000	2005
Canada	Electricity	Production	373.379	458.985	482.054	559.982	605.573	625.976
		Own use in electricity,	6.173	12.639	14.411	17.110	19.048	19.984
			1,7%	2,8%	3,0%	3,1%	3,1%	3,2%
France	Electricity	Production	257.979	344.301	420.733	494.065	540.780	576.170
		Own use in electricity,	11.308	15.728	19.398	21.957	24.108	26.024
			4,4%	4,6%	4,6%	4,4%	4,5%	4,5%
Germany	Electricity	Production	467.578	522.534	550.015	537.284	576.543	620.574
		Own use in electricity,	30.950	35.491	41.433	38.355	38.054	39.015
			6,6%	6,8%	7,5%	7,1%	6,6%	6,3%
Japan	Electricity	Production	576.331	671.953	842.044	969.336	1.058.203	1.098.315
		Own use in electricity,	24.553	37.659	32.105	38.145	39.283	41.863
			4,3%	5,6%	3,8%	3,9%	3,7%	3,8%
Spain	Electricity	Production	110.483	127.363	151.920	167.085	224.472	294.077
		Own use in electricity,	5.271	6.398	7.272	7.994	10.031	11.945
			4,8%	5,0%	4,8%	4,8%	4,5%	4,1%
United Kingdom	Electricity	Production	285303	297555	319737	334041	377069	398403
		Own use in electricity,	18991	19634	19609	17416	16304	17872
			6,7%	6,6%	6,1%	5,2%	4,3%	4,5%
United States	Electricity	Production	2427320	2621929	3218621	3582114	4052487	4293860
		Own use in electricity,	141214	152088	188779	208938	235934	206402
			5,8%	5,8%	5,9%	5,8%	5,8%	4,8%

Tabla 7 evolución de los autoconsumos en generación

Vemos que la vida media real para las centrales de carbón es de 40 años o sea que dentro de 15 años aún tendremos 5000 MW de estas mismas centrales, con esos rendimientos y esos autoconsumos. Por supuesto que su porcentaje de participación será menor debido al crecimiento de la demanda y la obligada instalación de nuevas tecnologías.

Vemos también en el cuadro precedente la importancia que tienen los autoconsumos en la generación de energía eléctrica y su necesidad de disminuirlos para incrementar la oferta de energía con menor consumo de combustibles y menores emisiones asociadas.

7.2. POSIBILIDADES DE AHORROS Y MEJORA DE EFICIENCIA.

La figura siguiente, que muestra un esquema básico en bloques de los equipos principales y del flujo de energía en una central termoeléctrica de carbón, tiene como objetivo representar las áreas de actuación para lograr un mejoramiento de la eficiencia energética

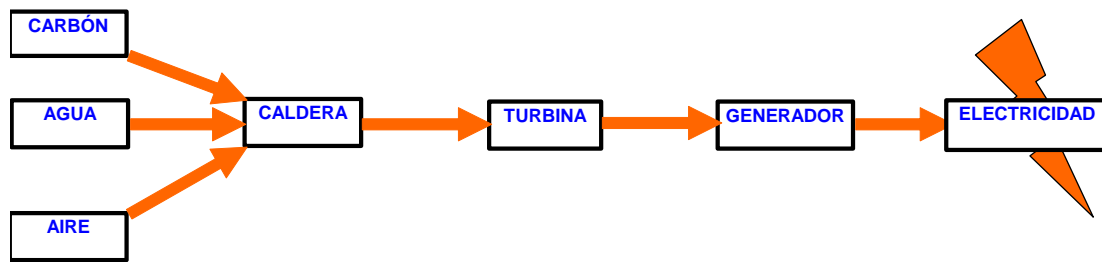


Figura 19 Esquema básico en bloques de una central termoeléctrica

Como hemos visto hay dos actuaciones principales para incrementar la eficiencia de una central termoeléctrica de carbón que son: por un lado la disminución de la energía primaria por mejora del proceso termodinámico y por el otro la reducción del consumo de auxiliares que denominamos también autoconsumos.

Existe una tercera vía para no solo incrementar la eficiencia de las centrales existentes sino para incrementar su potencia instalada esta se denomina Repowering y hablaremos de ella más adelante.

7.2.1. EN LOS CONSUMOS DE AUXILIARES

De acuerdo con I. Arauzo et al y M. Lacarta (1993) el consumo de los auxiliares en una central termoeléctrica de carbón convencional puede llegar a ser del orden de entre el 5% al 7% de la potencia total generada en Bornes del generador a plena carga, pero ese porcentaje se incrementa a carga parcial. Los Filtros Electrostáticos, los Sistemas de Molienda, los Sistemas de

Manipulación de Cenizas, los Ventiladores y las Bombas representan el 90% del total de la energía consumida por los sistemas auxiliares.

Para una unidad de 350MW las medidas estudiadas y los ahorros anuales obtenidos han sido los siguientes:

EQUIPO	MEDIDAS APLICADAS	AHORRO/año
Filtros Electrostáticos	Cambios en los aisladores eléctricos Ajuste de la tensión y los pulsos de energización	2 a 2.5GWh/a
Sistemas de Molienda	Ajustes o cambio periódico de piezas de molinos Ajuste del número de molinos según la carga	0.6 a 1GWh/a
Sistemas de Manipulación de Cenizas	Parada de elementos redundantes a cargas parciales Modificación de la geometría y disposición de los circuitos	1.3 a 3 GWh/a
Ventiladores	Cambio de rotores Instalación de variadores de velocidad Modificación de la geometría y disposición de los circuitos	7.5 a 9.3GWh/a
Bombas	Cambio de rotores Instalación de variadores de velocidad Modificación de la geometría y disposición de los circuitos	3 a 5 GWh/a

Tabla 8 consumo de auxiliares

Estas medidas pueden generalizarse para unidades similares salvo en el caso de las Bombas donde difícil generalizar las medidas indicadas ya que estas dependen de la configuración de los circuitos y del tipo de sistema de refrigeración si es de circuito abierto o cerrado que son propios de cada unidad.

El resultado obtenido implica que se puede obtener una reducción del consumo de auxiliares del orden del 12% del total de la energía consumida, lo que significa un incremento de la eficiencia de 1.8 % que según Tokuya Sakurai (enero 2008), resultaría en una reducción del 5.4% en las emisiones de CO₂ y de partículas a la atmosfera.

Aplicando estos valores a los autoconsumos indicados en el Cuadro N° VII.2.3 de "consumos, producciones y rendimientos para la generación termoeléctrica con carbón" indicado en el punto 7.2 se pueden lograr ahorros en los autoconsumos totales de 540.000 MWh que representa el 0.75 % de toda la energía generada en el año. Asimismo aplicando el porcentaje de reducción de emisiones 5.4% a las emisiones indicadas en el Cuadro N° VII.4.3, resulta en una reducción de 4.050 kt de CO₂ y 1.51kt de partículas emitidas a la atmosfera al año.

7.2.2. EN EL PROCESO DE GENERACIÓN

Hemos indicado que además de actuar sobre los consumos de auxiliares se pueden aplicar medidas de incremento de la eficiencia energética al propio proceso de generación.

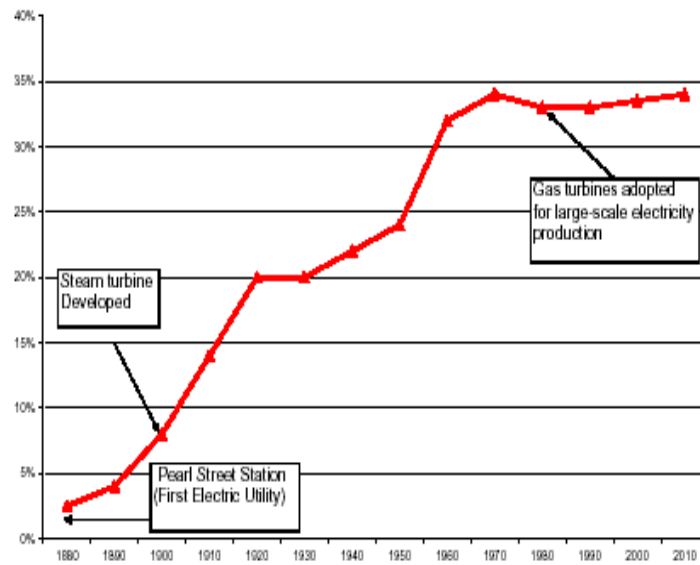
Según I. P. S. PAUL et al (1993) para una instalación de generación consumiendo lignito pardo, de cada kg que se consume y que contiene una energía de 2050kcal equivalente a 2,38kW, se gastan 119g en las pérdidas en la caldera, 530g en pérdidas en el condensador, 5g en las pérdidas en el generador, 32g se gastan en los consumos auxiliares. Los 285g restantes equivalentes a 0.812 kW de energía llegan a las líneas de transmisión para este análisis se ha considerado un consumo específico de 2840 Kcal./kWh. equivalente al que se obtiene en nuestras centrales.

Los puntos del proceso donde se ha visto que se puede actuar para incrementar la eficiencia del ciclo son los siguientes:

La combustión, el soplado de vapor, la relación aire combustible, las purgas de vapor, las pérdidas en los sellos de los precalentadores de aire, y fundamentalmente en la turbina de vapor.

Las siguientes figuras muestran la evolución del de rendimiento que se obtiene de una instalación con turbina de vapor en función de su fecha de diseño y las mejoras del mismo.

Figure 1-1. Average U.S. Fossil Power Plant (Fleet) Efficiencies, 1900-2000 (Electricity only; does not include heat recovery)



Source: Energy Information Administration 2004.

Figura 20. Variación del rendimiento eléctrico de las turbinas de vapor

Heat Rate Improvements in large extent achieved by Advanced Blading Design from Cylindrical Profile Optimization up to current 3DV Blade Design and Advanced LP Blading Design

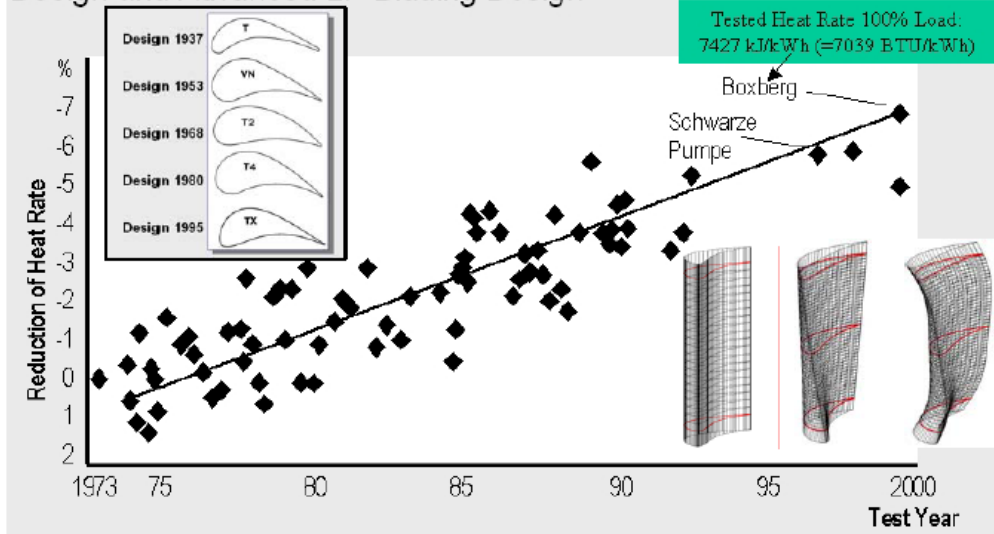


Figure 1: Trend of heat rate development over the last 30 years

Figura 21. Variación del Consumo específico debido al desarrollo en 30 años

De Smiarowski, M et al se presenta un ejemplo de las mejoras que se pueden obtener en turbinas de vapor y que es el siguiente:

“La central eléctrica de Mehrum es una planta convencional de carbón equipada con una caldera de Benson. La turbina de vapor consiste de 1 etapa de presión intermedia y 2 etapas de dobles de baja presión, diseñados para una salida de energía efectiva de 705 MW. Después de que casi 25 años de operación continuada se convirtió en un objeto de interés para una modificación completa debido a la disponibilidad de nuevas tecnologías y de técnicas para el componente principal, que es la turbina de vapor. El ajuste con el hardware existente ofrecía importantes ventajas. Porque las cubiertas externas nunca sobrepasaron las tensiones máximas respecto de los límites de sus materiales. La filosofía de la modificación de cambiar todas las piezas internas. Por lo tanto fueron substituidos todos los rotores y las cubiertas internas de todas las etapas de turbina incluyendo sus alabes. El resultado era una turbina nueva completa en una “caja vieja”, que combina muchas de las ventajas de la tecnología moderna en lo que respecta a eficacia, a tiempo de la vida y a rendimiento total, con un ajuste

excelente a la topología existente de la planta. Durante la modificación también se instaló un sistema de recuperación del calor para el precalentamiento del aire de combustión con cambios en las condiciones de la extracción del vapor. También se realizaron, en el "extremo frío", mejoras substanciales en el área de la torre de refrigeración".

La turbina de vapor presenta los siguientes parámetros de vapor:

Presión principal del vapor: 191 bar.

Caudal total del vapor principal: 580 kg/s.

Temperatura del vapor del recalentamiento: 530 °C/530 °C.

Presión de Condensación de: 0.0575/0.0863 bar.

Puesta en Marcha inicial: 1979.

Fecha de la Modernización: 2003

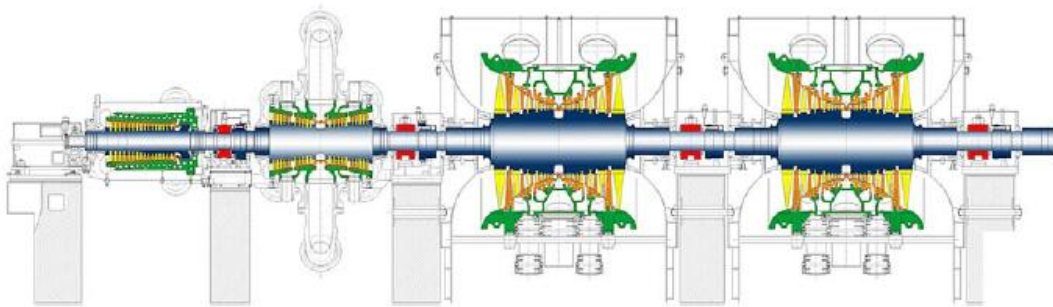


Figura 22 sección de la turbina modernizada

Después de la instalación de las nuevas medidas de eficiencia interna en la turbina tanto en la etapa de alta presión y en la etapa de presión intermedia, se obtuvieron muy buenos resultados.

Después de la terminación del proyecto en el verano de 2003, el coeficiente de carga se elevó hasta el 70%. La eficiencia total de la planta se ha incrementado desde los 38.45% anteriores hasta el 40.45%, con un ahorro en emisiones del dióxido de

carbono de 193 k t por año. El coste de la reducción se estima aproximadamente 5.6 euros/tCO₂.

El incremento de potencia eléctrica - comparado a la misma energía primaria – es aportado principalmente por las modificaciones en la turbina que se estima aproximadamente en 30 MW.

Cerca de otros 4 MW de incremento de potencia se deben a las mejoras en el sistema de refrigeración. Y del orden de 6,5 MW se deben a las modificaciones en el sistema de recuperación de calor de gases.

Repotenciar, Repotenciación o Repowering son términos utilizados para describir prácticamente cualquier modificación en una planta de generación que incremente su capacidad o rendimiento o reduzca emisiones. Además de lo visto suele denominarse así a la incorporación de una turbina de gas a un ciclo convencional con el fin de dar respuesta a una necesidad particular determinada, y cuyo efecto principal es el aumento de la eficiencia y, en determinados casos, de potencia. La composición más evidente al pensar en la unión de ciclo de turbina de gas y ciclo de vapor es el ciclo combinado, donde la elevada temperatura del gas de la turbina se aprovecha para aportar la energía necesaria al fluido de trabajo del ciclo de vapor.

A nivel mundial, se han repotenciado más de 100 plantas de vapor a ciclo combinado, en Holanda todas las grandes centrales, incluyendo algunas plantas de energía eléctrica y calor combinados se han reconvertido manteniendo las calderas preexistentes. La capacidad total de las plantas convertidas es de 2.340 MW y los coeficientes de mejora de rendimiento van de 8 a 13%.

Como ejemplo para una unidad de generación con carbón cuya potencia bruta eléctrica es de 334,6 MWe con un consumo en caldera de 1003,5 MWth Donde la eficiencia bruta sobre el poder calorífico superior es de 33,34 %, siendo las emisiones específicas de CO₂ de 845,3 kg por MWe producido, las emisiones totales anuales considerando un factor de utilización de la central del 70% corresponden a 1980 kt de CO₂. Luego de la repotenciación se obtiene una disminución de 126,7g/kWh en las

emisiones específicas, mientras que las emisiones totales se reducen en 150 kt CO₂ produciéndose un 9% de energía eléctrica adicional.

Podemos concluir de lo visto hasta ahora lo siguiente:

En los datos del Energy Outlook de 2007, observamos que la energía eléctrica representaba en 2004, a nivel mundial, en torno al 15% del consumo energético total de energía primaria y en el 2030 representará el 25%

De la energía eléctrica Demandada en todo el mundo, el 66% se genera con centrales térmicas convencionales carbón fuel oil y gas natural.

España con porcentajes equivalentes de participación de las centrales térmicas la generación con carbón representa el 26% del total de emisiones de CO₂.

La generación con Gas Natural en CCGT produce entre 1/3 y la 1/2 menos de CO₂ que las de carbón.

A pesar de los datos de emisiones anteriormente presentados, y de la creciente tendencia al desplazamiento de la producción eléctrica hacia tecnologías más limpias, tales como los CCGT, es preciso señalar que no es económicamente viable ni mucho menos recomendable desde el punto de vista de la seguridad de suministro alcanzar excesivos niveles de dependencia de la producción eléctrica con gas natural.

Por ello la forma más inmediata de disminuir las emisiones de GEI es la de aplicar medidas de Ahorro y de Eficiencia Energética en los distintos sectores de la Demanda de Energía.

La Eficiencia Energética puede ser definida como la razón entre el producto "útil" y la energía entregada a un sistema. El sistema en cuestión puede ser un elemento

individual de conversión de energía (por ejemplo una caldera), un edificio, un proceso industrial, una empresa, un sector, o toda una economía.

La Eficiencia Energética se entiende como una herramienta clave para cambiar la tendencia en la evolución del consumo de energía permitiendo el desarrollo y crecimiento económico del país sin afectar a otras variables como el bienestar social o la productividad.

Se engloban, en este sentido, todas aquellas medidas y/o políticas destinadas a afectar sobre esta variable, tanto por **el lado de la oferta** – mejoras tecnológicas –, como por el **lado de la demanda** – cambios tecnológicos, económicos y de comportamiento –.

Dentro del lado de la oferta se encuentra el parque de generación de Energía Eléctrica que es el que transforma la Energía Primaria en Electricidad.

Debemos destacar que dentro de la energía generada en Régimen Ordinario, hay unos consumos denominados de generación, que no son más que la energía eléctrica necesaria para el proceso de transformación y que por tanto no llegan a la Demanda o sea que parte de la Energía Primaria consumida no es utilizable desde el punto de vista de la demanda de energía eléctrica. A pesar de haberse incrementado en un 19% la energía generada en R.O., el porcentaje medio que respecto de esta representan los consumos de generación permanece casi constante año a año, siendo del orden de un 4%.

Frente a un incremento de la Eficiencia Energética en el lado de la oferta se obtiene un resultado global comparable al que se obtendría con medidas aplicadas en el lado de la demanda.

Las ventajas en la aplicación de medidas en el lado de la oferta es que la cantidad de actuaciones está limitada a un número muy inferior de instalaciones que las del lado

de la demanda, lo mismo ocurre respecto al número de los actores involucrados, del lado de la oferta son menos de una decena mientras que en el lado de la demanda se cuentan por miles.

Por ello es necesario tener en cuenta para las centrales termoeléctricas como es el caso de las de Biomasa, que desde el inicio ya en su diseño y por supuesto durante su explotación, se deben aplicar medidas de ahorro y eficiencia energéticas.

C – LA BIOMASA EN LA GENERACIÓN ELECTRICA

Una definición aceptada de la biomasa dice que: " se considera Biomasa a aquellos productos energéticos y materias primas de tipo renovable que se originan a partir de materia orgánica formada por vía biológica". Quedan fuera de esta definición los combustibles fósiles y sus derivados como la mayoría de productos sintéticos.

Mientras que la definición según la DIRECTIVA 2009/28/CE dice lo siguiente:

"«biomasa»: la fracción biodegradable de los productos, desechos y residuos de origen biológico procedentes de actividades agrarias (incluidas las sustancias de origen vegetal y de origen animal), de la silvicultura y de las industrias conexas, incluidas la pesca y la acuicultura, así como la fracción biodegradable de los residuos industriales y municipales."

Por su parte la Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), utiliza la definición de la Especificación Técnica Europea CEN/TS 14588 para catalogar la biomasa como:

"todo material de origen biológico excluyendo aquellos que han sido englobados en formaciones geológicas sufriendo un proceso de mineralización".

De forma general se puede decir que cualquier definición de biomasa debe englobar principalmente dos términos: orgánico y renovable.

Teniendo en cuenta las definiciones anteriores de la biomasa, una de las clasificaciones que puede realizarse atendiendo a su origen es la siguiente (IDAE, 2007):

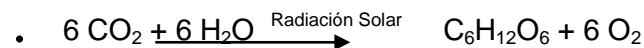
1. Biomasa natural
2. Biomasa residual
 - a. Residuos agrícolas
 - b. Residuos forestales
 - c. Residuos de industrias agrícolas y agroalimentarias
 - d. Residuos de industrias forestales
 - e. Residuos ganaderos
 - f. Residuos urbanos
3. Excedentes agrícolas
4. Cultivos energéticos

Los factores responsables de favorecer la biomasa como fuente energética son:

- El encarecimiento del precio del petróleo.
- El aumento de la producción agrícola.
- Necesidad de buscar usos alternativos a la producción agrícola.
- Cambio climático.
- La posibilidad de optimizar los procesos de obtención de energía.

Los gases responsables del cambio climático: CO₂, CH₄, N₂O, CFC_s, SF₆ son capaces de absorber radiaciones infrarrojas y emitir radiaciones de menor longitud de onda lo que provoca un calentamiento de la tierra, este efecto ha sido más acusado en los últimos años. Las causas son debidas a diversos factores:

- El aumento de la combustión de combustibles fósiles produce un aumento de CO₂.
- La deforestación provoca una disminución de las plantas que contienen clorofila y son capaces de realizar a través de la luz solar el proceso de fotosíntesis. Mediante este proceso, transforman el dióxido de carbono del aire en sustancias orgánicas según la reacción:



- La fotosíntesis está afectada por muchas variantes como la temperatura, calidad de luz, tiempo de exposición, el viento, etc. Solamente una pequeña parte de esta energía se convierte en biomasa a través de la fotosíntesis. Según (Gliessman, 2002) el 1% de la energía de la luz solar total es realmente convertida en biomasa. La productividad primaria promedio es 8,4 MJ/m²/año lo que muestra la baja eficiencia energética de la fotosíntesis (Odum, 1971).
- Los incendios forestales aumentan las cantidades de CO₂ y CH₄.
- Aumento en la utilización de CFCs y SF₆.

La afirmación generalizada es que la combustión de la biomasa es neutra respecto a las emisiones de CO₂ a la atmosfera. Podemos realizar un análisis del sistema de producción de energía eléctrica a partir de biomasa como se indica en la figura siguiente que muestra el ciclo de dióxido de carbono entre plantas de producción de biomasa (materia prima) y la conversión en energía eléctrica de la biomasa:

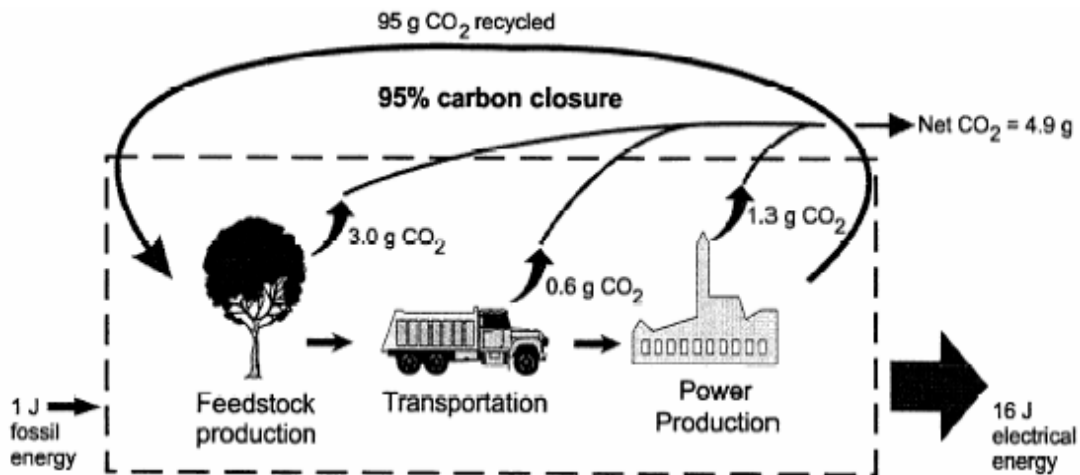


Figura 23 Sistema de producción de Energía Eléctrica a partir de Biomasa y el ciclo del CO₂

Ciclo del Dióxido de Carbono entre las plantas origen de la biomasa (materia prima) y su utilización en la conversación energética de la biomasa.

Para ver cuáles son las emisiones netas de CO₂ y la eficiencia de la generación eléctrica a partir de biomasa seguimos la explicación dada por Manyele S.V. (2007):

"Dado que los árboles absorben dióxido de carbono a medida que crecen, la cantidad neta de CO₂, añadida a la atmósfera para cada unidad de energía eléctrica producida, puede reducirse mediante el uso de biomasa como materia prima. El saldo de carbono, definido como el porcentaje

de carbono emitido por la biomasa que es reciclada a la planta de energía a través de un sistema, se calcula que es aproximadamente del 95%. Un saldo de carbono del 100% representaría un proceso de cuya emisión de CO₂ neta es cero.

La cantidad de carbono que puede acumular el suelo según la literatura oscila entre una pérdida de 4.5 y una ganancia de 40.3 Mg/ha/siete años (Kadam et al., 1999).

Aplicando estos valores, el saldo de carbono resulta ser menor del 0,3% y hasta un 200% (es decir, una reducción neta de CO₂ atmosférico). Otros casos de sensibilidad predicen que el saldo de carbono será mayor que el 94% si no hay ningún cambio en la cantidad de carbono almacenado en el suelo.

*La producción de energía neta del sistema resulta ser altamente positiva desde el punto de emisiones de CO₂. Se necesita consumir una unidad de energía, **en forma de combustibles fósil dentro del sistema de la figura**, para producir aproximadamente 16 unidades de electricidad que se pueden enviar a la red. La eficiencia de la planta de energía, definida en el sentido tradicional como la energía entregada a la red dividida por la energía de la materia prima de la biomasa, es del 37,2%".*

Como nota se debe aclarar que esta eficiencia es válida para una planta con un ciclo Rankine altamente optimizado y descontando los autoconsumos propios del ciclo.

Las Normas para calcular el impacto de los biocarburantes, biolíquidos y los combustibles fósiles de referencia en las emisiones de gases de efecto invernadero se realizarán según establece la DIRECTIVA 2009/28/CE

Por otro lado en el caso de la biomasa existen una serie de características diferenciales respecto a otras tecnologías renovables:

- La generación de energía eléctrica a partir de biomasa es intensiva en mano de obra y por tanto, generadora de una cantidad importante de empleos tanto directos como indirectos.
- Tiene efectos medioambientales positivos adicionales: utilización de residuos y la limpieza de entornos forestales y agrícolas.
- Contribuye al desarrollo del entorno rural.

La tecnología de generación eléctrica a partir de biomasa es muy heterogénea con un grado de maduración inferior a otras tecnologías.

1. SITUACIÓN DE LA BIOMASA EN EL MUNDO

El PER 2011-2020 resume claramente esta cuestión diciendo lo siguiente: *"La Agencia Internacional de la Energía, en su publicación "World Energy Outlook 2008" se hacía eco del Fondo de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO) exponiendo que "algunos países pobres obtienen el 90% de su energía de la leña y otros biocombustibles". Esta fuente de energía supone un tercio del consumo energético en África, Asia y Latinoamérica, siendo la principal fuente de energía en los hogares de 2.000 millones de personas. El problema de este uso de biomasa, en ocasiones de supervivencia, es su falta de desarrollo tecnológico y de eficiencia energética, situándose fuera de una planificación sostenible de su aprovechamiento, lo que conlleva la deforestación de grandes áreas con su consecuente grave impacto ambiental asociado.*

De los 13,2 Gha de superficie mundial, más del 10% (1,5 Gha) se utilizan actualmente para cultivos y un 25% (3,54 Gha) para pastos de ganadería y otras producciones animales. Anualmente, alrededor de 7 u 8 Mha forestales se convierten en agrícolas.

Las previsiones establecidas, entre otros, por el Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático, establecen que antes de 2100 la cuota de participación de la biomasa en la producción mundial de energía debería estar entre el 25 y el 46%.

Según la publicación "2010 Survey of Energy Resources", del World Energy Council, en el año 2008, la contribución de la biomasa (incluyendo usos tradicionales no eficientes) a nivel mundial alcanzaba los 1.194 Mtep de energía primaria, lo que suponía un 10% del total mundial, prácticamente el mismo porcentaje que en el año 2006 donde la biomasa sumaba 1.186 Mtep. Si descontamos la biomasa mediante usos tradicionales, la contribución de todas las energías renovables a nivel mundial baja significativamente, situándose alrededor del 7% del consumo de energía primaria mundial.

Del total de la contribución en 2008, el 75% provenía de leñas, carbón vegetal o restos forestales, el 10% de biomasa agrícola (residuos animales, vegetales y cultivos energéticos), un

12% correspondía a residuos de industrias forestales, licores negros o madera recuperada, y el biogás suponía una contribución del 3%.

La AIE dividía la contribución de la biomasa en 2006 según la siguiente división por aplicaciones:

Usos tradicionales (calefacción y cocina): 724 Mtep

Usos modernos: 462 Mtep, divididos en:

- Biocarburantes: 24,4 Mtep.
- Calor utilizado directamente: 293 Mtep (188,6 Mtep industriales y 104,4 Mtep en edificios).
- Electricidad y redes de calefacción: 80,7 Mtep (239 TWh).
- Pérdidas: 63,9 Mtep.

Fuente: AIE. "Word Energy Outlook 2008"

La AIE indica que, de los 239 TWh eléctricos generados con biomasa en 2006, aproximadamente el 44,4% correspondían a plantas de generación eléctrica exclusiva con un rendimiento medio del 20%. El resto eran plantas de cogeneración con uso de la energía térmica tanto en la industria como en redes de calefacción centralizada.

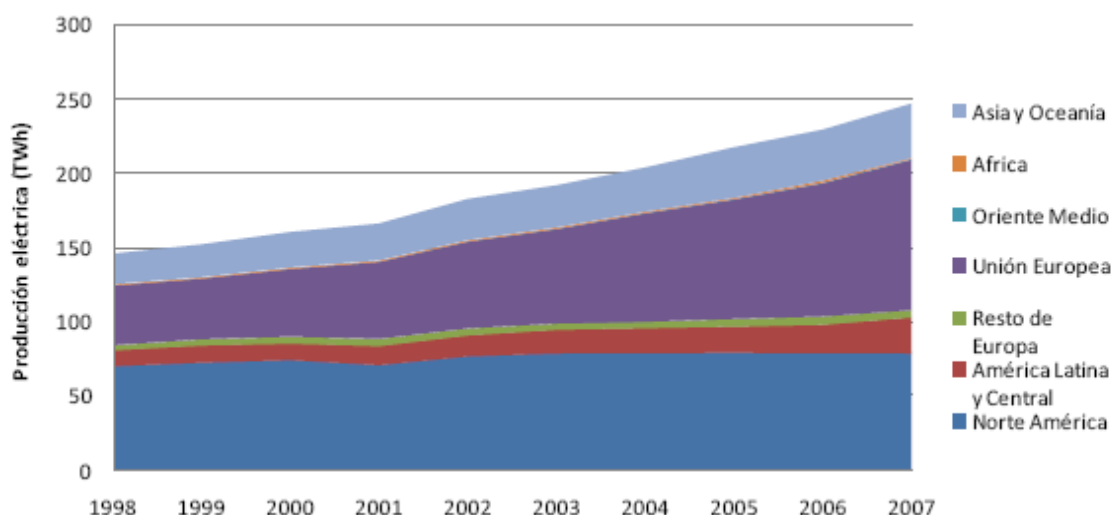
No obstante, en general las estadísticas de biomasa son poco fiables no sólo en España sino en el resto de países del mundo, dada la heterogeneidad de aplicaciones y su dispersión".

Unidad: TWh	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007
Norte América	69,60	72,01	73,76	70,31	76,28	78,32	78,54	78,74	78,45	78,32
América Central y Latina	11,31	12,19	11,77	13,47	14,67	16,46	17,33	18,13	19,64	24,74
Europa	43,68	45,12	50,26	56,81	63,28	67,95	77,55	85,87	95,65	106,67
Unión Europea	40,44	41,07	45,83	52,11	58,67	63,88	73,37	80,80	90,12	101,81
Oriente Medio	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
África	0,48	0,45	0,56	0,57	0,62	0,71	0,70	0,71	1,33	0,62
Asia y Oceanía	20,45	21,99	23,79	24,71	27,64	28,30	29,63	34,00	34,34	36,66
Total Mundial	145,52	151,76	160,12	165,87	182,50	191,75	203,75	217,46	229,41	247,01

Fuente: U.S Energy Information Administration, 2010

Tabla 9: Evolución de la producción eléctrica mundial con biomasa, biogás y residuos.

Según la U.S Energy Information Administration, 2010, la producción mundial de biomasa, biogás y RSU era en 2007 de 247.000 GWh, registrándose unos incrementos medios del 6% en los últimos 10 años. La producción mundial de estos tres combustibles, según la fuente anteriormente citada, ha aumentando aproximadamente en la misma medida, una media del 30% anual, desde 1998 hasta 2007, tal como se muestra la Tabla precedente y en la Figura siguiente



Fuente: U.S Energy Information Administration, 2010

Figura 24: Evolución de la producción eléctrica mundial con biomasa, biogás y residuos.

Analizando la situación por continentes tal como se aprecia en la Figura anterior, la Unión Europea, es la región que ha sufrido unos incrementos mayores en la producción en los últimos años, así como la región con mayor producción, más de 100.000 GWh en 2007. (Ortega, 2011)

1.1. SITUACIÓN DE LA BIOMASA EN EUROPA

De acuerdo con el documento Solid Biomass Barometer (Barómetro de la Biomasa Sólida), publicado por EurObserv'ER en noviembre de 2010, la producción de energía primaria a partir de biomasa sólida en Europa en el año 2009 alcanzó las 72,8 Mtep, mientras que la producción de energía eléctrica se situó en 62,2 TWh. Estas cifras indican, respecto a 2008, un incremento del 3,5 % en la producción de energía primaria y del 6,9 % en la eléctrica.

	2008	2009*
Germany	10,007	11,217
France**	9,551	9,795
Sweden	8,306	8,608
Finland	7,327	6,469
Poland	4,739	5,191
Spain	4,281	4,315
Austria	4,112	3,917
Romania	3,750	3,224
Portugal	2,788	3,038
Italy	2,092	2,760
Czech Republic	1,961	1,968
Latvia	1,474	1,737
Hungary	1,312	1,534
Denmark	1,412	1,428
United Kingdom	1,095	1,307
Netherlands	0,961	1,004
Lithuania	0,765	0,824
Bulgaria	0,750	0,800
Belgium	0,768	0,800
Greece	0,893	0,797
Estonia	0,739	0,750
Slovakia	0,502	0,647
Slovenia	0,454	0,407
Ireland	0,165	0,183
Luxembourg	0,040	0,034
Cyprus	0,011	0,011
Malta	0,0002	0,0004
European Union	70,258	72,767

* Estimation. ** DOM non inclus/French overseas departments excluded.
Les décimales sont séparées par une virgule. Decimals are written with a comma. Source: EurObserv'ER 2010.

Tabla 10. Producción de energía primaria a partir de biomasa sólida en la Unión Europea en 2008 y en 2009* (en Mtep)
Fuente: EurObserv'ER Solid Biomass Barometer 2010

Según establece este informe, la producción de energía primaria en España a partir de biomasa sólida en 2009 ascendía a 4.315 Mtep en 2009, sobre las 72.767 Mtep de toda la UE. Este valor colocaba entonces a España en sexta posición, quedando en primer lugar Alemania con una producción de 11.217 Mtep.

	2008			2009*		
	Centrales électriques seules/ Electricity only-plants	Centrales fonctionnant en cogénération/ CHP plants	Électricité totale/ Total electricity	Centrales électriques seules/ Electricity only-plants	Centrales fonctionnant en cogénération/ CHP plants	Électricité totale/ Total electricity
Germany	8,213	3,080	11,293	7,882	3,474	11,356
Sweden	0,000	8,932	8,932	0,000	10,057	10,057
Finland	1,588	8,469	10,057	0,870	7,517	8,387
Poland	0,000	3,200	3,200	0,000	4,907	4,907
Netherlands	1,228	1,335	2,563	1,764	1,786	3,550
United Kingdom	2,768	0,000	2,768	3,535	0,000	3,535
Austria	1,153	2,177	3,330	1,256	2,065	3,321
Italy	1,929	0,817	2,746	2,105	0,723	2,828
Belgium	1,773	0,711	2,484	1,899	0,760	2,659
Hungary	1,716	0,160	1,876	2,043	0,195	2,238
Spain	0,676	1,212	1,888	0,631	1,508	2,139
Denmark	0,000	1,803	1,803	0,000	1,963	1,963
Portugal	0,163	1,338	1,501	0,349	1,364	1,713
Czech Republic	0,514	0,656	1,171	0,522	0,874	1,396
France**	0,517	0,891	1,408	0,384	0,895	1,279
Slovakia	0,000	0,480	0,480	0,000	0,493	0,493
Slovenia	0,057	0,175	0,232	0,007	0,112	0,120
Lithuania	0,000	0,060	0,060	0,000	0,087	0,087
Ireland	0,017	0,016	0,033	0,048	0,017	0,065
Romania	0,000	0,034	0,034	0,000	0,060	0,060
Estonia	0,004	0,023	0,028	0,004	0,023	0,028
Latvia	0,000	0,005	0,005	0,000	0,004	0,004
European Union	22,316	35,575	57,891	23,300	38,886	62,186

* Estimation. ** DOM non inclus/French overseas departments excluded.
Les décimales sont séparées par une virgule. Decimals are written with a comma. Source: EurObserv'ER 2010.

Fuente: EurObserv'ER Solid Biomass Barometer 2010

Tabla 11. Producción bruta de electricidad a partir de biomasa sólida en la Unión Europea en 2008 y en 2009* (en TWh)

En cuanto a producción de energía eléctrica, el mismo estudio del EurObserv'ER indica que en 2009 se alcanzaron en España 2,139 TWh. Este valor deja a España en el undécimo lugar siendo Alemania con 11,356 TWh la que ocupa el primer lugar.

La situación de la utilización de la biomasa como energía primaria y como la producción bruta de electricidad a partir de biomasa en los países Europeos queda reflejada en el mapa siguiente donde se indica en color verde la producción de energía primaria a partir de biomasa sólida en 2009 (en Mtep), y en color marrón la producción bruta de electricidad a partir de biomasa sólida en 2009 (en TWh)

En noviembre de 1997, La Comisión Europea adoptó la Comunicación sobre "Energía para el futuro: fuentes de energía renovables - Libro Blanco para una estrategia y un plan de acción comunitarios", en el que se propuso doblar la cuota de participación de las fuentes de energías renovables en el consumo interior bruto de energía de la Unión Europea, marcando un objetivo indicativo del 12% para el año 2010, objetivo que fue transpuesto a nivel nacional en España y recogido en la Ley 54/1997.

En el marco del **Protocolo de Kyoto**, adoptado en 1997, la Comunidad Europea se comprometió a reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero en un 8% entre 2008 y 2012 respecto de los niveles de 1990. Este acuerdo comunitario obliga a España a no incrementar sus emisiones de gases de efecto invernadero por encima del 15% en los valores medios de los años 2008-2012 sobre los niveles de 1990.

Asimismo, la Comisión Europea, a través de su Libro Verde de noviembre de 2000, "Hacia una estrategia europea de seguridad del abastecimiento energético", plantea las debilidades estructurales a las que se enfrenta Europa en los próximos años, apostando por objetivos de seguridad en el suministro, objetivos medioambientales, económicos y sociales. Propone el fomento de las energías renovables y de la cogeneración como energías necesarias para lograr el doble objetivo de reducir la dependencia energética y de limitar la emisión de gases de efecto invernadero. Asimismo, se estima que el uso de la cogeneración en el año 2010 podría triplicarse.

La **Directiva 2001/77/CE**, de 27 septiembre de 2001 relativa a la promoción de la electricidad generada a partir de fuentes de energía renovables en el mercado interior de la electricidad, fija la cuota del 22,1% de electricidad generada a partir de fuentes de energía renovables sobre el consumo de electricidad de la Unión Europea en el año 2010 y, a su vez, establece que los Estados Miembros deberán crear mecanismos para garantizar el origen de la electricidad generada a partir de dichas fuentes, antes del 27 de octubre de 2003. Este objetivo del 22,1% a nivel comunitario se traduce en el caso de España en un 29,4%.

En junio de 2003, se publica la **Directiva Europea 2003/54/CE** relativa al mercado eléctrico interno, cuyo artículo tercero se refiere a la obligatoriedad de aportación de información por parte de los suministradores de electricidad acerca del origen y el impacto ambiental de su producto.

La **Directiva 2003/87/CE** del Parlamento Europeo y del Consejo, de 13 de octubre de 2003, por la que se establece un régimen para el comercio de derechos de emisión de gases de efecto invernadero en la Comunidad y por la que se modifica la Directiva 96/61/CE del Consejo, establece un régimen de comercio de derechos de emisión de gases de efecto invernadero con vistas a reducir dichas emisiones en la Comunidad de forma económicamente eficiente.

La **Comunicación de la Comisión sobre el apoyo de la electricidad generada a partir de fuentes de energía renovables COM (2005) 627 –final**, evalúa la aplicación de la Directiva 2001/77/CE en los distintos Estados Miembros, concluyendo que no considera adecuado presentar un sistema europeo armonizado en esta etapa. Sí considera adecuado un enfoque coordinado para los sistemas de apoyo basado en la cooperación entre países y la optimización del impacto de los sistemas nacionales. Se determina que los sistemas más eficaces en el caso de la energía eólica son actualmente los sistemas de tarifas reguladas de Alemania, España y Dinamarca (feed in tariffs).

Comunicación de la Comisión, de 7 de diciembre de 2005, «**Plan de acción sobre la biomasa**» [COM (2005) 628 final]. La presente Comunicación presenta una serie de medidas comunitarias con las que se pretende aumentar la demanda de biomasa, reforzar la oferta, eliminar los obstáculos técnicos y desarrollar la investigación.

El documento de la Comisión Europea sobre "El apoyo a la electricidad generada con fuentes de energía renovable" del 30 de enero de 2008 SEC (2008) 57, presenta con respecto a la comunicación COM (2005)627, los resultados actualizados del funcionamiento de los diferentes sistemas de apoyo a las energías renovables utilizados en cada Estado Miembro. Concluye como en 2005, que los sistemas de tarifa regulada (feed in tariff Systems) son en general los más eficientes y efectivos para la promoción de las energías renovables.

Posteriormente fue aprobada la DIRECTIVA 2009/28/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, de 23 de abril de 2009, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables y por la que se modifican y se derogan las Directivas 2001/77/CE y 2003/30/CE

En la DIRECTIVA 2009/28/CE, se establecen las obligaciones para los destinatarios de esta Directiva que son los Estados miembros. Estos comunicarán a la Comisión el texto de las principales disposiciones de Derecho interno que adopten en el ámbito regulado por esta Directiva. Asimismo

notificarán sus planes de acción nacionales en materia de energía renovable a la Comisión a más tardar el 30 de junio de 2010.

Los Estados miembros tomarán medidas adecuadas para desarrollar las infraestructuras de redes de transporte y distribución, redes inteligentes, instalaciones de almacenamiento y el sistema eléctrico, para hacer posible el funcionamiento seguro del sistema eléctrico teniendo en cuenta el futuro desarrollo de la producción de electricidad a partir de fuentes de energía renovables, incluidas las interconexiones entre Estados miembros y entre Estados miembros y terceros países. Los Estados miembros adoptarán asimismo las medidas oportunas para acelerar los procedimientos de autorización de las infraestructuras de red y para coordinar la aprobación de las infraestructuras de red con los procedimientos de administración y planificación.

Sin perjuicio de los requisitos relativos al mantenimiento de la fiabilidad y la seguridad de la red, sobre la base de criterios transparentes y no discriminatorios definidos por las autoridades nacionales competentes.

Y específicamente se establecen los objetivos globales nacionales en relación con la cuota de energía procedente de fuentes renovables en el consumo de energía final bruta en 2020 que para el caso de España ese objetivo se fija en el 20%, considerando que la cuota de energía procedente de fuentes renovables en el consumo de energía final bruta a 2005 es del 8,7%

2. SITUACIÓN ACTUAL Y PLANES DE DESARROLLO DE LA BIOMASA EN ESPAÑA

La información más actualizada y verificable sobre esta cuestión se desarrolla en el borrador del PER 2011-2020 sobre la situación de la biomasa en España al año 2010 que textualmente dice: "En la actualidad la mayor parte de los 3.655 ktep de consumo térmico final de biomasa en España proviene del sector forestal, utilizándose en sector doméstico, mediante sistemas tradicionales poco eficientes (uso de leñas) y en industrias forestales para consumo térmico o cogeneración. Existe una potencia eléctrica instalada de 533 MW abastecida con residuos de industrias agroforestales y restos de cultivos agrícolas principalmente".

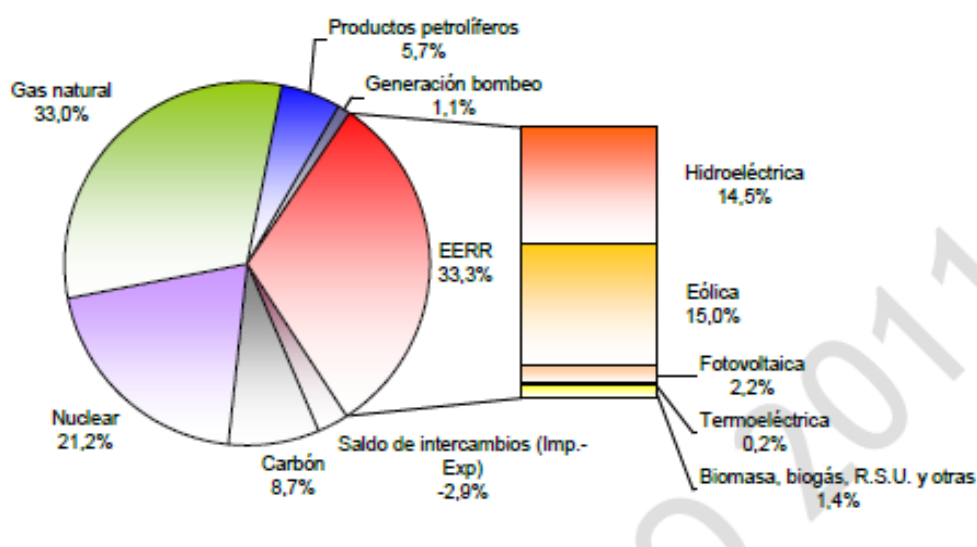


Figura 26 Estructura de producción eléctrica 2010. Fuente (IDAE 2011)

Refiriéndonos exclusivamente a la generación eléctrica a partir de biomasa y ante la falta de información estadística de los recursos disponibles haremos uso de los datos de estudios realizados para la estimación de dichos recursos como el de (Fuentes A. 2009), que los contrasta con otros autores como (Bautista, 1998) obteniendo resultados similares sobre la generación anual en España de residuos procedentes de la superficie agrícola que como media sobre tres años de estudio obtiene una generación de 24 Mt al año con proporciones distintas para los residuos de poda en torno al 25% mientras un 75% correspondería a los residuos de cosecha. A estos se añaden la biomasa procedente de los residuos forestales y los cultivos energéticos.

Las desviaciones entre los diferentes estudios son del orden del 10% y esto podría deberse a los índices de poda y cosecha utilizados ya que son índices que dependen de muchas variables, no tienen un valor fijo establecido y pueden variar los cálculos.

En las Tablas siguientes se muestra un resumen del total de residuos generados por la superficie española, dentro de los distintos grupos:

- 50% corresponden a los residuos procedentes de las cosechas agrícolas.
- 30% suponen los residuos de origen forestal.
- 19% corresponde con los residuos de poda.
- 1% serían los residuos de las cosechas de cultivos energéticos.

Año 2007			
	Residuos (Mt m.s.)	Bioetanol (m ³)	Biodiesel (m ³)
Residuos de la agricultura	18,89	-	-
Residuos forestales	11,84	-	-
Residuos de poda	6,55	-	-
Cultivos energéticos	0,07	72,98	68818,75
TOTAL	37,35	72,98	68818,75
Año 2006			
	Residuos (Mt m.s.)	Bioetanol (m ³)	Biodiesel (m ³)
Residuos de la agricultura	19,40	-	-
Residuos forestales	12,13	-	-
Residuos de poda	6,50	-	-
Cultivos energéticos	0,43	134	34567,08
TOTAL	38,46	134	34567,08
Año 2005			
	Residuos (Mt m.s.)	Bioetanol (m ³)	Biodiesel (m ³)
Residuos de la agricultura	13,97	-	-
Residuos forestales	12,21	-	-
Residuos de poda	6,54	-	-
Cultivos energéticos	0,03	6,85	4242,13
TOTAL	32,75	6,85	4242,13

Tabla 12 Resumen de residuos generados en España Fuente Fuertes A. 2009

Por otro lado la situación de la generación eléctrica en España se ilustra con los datos de producción anual, potencia instalada y horas medias de operación equivalentes, que se indican a continuación y son el resultado de la elaboración propia, basada en datos que para el año 2009 se han obtenido de un documento interno correspondiente a la encuesta sobre el sector de la biomasa eléctrica realizada por el IDAE en el año 2010 y que ha sido facilitado por este Instituto.

ESTUDIO SECTOR BIOMASA 2009				
Tipo	E. Gen kWh	Pot. Instalada kW	Horas Equiv	% Visitas
biomasa	2.227.351.406	458.838	4.854	96,17%
biogas	695.038.145	169.943	4.090	72,92%
residuos	2.109.120.174	360.009	5.859	80,56%
Total		988.790		

Tabla 13 Datos de la generación eléctrica con biomasa. Fuente elaboración propia a partir de la encuesta realizada por el IDAE 2009

El Sector de la Biomasa contribuyó al PIB en 2009, hasta los 1.043,9 millones de €, de los cuales 63,4% pertenecen al impacto directo y 36,6% al indirecto. Es relevante señalar que la generación eléctrica por medio de la biomasa abasteció en 2009 solamente el 1% de la demanda total de electricidad de España, cantidad que sigue siendo muy reducida comparada con el alto potencial de esta tecnología.

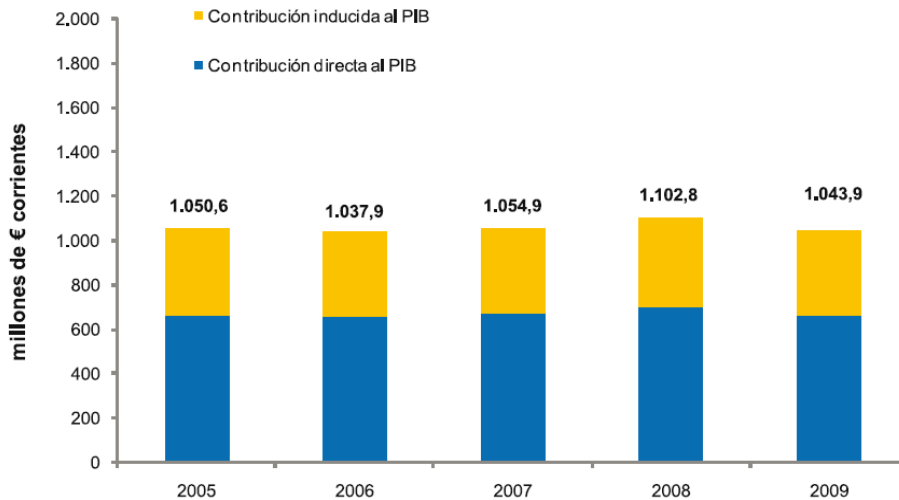


Figura 27. Contribución al PIB de la Biomasa eléctrica. Fuente Deloitte 2009

Para comprender mejor la situación actual de la biomasa en España es necesario conocer previamente, entre otras cuestiones, los mecanismos legales que regulan según la legislación Española, la generación de energía eléctrica a partir de biomasa, tanto esta legislación así como su desarrollo histórico se han extractado de la información suministrada por la CNE en su página Web y se detallan a continuación.

2.1. NORMATIVA EN ESPAÑA

El régimen especial viene siendo regulado en España desde 1980, año en el que se promulgó **la Ley 82/1980 de Conservación de la Energía**. Esta Ley fue motivada por la necesidad de hacer frente a la segunda crisis del petróleo y, en ella, se establecían los objetivos de mejorar la eficiencia energética de la industria y de reducir la dependencia de las importaciones. Dentro de este contexto, la Ley 40/94 (LOSEN) dejó consolidado el concepto de régimen especial como tal.

Basándose en los principios establecidos en la LOSEN, se publica el **Real Decreto 2366/1994, de 9 de diciembre, sobre producción de energía eléctrica por instalaciones hidráulicas, de cogeneración y otras abastecidas por recursos o fuentes de energía renovables**. Se incluye en el régimen especial de producción de energía eléctrica aquellas instalaciones de potencia menor o igual a 100 MVA, incluidas en alguno de los cinco grupos siguientes: instalaciones renovables, de residuos, de biomasa, plantas de cogeneración, plantas que utilizan calor residual y centrales hidráulicas. Estas instalaciones pueden ceder su energía excedentaria a la empresa distribuidora más cercana que tiene la obligación de adquirirla siempre que sea técnicamente viable. El precio de venta de esta energía se fija en función de las tarifas eléctricas, dependiendo de la potencia instalada y del tipo de instalación, constando de un término de potencia y de un término de energía además de los complementos correspondientes.

Con la publicación de la **Ley 54/97, de 27 de noviembre, del Sector Eléctrico**, se diferencia los productores de energía eléctrica en régimen ordinario que desarrollan su actividad en el mercado de producción, de los productores acogidos al régimen especial, que deben tener una potencia instalada menor o igual a 50 MW. Además se incluyen en el régimen especial las instalaciones de tratamiento y reducción de residuos de los sectores agrícola, ganadero y de servicios con una potencia instalada menor o igual a 25 MW. Se establece para las instalaciones en régimen especial la posibilidad de incorporar su energía excedentaria al sistema (tal y como se regulaba en el RD2366/94), o participar directamente en el mercado de producción. En el primer

caso, las instalaciones perciben el precio medio final que pagan los adquirentes en el mercado organizado más una prima. En el segundo caso, perciben aparte de la prima, el precio marginal horario más la remuneración por garantía de potencia y servicios

complementarios que les pueda corresponder. Asimismo, se les imputa, en su caso, el coste de los desvíos entre su energía casada en el mercado y su producción real. Se establece que las energías renovables deben alcanzar el 12% de la demanda energética en España en el año 2010.

El **Real Decreto 2818/1998 sobre producción de energía eléctrica por instalaciones abastecidas por recursos o fuentes de energía renovables, residuos y cogeneración**, establece la regulación concreta de la retribución de la energía vertida en régimen especial ajustándose a lo indicado en la Ley 54/97. Dicho Real Decreto establece que las primas deberán ser actualizadas anualmente en función de una serie de parámetros y revisadas cada cuatro años.

El **Plan de Fomento de Energías Renovables** (PFER) aprobado por el Gobierno el 30 de diciembre de 1999, establece los objetivos de crecimiento necesarios en cada una de las tecnologías consideradas como renovables, para conseguir que la producción con estas energías represente el 12% del consumo español de energía primaria en el año 2010.

En el **Documento de Planificación de los Sectores de Electricidad y Gas: Desarrollo de las Redes de Transporte 2002-2011**, aprobado por Acuerdo del Consejo de Ministros de 13 de septiembre de 2002, se integran los objetivos de producción del PFER y se incorpora un nuevo objetivo para la cogeneración, apreciándose un incremento de la participación de algunas de las energías renovables en España en el período 2002-2011.

La Tarifa Media o de Referencia se define en el **Real Decreto 1432/2002, de 27 de diciembre, por el que se establece la metodología para la aprobación o modificación de la tarifa eléctrica media o de referencia** (TMR).

Con 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, se establece un nuevo marco regulatorio para el régimen especial. El titular de la instalación puede

optar por vender su producción o excedentes de energía eléctrica al distribuidor, percibiendo por ello una retribución en forma de tarifa regulada, única para todos los períodos de programación, que se define como un porcentaje de la Tarifa Eléctrica Media o de Referencia (TMR) de cada año, o bien por vender dicha producción o excedentes directamente en el mercado diario, o a través de un contrato bilateral, percibiendo en este caso el precio negociado en el mercado, más un incentivo por participar en él y una prima, si la instalación concreta tiene derecho a percibirla.

El 26 de agosto de 2005 fue aprobado por Acuerdo del Consejo de Ministros el **Plan de Energías Renovables para el período 2005-2010**. Las previsiones de la nueva normativa estiman en un 12,1% el consumo de energía primaria que será abastecido en el año 2010 por las energías renovables. La nueva planificación sustituye al Plan de Fomento de las Energías Renovables 2000-2010, cuyos resultados han sido insuficientes.

La **Ley 24/2005**, de 18 de noviembre, de reformas para el impulso a la productividad, modifica normativa de diversos sectores, entre ellos, el sector energético. En lo relativo al régimen especial, establece que el Gobierno podrá autorizar primas superiores a las previstas para las instalaciones que utilicen como energía primaria, energía solar o **biomasa** (no entendiendo como biomasa los residuos sólidos urbanos ni los peligrosos). Asimismo, se podrá determinar una prima que complemente el régimen retributivo de las instalaciones de producción de origen térmico del régimen ordinario cuando, además de utilizar el combustible para el que fueron autorizados, utilicen también biomasa como combustible secundario (co-combustión).

El **documento de Planificación de los Sectores de Electricidad y gas 2002-2011. Revisión 2005-2011**, aprobado por el Consejo de Ministros el 31 de marzo de 2006, ha establecido unos objetivos nacionales de potencia instalada para las instalaciones de cogeneración y para las que utilizan las energías renovables, basados en el **Plan de Energías Renovables 2005 – 2010 (PER)**. Cabe destacar el fuerte aumento del objetivo de la energía eólica y energía solar, así como una reducción en el objetivo de potencia instalada de biomasa.

El 26 de mayo de 2007 ha sido aprobado el Real Decreto 661/2007, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. Así, se sustituye el Real Decreto 436/2004 y se establece un régimen económico transitorio para las instalaciones pertenecientes a su ámbito de aplicación. Además, el Real Decreto 661/2007 determina una prima para las instalaciones de potencia superior a 50 MW que utilicen energías renovables (con excepción de la hidráulica), las cogeneraciones y las instalaciones de co-combustión de biomasa y/o biogás.

Los cambios más significativos que este Real Decreto plantea frente a la regulación anterior, son los siguientes:

- La retribución del régimen especial no va ligada a la Tarifa Media o de Referencia. La actualización de las tarifas, primas y complementos irá ligada a la evolución de diversos factores (como el IPC o el precio del gas natural).
- Se establece una prima de referencia y unos límites superior e inferior para la generación procedente de renovables que participa en el mercado.
- Se permite la hibridación en instalaciones de biomasa y solar termoeléctrica.
- En 2008 se comenzará la elaboración del Plan de Energías Renovables 20011-2020.

En julio de 2007 se publica la Ley 17/2007, de 4 de julio, por la que se modifica la Ley 54/1997, del Sector Eléctrico, para adaptarla a lo dispuesto en la Directiva 2003/54/CE sobre normas comunes para el mercado interior de la electricidad. En ella se establece que el Gobierno, podrá determinar una prima para aquellas instalaciones de producción de energía eléctrica de cogeneración o que utilicen como energía primaria, energías renovables no consumibles y no hidráulicas, **biomasa**, biocarburantes o residuos agrícolas, ganaderos o de servicios, aun cuando la potencia instalada sea superior a 50 MW. Por otra parte, se acuerda modificar el Plan de Fomento de las Energías Renovables, para adecuarlo a los objetivos que ha establecido a este respecto la Unión Europea del 20% para 2020.

De las tarifas y primas que se han determinado para 2011, se han extractado aquellas que se corresponden a cada uno de los subgrupos correspondientes a los grupos

6 y 8 establecidos en el Real Decreto 661/2007 y se indican en la siguiente tabla, ya que son los que se corresponden con el tipo de biomasa que utiliza la planta en estudio en esta Tesis.

Subgrupo	Descripción	Potencia	Tarifa regulada c€/kWh	Prima de referencia c€/kWh
b.6.1	Cultivos Energéticos	$P \leq 2$ MW	17,1596	12,9361
		$P \geq 2$ MW	15,8312	11,3885
b.6.2	Residuos Agrícolas	$P \leq 2$ MW	13,5763	9,3527
		$P \geq 2$ MW	11,614	7,1712
b.6.3.	Residuos Forestales	$P \leq 2$ MW	13,5763	9,3527
		$P \geq 2$ MW	12,7754	8,3333
b.8.1.	Residuos de industrias agrícolas	$P \leq 2$ MW	13,5763	9,3527
		$P \geq 2$ MW	11,614	7,1712
b.8.2.	Residuos de industrias forestales	$P \leq 2$ MW	10,0221	5,7996
		$P \geq 2$ MW	7,0284	2,5857
b.8.3.	Lejías negras	$P \leq 2$ MW	10,0221	6,0677
		$P \geq 2$ MW	8,6397	3,9621

Tabla 14. Retribuciones del RD 661/2007 Actualizadas a 2011 Se considera solo la retribución en los primeros 15 años, Fuente elaboración propia con base en datos del MICYT

2.2. ANALISIS DE LA EVOLUCIÓN DE LA GENERACIÓN DE ENERGIA CON BIOMASA EN ESPAÑA

Los datos de producción anual, potencia instalada y horas de operación equivalentes (medias), que se indican a continuación son el resultado de la elaboración propia de datos que para el año 2009 se han obtenido de la encuesta sobre el sector de la biomasa eléctrica realizada por la empresa Escan S.I. para el IDAE en el año 2011.

ESTUDIO SECTOR BIOMASA 2009				
Tipo	E. Gen kWh	Pot. Instalada kW	Horas Equiv	% Visitas
biomasa	2.227.351.406	458.838	4.854	96,17%
biogas	695.038.145	169.943	4.090	72,92%
residuos	2.109.120.174	360.009	5.859	80,56%
Total		988.790		

Tabla 15 estudio sector biomasa 2009

A partir de las estadísticas de la CNE para las instalaciones correspondientes al Régimen Especial extrayendo de las mismas las instalaciones alimentadas con biomasa correspondientes a los grupos b.6 y b.8 se ha elaborado la tabla siguiente donde se indican el número de instalaciones totales su potencia instalada, la energía generada y las horas de operación correspondientes a cada año natural.

Las horas de operación se han obtenido como división entre la energía generada y la potencia instalada correspondiente a cada año, siendo estas por tanto un valor medio para ese período de todas las instalaciones pertenecientes a los grupos b.6 y b.8. Se indica asimismo resaltado en amarillo el año 2005 donde comienza la aplicación del PER 2005- 2011 que fijaba unos objetivos muy superiores a los realmente alcanzados.

Año	Energía Vendida (GWh)	Potencia Instalada (MW)	Nº de Plantas	Horas de operación al año
1998	124	65	6	1897
1999	138	70	7	1969
2000	181	119	12	1522
2001	569	183	18	3109
2002	989	290	25	3410
2003	1.273	326	28	3905
2004	1.246	336	30	3708
2005	1.552	357	31	4347
2006	1.555	395	36	3937
2007	1.570	406	39	3868
2008	1.887	440	41	4290

PER 2005-2010

Tabla 16 detalle de la evolución de la generación eléctrica a partir de biomasa

Con objeto de apreciar las tendencias de la evolución de la biomasa eléctrica se han graficado cada una de las columnas de la tabla anterior

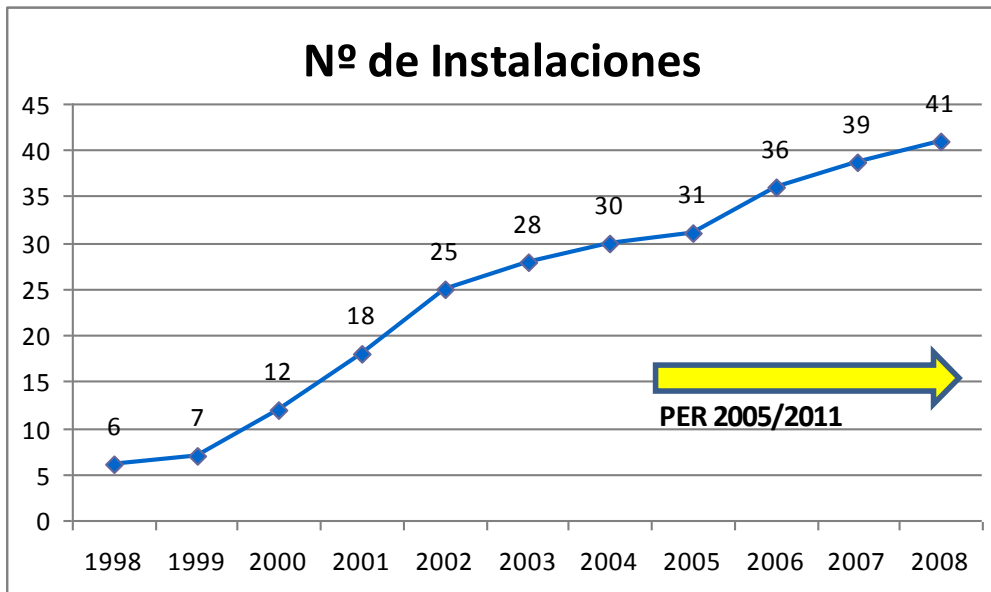


Figura 28 Variación de la cantidad total de instalaciones año a año

Puede constatar que el gradiente de variación del número de instalaciones era de 3,4 nuevas instalaciones por año desde 1998 hasta 2004 se reduce a 2,8 nuevas instalaciones a partir de 2005 en adelante

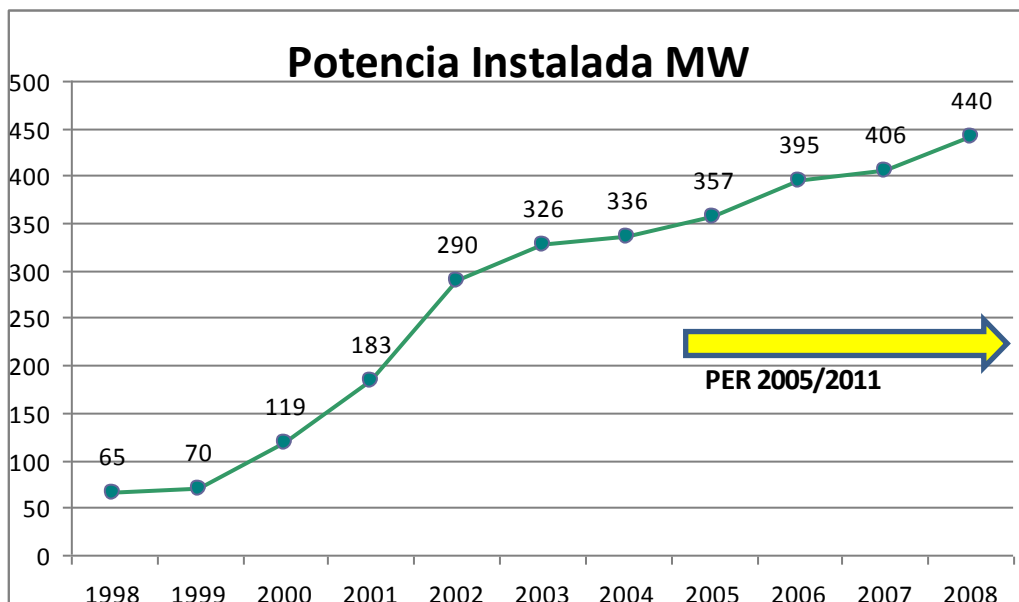


Figura 29 Variación de la potencia instalada anualmente

En cuanto a la variación anual de la potencia instalada cada año que era de 39 MW por año entre los años 1998 y 2004 se reduce a 26 MW nuevos por año a partir de 2005, pasando de una media de 11 MW por instalación a 9 MW por instalación, o sea que no solo se reduce el nivel de crecimiento del número de instalaciones, sino que además estas son de menor tamaño medio

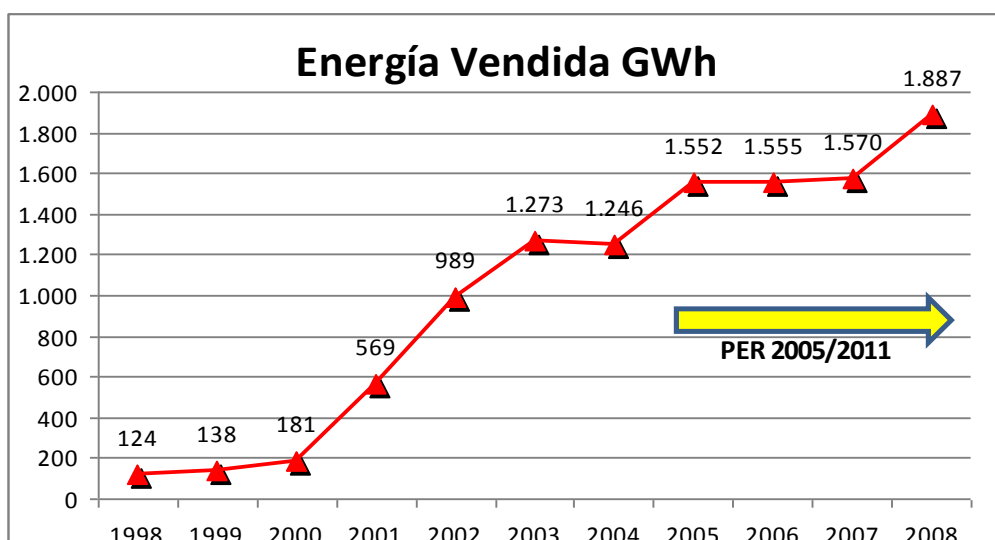


Figura 30 Energía vendida anualmente a la red por el conjunto de instalaciones

Como se puede apreciar en el gráfico precedente la energía generada se ha ido incrementando año a año en una media de 160GWh aunque esta no se corresponde a una variación constante si no que existen saltos incrementales seguidos de estancamientos.

La explicación de este fenómeno la podemos analizar teniendo en cuenta el gráfico siguiente donde se presentan las horas medias de operación al año, calculadas como la relación entre la energía generada y la potencia total para el año considerado.

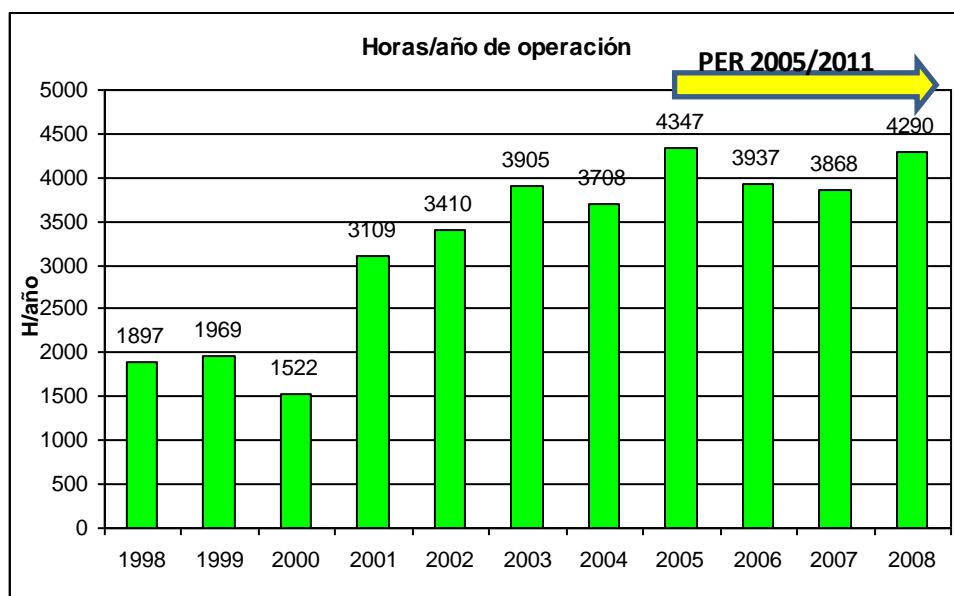


Figura 31 horas medias de operación anuales

Como podemos observar en el gráfico precedente luego de experimentar un crecimiento de las horas anuales medias de operación estas prácticamente se estabilizan en valores entre tres mil ochocientos y cuatro mil cuatrocientos. Valores, como se verá más adelante, insuficiente para alcanzar las expectativas económico financieras de este tipo de inversiones.

Grupo	2005	2006	2007	2008
b61	5.952	6.661	3067	5317
b63	2.234	2.178	1756	2675
b81	4.545	4.013	4210	3854
b82	6.082	4.392	4488	5247
b83	3.180	3.238	3704	4169
Media	4.408	3.957	3865	4256

Tabla 17 horas de operación media desagregada por subgrupo

En la tabla anterior y en el gráfico siguiente se han desagregado los valores medios de las horas de operación anual por cada subgrupo en los años de vigencia del PER 2005 2010

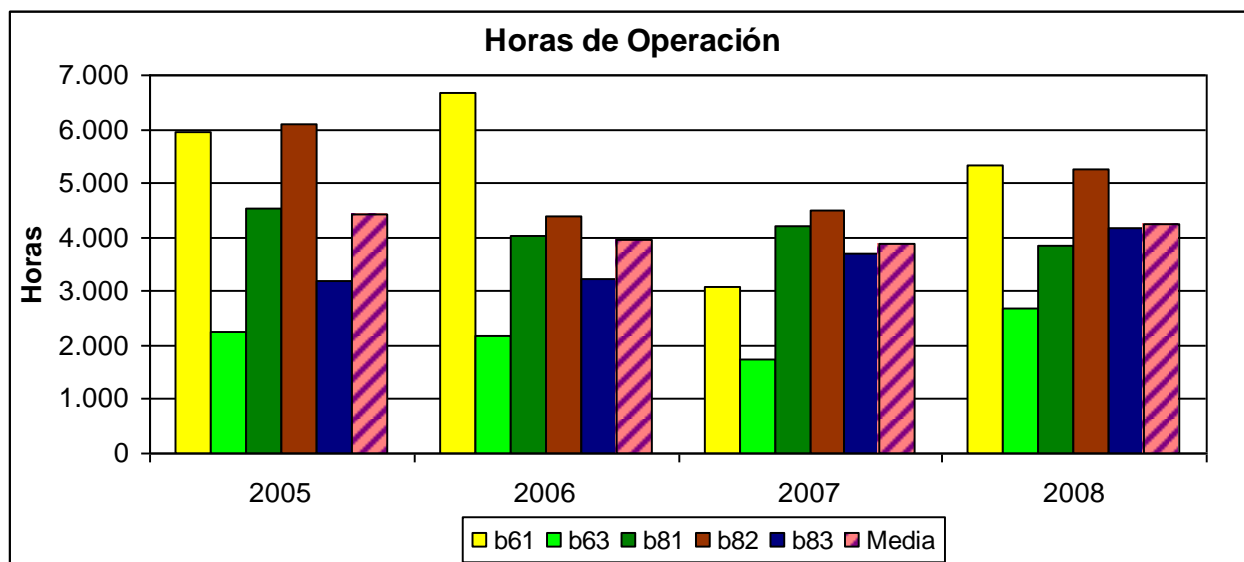


Figura 32 horas de operación media por subgrupo

Donde:

b.6.1: Cultivos energéticos agrícolas

b.6.3: Residuos forestales

b.8.1: Residuos industria agroforestal agrícola

b.8.2: Residuos industria forestal

b.8.3: Licores negros de industria papelera

Se observa que hay valores que pasan levemente las seis mil horas algún año, pero otros subgrupos, no superan las dos mil setecientas horas anuales. En lo correspondiente a la planta objeto de estudio en esta tesis, veremos que las horas de operación han aumentado de mil cuatrocientas horas año a cinco mil seiscientas, y ese incremento en la cantidad de horas de operación no se ha debido a un mayor suministro de combustible si no ha sido debida a solución de los problemas tecnológicos que se fueron presentando, como veremos más adelante. Cabe preguntarse si la causa de los bajos valores medios de operación del conjunto de plantas de biomasa eléctrica se debe

a razones de logística del suministro o a problemas tecnológicos del diseño de las plantas.

2.2.1. Integración de las energías renovables en la Red Eléctrica

La integración en la red es uno de los puntos clave en relación con las energías renovables (Rivas, 2009). Los responsables de los puntos de generación tienen una serie de obligaciones con el operador del sistema que se vienen endureciendo últimamente con la intención de garantizar la calidad de suministro. Para lograr esto, todo sistema de generación de energía que se conecte a la red debe ser capaz de funcionar de un modo solidario, colaborando en los momentos en los que la red sufra perturbaciones y no siendo un problema en esos momentos críticos.

La integración de un esquema de renovables a la red está íntimamente ligada con la tecnología utilizada y la posibilidad de participar en los distintos mercados del sistema eléctrico.

Tres parámetros se considera fundamental controlar:

- estabilidad ante transitorios
- estabilidad a largo plazo
- cobertura de la demanda

2.2.2. Estabilidad ante transitorios

Es necesario considerar el comportamiento de la máquina eléctrica y sus protecciones en el corto plazo (menos de 30 s) ante las perturbaciones que se produzcan en la red.

Esto está íntimamente relacionado con el tipo de máquina eléctrica implicada, distinguiendo entre síncronas (aquellas cuya velocidad de giro está sincronizada con la frecuencia de la red) y máquinas asíncronas (las que, por el contrario, tienen una velocidad de giro que no cumple esta condición).

En las grandes centrales eléctricas se suelen emplear máquinas síncronas debido a que su estabilidad frente al transitorio es excelente; modificando la corriente de excitación del rotor se regula la potencia reactiva inyectada o absorbida por la red, de modo que se puede influir de forma fina en el control de la tensión.

Por otro lado, modificando la potencia mecánica que recibe el rotor se modifica la potencia activa inyectada en la red, de modo que dependiendo del sistema térmico o mecánico que modifica esta potencia (posición de los álabes, por ejemplo), se podrá participar en los diferentes controles de regulación primaria, secundaria y terciaria.

Se puede construir una tabla en la que se presenten para cada tipo de central, el tipo de máquinas eléctricas instaladas, la disponibilidad del recurso y la velocidad de respuesta.

Tipo de central	Tipo de máquina eléctrica	Disponibilidad del recurso	Velocidad de respuesta
Central Nuclear	Síncrono	Gestionable	Muy lenta. Limitada por las exigencias de seguridad.
Central Térmica convencional (carbón, gas o fuel)	Síncrono	Gestionable	Lenta /Media
Central de Ciclo Combinado	Síncrono	Gestionable	Media. Limitada por potencia
Central de Ciclo Simple rápida (turbinas de gas en ciclo simple o regenerativo)	Síncrono	Gestionable	Media / Rápida. Limitada por potencia
Centrales hidráulicas de gran potencia (más de 10 MWe)	Síncrono	Gestionable	Rápida
Central hidráulica de pequeña potencia (menos de 10 MWe)	Síncrono / Asíncrono	Gestionable / No gestionable	Rápida
Central Solar Térmica	Síncrono	No gestionable	Lenta / Media. Gestionable con almacenamiento
Central Solar Fotovoltaica	No usa	No gestionable	Rápida / Gestionable con almacenamiento
Central de Biomasa	Síncrono	Gestionable	Lenta / Media
Central Geotérmica	Síncrono	Gestionable	Media
Parque eólico	Asíncrono	No gestionable	Rápida

Tabla 18- Tipos de centrales, máquinas eléctricas, disponibilidad y velocidad de respuesta.

Fuente: elaboración propia

Las centrales termosolares emplean sistemas de almacenamiento térmico que les permiten utilizar máquinas síncronas a pesar de que el recurso no es gestionable.

Como las grandes centrales solares, que no utilizan máquinas eléctricas, generan directamente corriente continua es preciso transformarla luego en alterna con la potencia y tensión que se desee usando diferentes tipos de máquinas y dispositivos electrónicos.

Como se ve en la tabla, únicamente los parques eólicos y las centrales hidráulicas de baja potencia emplean máquinas asíncronas para la generación, ya que son el tipo de máquinas óptimo en situaciones en las que el recurso varía con el tiempo no es gestionable, debido a que permiten trabajar con velocidades variables del rotor.

Para optimizar la integración de este tipo de fuentes de energía, se emplea una tecnología conocida como FACTS (Flexible AC Transmission Systems), que se define como un sistema basado en electrónica de potencia y otro tipo de equipos estáticos que permite el control de uno o varios parámetros de un sistema de transmisión de modo que se incrementa la capacidad de control y de transferencia (IEEE, 1997).

2.2.3. Perturbaciones que afectan a los sistemas de generación.

Las centrales producen una tensión que se describe como una onda, con las características típicas de amplitud, forma, frecuencia y simetría. Dicha onda, se puede ver alterada por causas diferentes que producen desviaciones respecto de los parámetros de la onda sinusoidal ideal. Estas perturbaciones pueden llegar a los sistemas de generación eólica causando diferentes fenómenos (Olabarrieta Rubio, 2008)

2.2.4. Estabilidad a largo plazo

Una vez, que el transitorio de operación del sistema ha sido cubierto, es necesario reponer las capacidades del servicio y mantener estable el sistema, para ello se plantea un horizonte de programación de 2 horas funcionamiento.

De esta forma para la estabilidad transitoria, los controles que deben actuar son los controles de tensión y el de regulación primaria, si bien para estabilidad a largo plazo, el interés se centra en los controles de regulación secundaria y terciaria.

2.2.5 Requerimientos para la generación

Se denomina requerimiento a la diferencia entre la demanda y la producción eólica.

El ratio de demanda es el cociente entre la demanda máxima y la mínima, así mismo, el ratio de requerimiento es el cociente entre el requerimiento máximo y el mínimo.

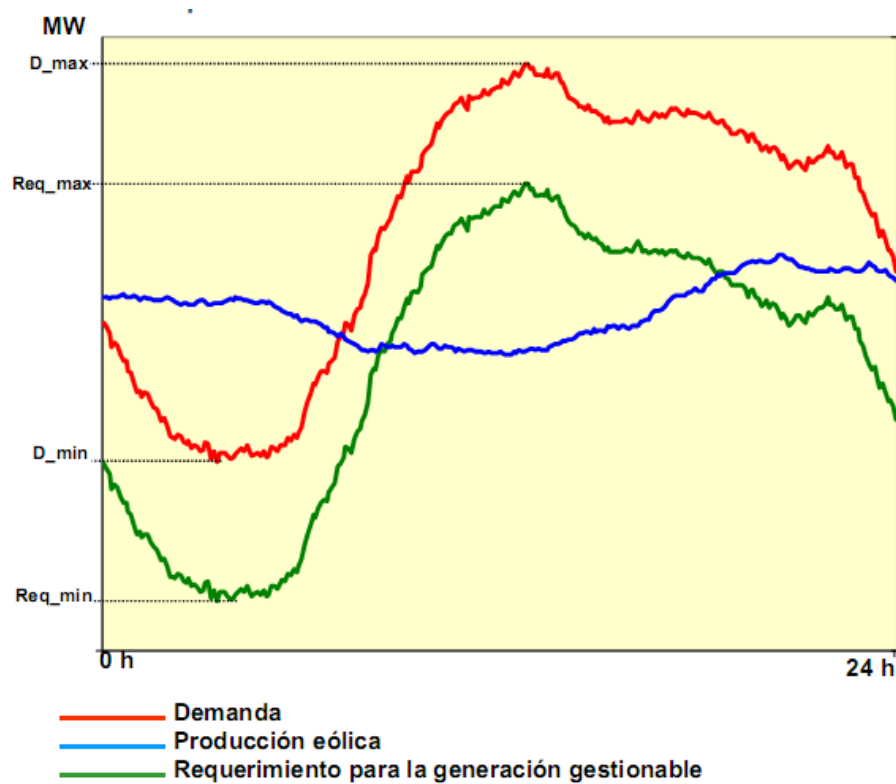


Figura 33 - Requerimiento para la generación gestionable frente a demanda y producción

Debido al comportamiento de la generación eólica durante los períodos punta/valle se producen estos dos efectos:

Ratio Requerimiento > Ratio Demanda

Pendientes más acusadas en las transiciones valle-punta

Puesto que existe un mínimo para la generación gestionable (mínimo técnico de generadores, hidráulica fluyente...), hay un ratio a partir del cual es necesario desacoplar en tiempo real generación convencional en horas valle, para acoplarla horas después con objeto de cubrir la punta de demanda.

A causa de la necesidad de mantener generación convencional acoplada en horas valle para garantizar la cobertura de la punta (elevado tiempo de arranque) y debido a los requerimientos de servicios complementarios, existe otro ratio a partir del cual es inevitable la reducción de generación eólica.

Las Plantas de generación con Biomasa en cambio se pueden comportar como la generación convencional, sus generadores son sincrónicos y la limitación para su participación en la regulación secundaria y terciaria está en su pequeña potencia unitaria

2.3. PREVISIONES DE EVOLUCIÓN DE LA BIOMASA PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA

Respecto de los objetivos y la evolución de la biomasa hasta el año 2020 trata el nuevo Plan de Energías Renovables 2011-2020, que está pendiente de aprobación, y del mismo extractamos lo siguiente: *"El potencial de biomasa disponible en España, bajo hipótesis conservadoras, se sitúa en torno a 87 millones de toneladas de biomasa primaria en verde, incluyendo restos de masas forestales existentes, restos agrícolas, masas existentes sin explotar y cultivos energéticos a implantar. A este potencial se suman más de 12 millones de toneladas de biomasa secundaria seca obtenida de residuos de industrias agroforestales".*

"En los últimos años se está iniciando el desarrollo de los cultivos energéticos y de la mecanización específica para la recogida, extracción y tratamiento de biomasa. Respecto a las aplicaciones, la implantación de tecnologías modernas para la biomasa térmica en edificios y los desarrollos tecnológicos en gasificación y ciclos ORC para la implantación de cogeneraciones hacen prever, para los próximos años, una importante expansión de la biomasa en el sector térmico en edificios e instalaciones industriales. Por

consiguiente, además de avanzar en una mayor aportación cuantitativa de la biomasa, se producirá un cambio cualitativo a tecnologías actualizadas y eficientes. Todo ello unido a la generación de energía eléctrica distribuida mediante pequeñas cogeneraciones y plantas en el entorno de los 10 MW de potencia de generación pura”.

A continuación se incluye una tabla extraída del PER 2011 2020 donde se indica la evolución de las renovables eléctricas desde el año 2010 al año 2020, donde hemos ampliado la correspondiente a biomasa sólida.

	2010			2015			2020		
	MW	Gwh	Gwh (normalizados)(*)	MW	Gwh	Gwh (normalizados)(*)	MW	Gwh	Gwh (normalizados)(*)
Hidroeléctrica (sin bombeo)	13.226	42.215	31.614	13.548	32.538	31.371	13.861	33.140	32.814
< 1 MW (sin bombeo)	242	802	601	253	772	744	268	843	835
1 MW-10 MW (sin bombeo)	1.680	5.432	4.068	1.764	4.982	4.803	1.917	5.749	5.692
>10 MW(sin bombeo)	11.304	35.981	26.946	11.531	26.784	25.823	11.676	26.548	26.287
por bombeo	5.347	3.106	(**)	6.312	6.592	(**)	8.811	8.457	(**)
Geotérmica	0	0	(**)	0	0	(**)	50	300	(**)
Solar fotovoltaica	3.787	6.279	(**)	5.416	9.060	(**)	7.250	12.356	(**)
Solar termoelectrica	632	691	(**)	3.001	8.287	(**)	4.800	14.379	(**)
Energía hidrocinética, del oleaje, mareomotriz	0	0	(**)	0	0	(**)	100	220	(**)
Eólica en tierra	20.744	43.708	42.337	27.847	55.703	55.538	35.000	71.640	70.734
Eólica marina	0	0	0	22	66	66	750	1.845	1.822
Biomasa, residuos, biogás	825	4.228	(**)	1.162	7.142	(**)	1.950	12.200	(**)
Biomasa sólida	533	2.820	(**)	817	4.903	(**)	1.350	8.100	(**)
Residuos	115	663	(**)	125	938	(**)	200	1.500	(**)
Biogás	177	745	(**)	220	1.302	(**)	400	2.600	(**)
Totales (sin bombeo)	39.214	97.121	85.149	50.996	112.797	111.464	63.761	146.080	144.825

(*) En esta columna aparecen los valores normalizados para la producción hidráulica y eólica según se recoge en el Artículo 5, Apartado 3 de la Directiva 2009/28/CE, utilizando las fórmulas de normalización contenidas en su Anexo II.

(**) Estas producciones no se normalizan. Se consideran los mismos valores que la producción sin normalizar.

Tabla 19: Objetivos 2010,2015 y 2020 del plan de energías renovables 2011-2020 en el sector eléctrico (potencia instalada, generación bruta sin normalizar y generación bruta normalizada), Fuente PER 2011 2020

Biomasa sólida	533	2.820	(**)	817	4.903	(**)	1.350	8.100	(**)
----------------	-----	-------	------	-----	-------	------	-------	-------	------

Como podemos apreciar los planificadores no dan una importancia sustancial a la evolución de la biomasa para la generación de energía, salvo en el caso de cogeneraciones y pequeñas plantas de generación del orden de 10 MW de potencia ya que indica textualmente que:

"Es de esperar que, desde el punto de vista tecnológico, la generación de energía eléctrica distribuida mediante pequeñas cogeneraciones y las plantas en el entorno de los 10 MW de potencia de generación pura sean las que jueguen un papel más determinante en la consecución de estos objetivos".

En cuanto a la evolución en usos eléctricos de la biomasa el PER 2011-2020 cifra dicha evolución según se muestra en las tablas que siguen, donde se puede apreciar cual es el objetivo a 2020

Potencia	Incremento de potencia 2011-2020 (MW)	Potencia total 2020 (MW)
Cogeneración	299	541
Generación pura	518	809
Total	817	1.350

Tabla 20: Objetivos en Potencia Instalada para 2020 Fuente PER 2011 2020

Energía final bruta	Incremento de energía 2011-2020 (MWh)	Energía total 2020(MWh)
Cogeneración	1.965.546	3.247.699
Generación pura	3.314.351	4.852.301
Total	5.279.897	8.100.000

Tabla 21: Objetivos energía generada para 2020 Fuente PER 2011 2020

Como se puede observar al realizar un análisis de los resultados del PER 2011 2020 resulta que el objetivo planteado es el de aumentar la potencia instalada en un 94% adicional sobre la potencia existente en 2009 según el "Estudio de Biomasa a 2009", mencionado precedentemente, mientras se pretende alcanzar el 163% de la energía generada en ese mismo año, lo que solo es asumible si aumentan las horas de explotación de las plantas nuevas pasando de las 4.854 hs/año que se obtuvieron de media en 2009 a un nivel medio de 6.000 hs/año, valor poco asumible de acuerdo a la experiencia extraída del análisis de lo acontecido en los años 2005 a 2008 salvo para el caso de la media del subgrupo b.6.1 cultivos energéticos pero que se produjo exclusivamente en los años 2005 y 2006.

La única opción para que esto sea viable es que las centrales que se pongan en marcha a partir de 2010 puedan producir a máxima potencia una media de 7500hs/año.

El otro elemento importante a tener en cuenta es la disponibilidad de biomasa para generación eléctrica, la evaluación del potencial de biomasa factible de ser utilizada en la generación de energía eléctrica que indica el PER 2011 2020 se detalla en la tabla siguiente:

Procedencia		Biomasa Potencial	Objetivo PER 2020	Incremento 2006-2020
Masas forestales existentes	Restos de aprovechamientos madereros	2.984.243	9.639.176	4.093.889
	Aprovechamiento del árbol completo	15.731.116		
Restos agrícolas	Herbáceos	14.434.566	5.908.116	3.518.059
	Leñosos	16.118.220		
Masas herbáceas susceptibles de implantación en terreno agrícola		17.737.868	2.518.563	2.518.563
Masas leñosas susceptibles de implantación en terreno agrícola		6.598.861		
Masas leñosas susceptibles de implantación en terreno forestal		15.072.320		
Total biomasa potencial en España		88.677.193	18.065.855	10.130.512

Tabla 22: Biomasa potencial vs Biomasa necesaria para cumplimiento de objetivos (t/a) Fuente PER 2011 2020
Datos en toneladas en verde (45% de humedad)

Realizando un sencillo análisis entre los datos de las tablas de la evolución de los usos eléctricos de la biomasa y la cantidad potencial de biomasa disponible se puede indicar que si se aprovecha toda la biomasa potencialmente disponible con las mismas consideraciones sobre las horas de utilización y el rendimiento medio (6.000hs/año y un 20%), la potencia total instalada podría llegar a los 6.627 MW que producirían una energía eléctrica de 39.759.273 MWh o sea casi un cinco veces superior a la evolución prevista por el PER 2011 2020.

La eficiencia energética en las centrales de generación con carbón tiene utiliza el mismo ciclo Rankine que las plantas de biomasa, si en vez de utilizar la biomasa en instalaciones de potencia unitaria de 10 MW con un rendimiento medio del 20% lo hacemos en plantas de potencia media de 200 o más MW con un rendimiento del 40% como en el caso de las centrales de carbón de alta eficiencia, se podría obtener el doble de potencia instalada y de energía generada, con la característica respecto de otras renovables de actuar como plantas de generación convencional reemplazando el uso actual de las plantas de carbón como apoyo a la generación eólica y solar (Menéndez E. 1999).

Para que se produzca una expansión mayor en la penetración de biomasa para uso eléctrico es necesario que las plantas a instalar tengan una viabilidad económica equivalente a otras tecnologías.

	Biomasa
Potencia media	5 MW
Ratio medio de inversión	1.803 €/kW
Horas equivalentes	7.500
Producción eléctrica (MWh/año)	37.500
Rendimiento global	21,6%
Vida útil	20 años
Consumo	53.500 t/año
Costes de operación y mantenimiento	9,3 c€/kWh

Tabla 23. Parámetros de base para el cálculo de viabilidad de una planta de Biomasa. Fuente IDAE

En la tabla anterior se indican los parámetros básicos para el cálculo de viabilidad de una planta de biomasa, el precio de venta de energía se establece según la actualización de tarifas del Real Decreto 661/2007 según el tipo de biomasa de que se trate, y el precio de la biomasa que también depende de varios factores.

Para la viabilidad del negocio así como para su financiación, la rentabilidad del proyecto ha de situarse en el 9%, similar a la de otras tecnologías renovables en sus inicios (Deloitte, 2009).

En la tabla que sigue se puede observar el costo de la obtención de la biomasa en verde

Biomasa potencial disponible y Coste medio de las operaciones de obtención de biomasa en verde				
Procedencia		Biomasa (t/año)	Biomasa (tep/año)	Coste medio (€/t)
Masas forestales existentes	Restos de aprovechamientos madereros	2.984.243	636.273	26,59
	Aprovechamiento del árbol completo	15.731.116	3.414.158	43,16
Restos agrícolas	Herbáceos	14.434.566	6.392.631	19,98
	Leñosos	16.118.220		
Masas herbáceas susceptibles de implantación en terreno agrícola		17.737.868	3.593.148	45,62
Masas leñosas susceptibles de implantación en terreno agrícola		6.598.861	1.468.173	34,73
Masas leñosas susceptibles de implantación en terreno forestal		15.072.320	1.782.467	42,14
Total biomasa potencial en España		88.677.193	17.286.851	

Tabla 24 Resumen del potencial total disponible de biomasa no industrial en España Fuente PER 2011 2020 Datos en toneladas en verde (45% de humedad).

El precio de venta puede incrementarse entre 1,5 a 2,2 veces según la distancia de transporte, el margen de los agentes que intervienen hasta su puesta en planta y la humedad con la que se venda.

Con respecto al precio del transporte en el caso de la planta objeto de estudio en esta Tesis, al realizarse en transporte por camión resulta un coste del orden de 4,93 €/t por cada 100 km de recorrido lo que está en línea con lo indicado en el (Observatorio del Transporte de Mercancías por Carretera, 2010). Que lo cifra en 1,232€/km cargado para un volquete articulado de gráneles con un recorrido total anual de 120.000 km y una capacidad de carga útil de 24.000kg

Características técnicas:
 Volquete articulado de graneles
 Potencia: 420 CV
 Masa Máxima Autorizada: 40.000 kg
 Carga útil: 24.000 kg
 Número de ejes: 5
 Número de neumáticos: 12

Características de explotación:
 Recorridos en carga superiores a 200 km
 Kilómetros recorridos anualmente: 120.000 km
 Recorrido anual en carga: 80 %
 Consumo medio: 38,5 litros / 100 km

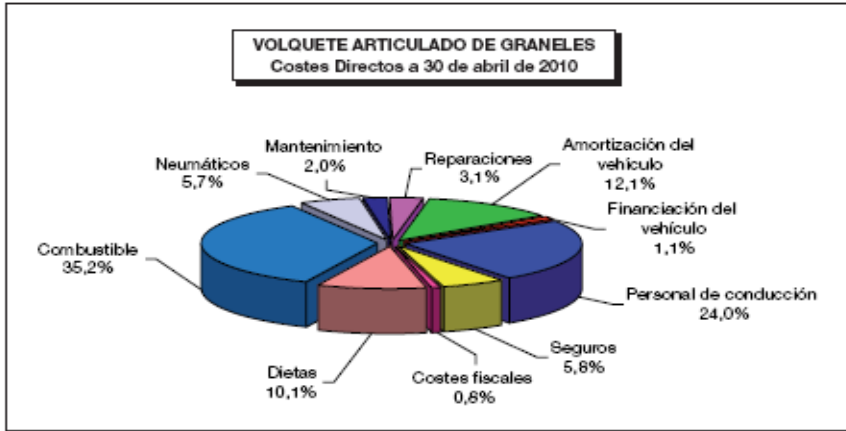


Figura 34 datos de distribución de costes de transporte

En el caso de la planta en estudio la única alternativa de suministro de biomasa es a través del transporte por carretera en vehículos como el indicado precedentemente, se intentó obtener una cotización para transportar la biomasa por Ferrocarril dado que tanto en la zona de algunos gestores de madera de la provincia de Tarragona como en Villacañas existe comunicación por vía férrea con sendas estaciones cercanas tanto a los almacenes de los gestores de madera como a la planta de generación de Térmica AFAP, no pudiendo a la fecha de la redacción de esta tesis obtener una oferta económica.



Foto 1. Descarga del camión de transporte en la planta

Sin embargo se puede estimar la diferencia de costes entre el transporte por carretera y el del ferrocarril a partir de un análisis de costes del transporte de mercancías por ferrocarril (Vicente Rallo Guinot, 2008), que fija para un tren de 14 vagones con capacidad de carga unitaria de 90t cada uno en un máximo de 13,97€/km lo que daría un coste por tonelada transportada de estación a estación de 1,11€/t para cada 100 km de recorrido. Si tenemos en cuenta que las distancias totales a recorrer en camión desde el centro de abastecimiento a la estación y de la estación de llegada a la central de generación son de 15 km el precio del transporte combinado se situaría en: 1,9€/t para 100 km de recorrido en tren y 16 km en camión, o sea un 38% del coste actual transportando la biomasa en camión por carretera.

Del estudio realizado por (ANFAC, 2009) donde compara el transporte de mercancías por carretera con el transporte de mercancías por ferrocarril, se transcribe la conclusión referida a la relación de costes para transporte de automóviles y de piezas

"Si cogemos valores promedio de recorridos en vacío para el transporte de vehículos del 40% (datos estimados) el coste del ferrocarril por vehículo es un 71% del coste de la carretera (en media), y para piezas, tomando un valor promedio de recorridos en vacío del 30%, el coste del ferrocarril por caja móvil es un 62% en relación con la carretera".

Como podemos observar estos cálculos son aún más favorables al transporte por ferrocarril comparado con el transporte por carretera que los calculados previamente



Foto 2. Transporte por ferrocarril en el norte de Europa. Fuente: European Climate Foundation

3.- METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE EFICIENCIA ENERGETICA Y EXERGÉTICA DE LAS PLANTAS DE GENERACION TERMoeLECTRICA.

3.1- FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS

En este capítulo se presentan los elementos fundamentales necesarios para realizar el análisis termodinámico de procesos. Se muestra cómo las Leyes de la Termodinámica gobiernan la conversión de energía de una forma a otra; se presentan el ciclo ideal de Carnot que modela el funcionamiento de una máquina térmica y el ciclo básico de Rankine, que es el que modela el funcionamiento de la Planta en estudio y en general el de todas las centrales de generación termoeléctricas ; se introduce el concepto de volumen de control para el análisis de sistemas cuyas fronteras permiten el intercambio de materia con el ambiente; se analiza la relación de dependencia que existe entre las propiedades que definen el estado de un sistema; se exponen los fundamentos de los procesos de combustión; finalmente, se elabora el concepto de exergía, haciendo especial énfasis en el concepto de eficiencia exergética.

3.1.1. Definiciones básicas

El *sistema*, es la parte del mundo físico (objeto) que sometemos a estudio. La *frontera* delimita al sistema y puede ser tanto real como imaginaria. La parte del mundo físico que está fuera de la frontera del sistema en estudio lo denominamos *Ambiente*. Si la frontera permite el intercambio de materia, calor y trabajo entre el sistema y el ambiente, se dice que el *sistema es abierto*. Por el contrario, si no hay flujo de materia a través de la frontera, aunque exista intercambio de calor y trabajo, se dice que el *sistema es cerrado*. Si el sistema no intercambia materia ni calor ni trabajo con el ambiente, entonces se habla de un *sistema aislado*.

Cada punto en el espacio termodinámico representa un *estado* del sistema, El estado o propiedades de un sistema es el conjunto de magnitudes necesarias para definir su condición en determinado momento y este queda completamente definido por dichas propiedades. Las *propiedades* o magnitudes termodinámicas son la característica macroscópicas del sistema, a las cuales se les puede asignar un valor numérico en

determinado momento sin necesidad de conocer la historia del sistema. (Montes Villalón et al 2001). Entonces, dos estados son idénticos siempre y cuando sus propiedades sean idénticas. Cuando el valor de alguna propiedad cambia, entonces el estado del sistema cambia y se dice que ha experimentado un *proceso o una transformación*. Si al final del proceso o serie de procesos los valores de todas las propiedades son idénticos a los valores iniciales, y por lo tanto el estado final es idéntico al estado inicial, entonces se dice que el sistema realizó un *ciclo*.

Las propiedades o magnitudes termodinámicas cuyos valores no dependen de la cantidad de materia del sistema se conocen como *propiedades intensivas*. Por ejemplo se pueden citar: la presión p y la temperatura T . Las que propiedades que si dependen de la cantidad de materia se denominan *propiedades extensivas*, como ejemplo podemos citar: la energía E , el volumen V y la entropía S , sus valores son directamente proporcionales a la cantidad de materia. Si dividimos una propiedad extensiva entre la cantidad de masa que tiene esta propiedad, proporción resultante, es independiente de la cantidad de materia y se conoce como *propiedad extensiva específica* como la energía específica e , el volumen específico v , o la entropía específica s .

Cuando un sistema aislado no presenta cambios en sus propiedades con el tiempo y por lo tanto su estado permanece constante, no intercambia calor ni trabajo ni materia con el ambiente, entonces se dice que está en estado de *equilibrio termodinámico*. Un sistema se encuentra en estado de equilibrio termodinámico cuando existe una condición de balance térmico, mecánico y químico; es decir, cuando la temperatura, la presión y el potencial químico del sistema son uniformes y permanecen constantes.

Cuando un sistema mantiene sus propiedades constantes pero existe un flujo de materia o de energía se dice que el sistema está en *régimen permanente o estacionario*.

Un proceso cuasiestático o proceso de cuasiequilibrio es aquel durante el cual la separación del estado del sistema del estado de equilibrio termodinámico es a lo sumo infinitesimal. De este modo, todos los estados a través de los cuales pasa el sistema durante un proceso cuasiestático se consideran estados de equilibrio, y pueden representarse como puntos en el espacio termodinámico. Para un proceso cuasiestático, los valores de las propiedades intensivas son uniformes en todo el sistema en cada estado.

Cuando el objeto en estudio es una región dada del espacio dentro de unos límites definidos a dicha región se la denomina *volumen de control*, a través de la frontera del volumen de control puede fluir masa, (Morán, M.J. et al 2008)

3.1.2. Primera Ley de la Termodinámica, balance de energía

La primera Ley de la Termodinámica establece que: para un sistema abierto con flujo estable, la cantidad neta de energía añadida al sistema como calor y cualquier forma de trabajo es igual a la energía almacenada de la materia que sale del sistema menos la energía almacenada de la materia que entra al sistema, Cengel (1998). Esta Ley se utiliza para realizar los balances de energía en procesos térmicos.

Para un sistema cerrado, la primera ley implica que el cambio en la energía del sistema iguala a la energía neta transferida al sistema por medio de calor y trabajo. Esto es:

$$U_2 - U_1 = Q - W$$

En la ecuación anterior, se ha utilizado la convención usual de los signos: el calor es positivo cuando es añadido al sistema, y el trabajo es positivo cuando es producido por el sistema.

La mayoría de las aplicaciones de la ingeniería termodinámica se realizan la base de un volumen de control. En estos casos, se debe aplicar el principio de la conservación de la masa. La tasa de acumulación de masa en el volumen de control es igual a la diferencia entre el total de las tasas de flujo de masas de entrada y de salida a través de la frontera, (EU COM JRC 2008).

$$\frac{dm}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad \text{kg/s}$$

La tasa de equilibrio de energía para un sistema abierto se expresa como:

$$\frac{dU}{dt} = Q - W + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right)$$

En la Ecuación anterior, h es la entalpía específica de los flujos entrantes y salientes del sistema:

$$h = u + Pv$$

Para los sistemas de flujo constante, las tasas de flujo de masa y las tasas de transferencia de energía de calor y trabajo son constantes con el tiempo.

$$m_1 = m_2$$

Por lo tanto la ecuación de la Primera Ley aplicada a un volumen de control en estado estacionario es:

$$Q_{vc} + \sum_e m_e h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e = W_{vc} + \sum_s m_s h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s$$

Donde m es el flujo másico, Q_{vc} el calor transferido, W_{vc} el trabajo intercambiado, h son las entalpías, e son entradas y s salidas. El primer lado de la igualdad es el flujo de energía entrante y el segundo lado de la igualdad es el flujo de energía saliente.

Aunque la Primera Ley puede determinar los requerimientos de transferencia de energía en la forma de calor y trabajo útil en un proceso, por cambios específicos de las corrientes, no puede dar información para determinar si la energía es usada de forma eficiente durante el proceso (Morán M. 2008).

En general, la eficiencia de un sistema térmico indica la relación entre la energía útil producida y la cantidad de energía usada. El rendimiento térmico de un motor térmico es la fracción del calor entrante que se convierte en de trabajo neto saliente:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{ENTR}}$$

3.1.3 La Segunda Ley de la Termodinámica

La segunda ley de la termodinámica nos permite saber qué tipo de transformaciones son posibles o imposibles y en qué dirección ocurrirán. Al igual que la Primera Ley., la Segunda Ley de la Termodinámica está basada en la observación de los fenómenos físicos que ocurren en la

naturaleza. Existen varias formas de expresarla y todas son fundamentalmente equivalentes. Dos formas especialmente útiles son el postulado de Clausius y el postulado de Kelvin- Planck. Según Clausius es imposible que la existencia de una máquina cíclica que haga pasar calor de una fuente fría a otra de mayor temperatura consumir trabajo. El postulado de Kelvin-Planck afirma que es imposible la existencia de una máquina térmica que genere trabajo tomando únicamente calor de una sola fuente térmica.

Una máquina térmica es un sistema que, operando en ciclos, intercambia energía por transferencia de calor con otros sistemas y genera trabajo. En una máquina térmica no toda la energía que le es transferida por calor puede ser convertida en trabajo, parte de esta energía es transferida fuera del sistema a una temperatura inferior. Como hemos visto, la eficiencia térmica de una máquina se define como la proporción entre el trabajo neto generado y la energía total transferida hacia el sistema:

$$\eta = \frac{W_{\text{ciclo}}}{Q_{\text{entrante}}} = 1 - \frac{Q_s}{Q_e}$$

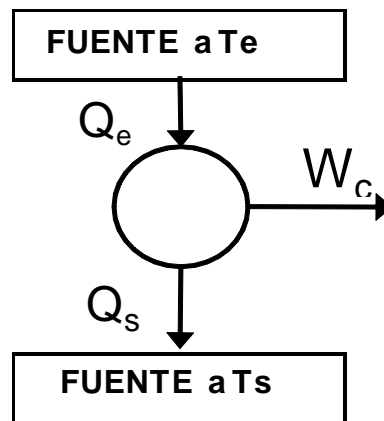
El valor de η es siempre menor que uno.

Existen dos corolarios de la Segunda Ley conocidos como Corolarios de Carnot que se pueden enunciar como:

- 1) La eficiencia térmica de un ciclo termodinámico de potencia irreversible siempre es menor que la de un ciclo termodinámico de potencia reversible operando ambos entre las mismas temperaturas.
- 2) Todos los ciclos termodinámicos de potencia reversible operando entre las mismas temperaturas tienen la misma eficiencia térmica.

A partir del segundo corolario se deduce que la eficiencia térmica depende únicamente de las temperaturas de las fuentes. Y por tanto la eficiencia térmica máxima

de cualquier ciclo operando entre dos fuentes es aquella que corresponde a un ciclo reversible.



Como para un ciclo reversible que opera entre dos fuentes, cuyas temperaturas están expresadas en la escala Kelvin, la relación de los calores saliente y entrante del ciclo es igual a la relación entre las temperaturas de dichas fuentes, resulta (Moran M. et al 2008):

$$\eta_{\text{maximo}} = 1 - \frac{T_s}{T_e}$$

Ecuación que se conoce como del rendimiento de Carnot que es el máximo rendimiento de cualquier ciclo de potencia que opere entre dos fuentes cuyas temperaturas son T_e y T_s, de ello se evidencia que cuanto mayor es la diferencia entre ambas temperaturas mayor es la eficiencia del ciclo de potencia que opere entre ellas.

De la ecuación del rendimiento de Carnot fluye la idea de temperatura termodinámica o temperatura absoluta. La idea es que existe una propiedad de la fuente de calor, llamada su temperatura absoluta que está ligada al rendimiento termodinámico obtenible de la misma.

La Segunda Ley de la Termodinámica en definitiva, establece que en cualquier proceso térmico, la energía se degrada necesariamente. Esta ley trata de la calidad de la energía, específicamente, de la degradación de la energía, de la generación de entropía y de las pérdidas de oportunidades para realizar trabajo, (Jones J. B. et al 1997).

En la Segunda Ley de la Termodinámica se postula función de estado a la que se denomina *entropía*, S , y es la que indica el sentido en que ocurren los procesos y la manera como se emplea la energía en los mismos, (Szargut, J. 1980).

3.1.4 Entropía

Cuando dos estados estables de un sistema están conectados por diferentes procesos internos reversibles, nos encontramos con que la integral del calor intercambiado a más de su temperatura no depende de la trayectoria del proceso. Esto significa que existe una función que sólo depende de las propiedades de estado del sistema, esta función se llama "entropía". La variación de entropía viene dada por, (Moran M.J. et al 2008):

$$\underbrace{S_2 - S_1}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{entrópico}}} = \int_1^2 \underbrace{\left(\frac{\delta Q}{T} \right)}_{\substack{\text{Transferencia} \\ \text{entrópica} \\ \text{proceso rev.}}}$$

Sus unidades son en el Sistema Internacional el Joule y el Grado Kelvin (J/°K)

La entropía es una propiedad abstracta y puede ser vista como una medida de desorden, de hecho (Agrest J. 1978), la denominaba "**estropia**" para darle un sentido más cotidiano como ocurre con la palabra energía que todo el mundo conoce aunque no en su término estrictamente físico. Mediante el uso de la entropía, más formas de la segunda ley se pueden introducir:

- la entropía total de un motor y de todos los componentes en torno que interactúan con el motor deben aumentar cuando motor térmico no es completamente reversible.
- los únicos procesos que pueden ocurrir son aquellos para los que la entropía del sistema aislado aumenta (esta declaración se conoce como el principio de aumento de la entropía).

Un proceso se dice que es reversible si es posible volver tanto al sistema como a su entorno a sus estados iniciales. Puede ser posible volver al sistema a su estado inicial, pero si no es posible volver tanto a este como a su entorno a sus estados iniciales entonces el proceso se dice que es irreversible. Se llama irreversibilidad a un efecto que cause que un proceso resulte irreversible. Algunas irreversibilidades típicas durante un proceso son las siguientes: transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita; expansión incontrolada de un gas; una reacción química espontánea, mezcla de materia de diferentes composiciones o a diferentes estados, fricción, flujo de corriente eléctrica a través de una resistencia, magnetización o polarización con histéresis, deformación inelástica. Evidentemente, los procesos reversibles son meramente hipotéticos, sin embargo, en muchos casos las irreversibilidades se pueden minimizar y el proceso aproximarse con cierta exactitud a un proceso reversible.

Cuando las irreversibilidades ocurren dentro del sistema se dice que son irreversibilidades internas; cuando ocurren en los alrededores se dice que son externas. Todas las irreversibilidades pueden considerarse internas definiéndose la frontera de tal modo que incluya la parte de los alrededores donde ocurren. Si no ocurren irreversibilidades dentro del sistema se dice que éste es internamente reversible. Un proceso internamente reversible es un proceso cuasiestático durante el cual el sistema atraviesa una serie de estados de equilibrio.

Una máquina térmica es un sistema que, operando en ciclos, intercambia energía por transferencia de calor con otros sistemas y genera trabajo. En una máquina térmica no toda la energía que le es transferida por calor puede ser convertida a trabajo, parte de esta energía es transferida fuera del sistema a una temperatura inferior.

La ecuación que define la variación de entropía expresada precedentemente sirve como base para el cálculo de la entropía para un estado que denominados estado 1, en función de un valor de referencia que asignamos a un estado de referencia dado estado de referencia r , dicho valor puede calcularse mediante:

$$S_1 = S_r + \int_r^1 \frac{\partial Q}{T} \text{int}_{rev}$$

Esta ecuación es suficiente para aplicaciones en las que la composición permanece constante.

Debido a la naturaleza irreversible de casi cualquier proceso real, la entropía no es una propiedad conservativa. El balance de entropía para un sistema cerrado se expresa como:

$$\Delta S = \underbrace{S_2 - S_1}_{\text{Cambio entrópico}} = \underbrace{\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)}_{\text{Transferencia entrópica proceso rev.}} + \underbrace{\sigma}_{\text{Producción entrópica}} \quad (\text{J/K})$$

El primer término del lado derecho de la ecuación, se asocia con la transferencia de calor hacia o desde el sistema durante el proceso y puede ser interpretado como la transferencia de entropía que acompaña a la transferencia de calor. Un valor positivo de este término, significa que la entropía se transfiere dentro del sistema y un valor negativo significa que la entropía se transfiere fuera. El término (σ), se llama producción entrópica y contabiliza las irreversibilidades generadas en el proceso. La producción entrópica es positiva siempre que se producen irreversibilidades y cero en el caso ideal, donde no tienen lugar irreversibilidades.

A partir de aquí, la cantidad de irreversibilidades a través de la producción de entropía se puede medir con un simple balance de entropía. Las irreversibilidades son la clave para comprender el proceso de degradación de la energía, el ahorro de energía y las técnicas de conservación.

Considerando que la energía no es destruida, si no que se degradada, la cuestión clave de cualquier análisis de energía es la identificación de irreversibilidades en los procesos y la propuesta de las soluciones que permitan evitarlas.

3.1.5 Volumen de control

Para el análisis de sistemas cuyas fronteras permiten el intercambio de materia con los alrededores resulta conveniente considerar al sistema como una región del espacio a través de la cual fluye materia. A esta región se le llama *volumen de control*.

El principio de la conservación de la masa para un volumen de control se expresa entonces de la siguiente manera: el ritmo de acumulación de materia dentro del volumen de control al tiempo t es igual a la diferencia entre los flujos másicos instantáneos que entran y salen del volumen de control al tiempo t . Toma la forma:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = m_e - m_s$$

Para un volumen de control, el balance de energía establece que el ritmo de acumulación de energía en el volumen de control es igual la diferencia en el ritmo de entrada de energía al volumen de control menos el ritmo de salida de energía de éste. La energía se transfiere por calor, por trabajo o acompañando a la materia que entra o sale. Es conveniente separar el trabajo W en dos componentes: uno está asociado a la presión del fluido cuando éste entra o sale del volumen de control; el otro incluye todos los demás efectos, como en una turbina o en desplazamientos de la frontera. El trabajo asociado a la presión del fluido en las entradas y salidas se denomina trabajo de flujo y está dado por mpv (Moran et al 2004), donde m es el flujo de masa instantáneo, p la presión y v la velocidad del fluido a la entrada o salida. El balance de energía para un volumen de control viene dado por:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = Q_{vc} - W_{vc} + m_e \left(h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gz_e \right) - m_s \left(h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gz_s \right)$$

Que establece que el ritmo de cambio de la energía dentro del volumen de control es igual a la diferencia entre los ritmos de entrada y salida de energía de éste. La transferencia de energía ocurre por trabajo, por calor, o junto con los flujos de materia.

Como se ha visto, la entropía es una propiedad extensiva que puede ser transferida hacia o desde un volumen de control junto con los flujos de materia que entran o salen. Tomando en cuenta este modo de transferencia de entropía y siguiendo un razonamiento similar al del desarrollo del balance de energía para volumen de control, el balance de entropía para un volumen de control resulta:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \frac{Q_i}{T_i} + m_e s_e - m_s s_s + S_{gen}$$

Donde dS_{vc} / dt representa el ritmo de cambio de entropía dentro del volumen de control, $m_e s_e$ y $m_s s_s$ los ritmos de transferencia de entropía asociados a los ritmos de flujo de materia que entran o salen respectivamente, Q_i / T_i el ritmo de transferencia de entropía asociado al ritmo de transferencia de calor Q_i a la temperatura T_i , y S_{gen} el ritmo de generación de entropía debido a las irreversibilidades dentro del volumen de control.

Se dice que un sistema está en estado estacionario cuando los valores de sus propiedades no cambian en el tiempo. En un volumen de control en estado estacionario entra y sale materia, pero la cantidad total permanece constante. Por lo tanto, los balances de masa, de energía y de entropía para un volumen de control en estado estacionario se vuelven respectivamente:

$$m_e = m_s$$

$$0 = Q_{vc} - W_{vc} + m_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g z_e \right) - m_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g z_s \right)$$

$$0 = \frac{Q_i}{T_i} + m_e s_e - m_s s_s + S_{gen}$$

El ritmo al que entra la materia a un volumen de control en estado estacionario es igual al ritmo en el que sale. De igual modo, el ritmo al que entra la energía a un volumen de control en estado estacionario es igual al ritmo al que sale. Sin embargo, el ritmo al que se transfiere entropía a un volumen de control excede al ritmo en que se transfiere fuera de éste, siendo la diferencia la entropía generada debido a las irreversibilidades.

3.1.6 Ambiente de referencia. Estado muerto o punto muerto

Si tenemos un sistema termodinámico genérico, que se encuentra en un estado termodinámico caracterizado por una temperatura T y una presión p , situado en un entorno con una temperatura T_0 y una presión p_0 que se consideran constantes a lo largo del tiempo, podemos asegurar que el sistema evolucionará espontáneamente hacia un estado de equilibrio con el entorno, en el que su temperatura y presión serán T_0 y p_0 (equilibrio termodinámico). Si el sistema no interactúa con otro distinto al propio

entorno, el trabajo en este proceso es el asociado únicamente a la variación de volumen bajo la presión exterior.

Este trabajo no es considerado útil, ya que no es realizado sobre un sistema distinto al medio ambiente; sin embargo la evolución del sistema hasta alcanzar el equilibrio termodinámico puede ocurrir mediante procesos en los que el sistema si realice un trabajo sobre otro sistema, lo que sería un trabajo útil.

El estado muerto de un sistema de masa y composición constantes es aquel estado del sistema en el que su presión y temperatura coinciden con las del medio ambiente, (Gómez, J.L et al 1990). Se denomina así porque al no existir desequilibrio de temperatura o presión entre el sistema y el entorno, no hay capacidad de producir trabajo útil.

3.1.7 Exergía

La exergía de un sistema termodinámico es el máximo trabajo teórico útil (trabajo de eje o trabajo eléctrico) obtenible mientras un sistema, que interactúa con un único entorno, se lleva a un completo equilibrio termodinámico con dicho entorno. Un sistema se dice que está en punto muerto cuando está en equilibrio termodinámico con su entorno. Cuando está en punto muerto, el sistema está a la temperatura y la presión de su entorno, no posee energía cinética ni potencial y no interactúa con este. La exergía es una medida de partida del estado del sistema en el entorno.

Una vez que el entorno está especificado, se le puede asignar un valor a la exergía en términos de valor de propiedad únicamente para el sistema y la exergía puede ser considerada como una propiedad del sistema. El valor de la exergía, como se define en la ecuación siguiente, no puede tener un valor negativo y no se conserva, ya que es destruida por las irreversibilidades. La exergía específica por unidad de masa es:

$$e = (u - u_0) + P_0 (v - v_0) - T_0 (s - s_0) + C^2 / 2 + gz$$

El subíndice (₀) denota el punto muerto.

Cuando una masa fluye a través de las fronteras de un volumen de control, hay una transferencia de exergía que acompaña a los flujos de masa y trabajo. Esto recibe el

nombre de flujo específico de exergía o exergía física de un flujo de material, y está dada por:

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + C^2 / 2 + gz$$

Balance de exergía

El balance de exergía para un sistema cerrado se obtiene como la combinación de los balances de energía y entropía.

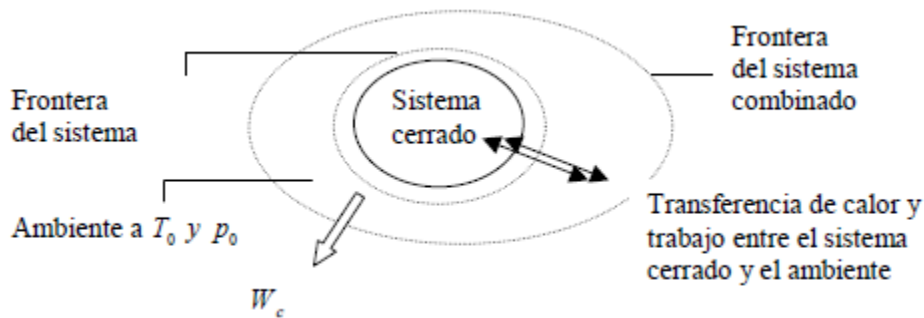


Figura 35 Sistema cerrado combinado con el medio ambiente

El cambio de exergía en un sistema cerrado equivale a la suma de la transferencia de exergía que corresponde al intercambio de calor más la transferencia de exergía que corresponde al intercambio de trabajo menos la destrucción de exergía. La ecuación final es:

$$\Delta E = \underbrace{E_2 - E_1}_{\text{Cambio de exergía}} = \underbrace{\int^2 \left[1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \delta Q}_{\text{Transferencia de exergía acompañando al calor}} - \underbrace{[W - P_0(V_2 - V_1)]}_{\text{Transferencia de exergía acompañando al trabajo}} - \underbrace{T_0 \sigma}_{\text{Destrucción de exergía}} \quad (J)$$

T₀ y P₀ denotan la temperatura y la presión en condiciones ambientales y T_j es la temperatura de la superficie del contorno cuando tiene lugar la transferencia de calor.

La tasa de cambio de exergía en sistemas abiertos viene dada por:

$$\underbrace{\frac{dE_{cv}}{dt}}_{\text{Tasa de cambio de exergía}} = \underbrace{\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - \left(W_{cv} - P_0 \frac{dV_{cv}}{dt}\right)}_{\text{Tasa de transferencia de exergía}} + \underbrace{\sum_i m_i \epsilon_i - \sum_e m_e \epsilon_e - I}_{\text{Tasa de destrucción de exergía}} \quad (w)$$

Exergía química

Consideremos un proceso en el cual tiene lugar una reacción química, es decir, un proceso en el cual un flujo de reactivos R en unas condiciones de temperatura y presión T_0 y P_0 , sufre una reacción química para transformarse en un flujo de producto P a las mismas T_0 y P_0 , según se ilustra en la Figura siguiente

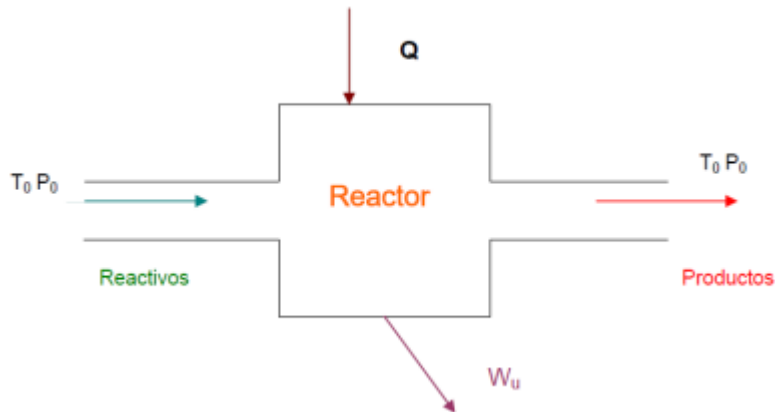


Figura 36 Análisis de un proceso en el que hay reacción química.

Suponiendo que el reactor es el espacio en donde se realiza esta reacción y opera reversiblemente, deseamos conocer el valor del trabajo máximo utilizable W_u , que coincidirá con la exergía asociada a ese cambio químico.

En este sistema conforme a la Primera Ley:

$$W_u = Q + h_R - h_P$$

Como el proceso en el reactor se realiza reversiblemente, tenemos conforme a la Segunda Ley:

$$Q = T_0 (s_P - s_R)$$

En donde los subíndices R y P se refieren a las propiedades de los reactivos y productos respectivamente.

Combinando ambas ecuaciones nos queda:

$$W_u = (h_R - T_o s_R) - (h_P - T_o s_P)$$

Si recordamos a definición de la función entalpía libre de Gibbs g que está dada por:

$$g = h - Ts$$

$$W_u = g_R - g_P = -\Delta g = Ex$$

Con sólo tomar como temperatura T la del AER, T_o .

Vemos, por tanto, que en un proceso con reacción química, el trabajo útil máximo que puede obtenerse coincide con la disminución de energía libre de Gibbs que tiene lugar en el mismo.

En un proceso de flujo de materia, puede llegarse al estado ambiental (T_o, p_o) en estado metastable. Mediante un proceso químico, como el acabado de escribir, podría llevarse la materia a su estado de equilibrio, que sería el estado muerto.

El cálculo de exergías en general se apoya en este hecho, distinguiendo la exergía física y la química.

Para una sustancia que se encuentra en un estado termodinámico genérico (T, p), su exergía física se determina respecto del estado ambiental (T_o, p_o), que puede ser de equilibrio metaestable.

La exergía química se calcula mediante expresiones de la diferencia de las funciones de Gibbs, para las reacciones a T_o y P_o que llevan las sustancias al equilibrio final con el AER.

Cambios de exergía térmica entre dos estados

La diferencia de la exergía térmica de dos estados puede calcularse a partir del modelo mostrado en la Figura siguiente:

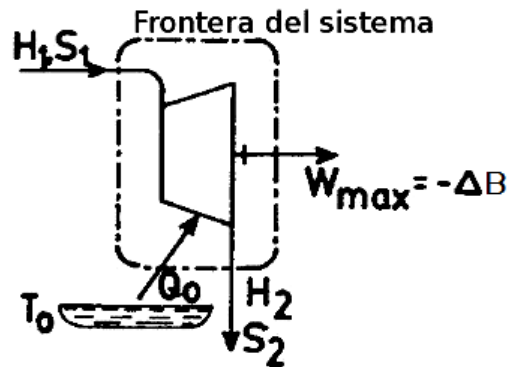


Figura 37 Cambio de exergía en un sistema abierto

La fuente de energía con entalpía H_1 y entropía S_1 entra en la máquina reversible. Después de someterse a cambios físicos y/o químicos, el efluente tiene una entalpía H_2 y una entropía S_2 . Sólo vamos a considerar la exergía térmica; por tanto, suponemos que las velocidades de los dos efluentes son similares, e igual pasa con la altura, por lo que los cambios de energía cinética y potencial son despreciables.

La máquina puede intercambiar calor con su entorno, de manera reversible. El máximo trabajo que puede realizar esta máquina viene dado por la diferencia entre la exergía de la corriente de entrada y la exergía de la corriente de salida. Esta diferencia vendrá dada por:

$$\Delta Ex = Ex_{t_2} - Ex_{t_1} = -(H_1 - H_2 + Q_0)$$

La condición de reversibilidad conduce a:

$$S_1 - S_2 - \frac{Q_0}{T_0} = 0$$

Con lo que sustituyendo nos queda:

$$\Delta Ex = Ex_{t_1} - Ex_{t_2} = H_1 - H_2 - T_0(S_1 - S_2)$$

Si consideramos que en el proceso no hay variación de masa, la masa del flujo entrante es igual a la que sale, podemos trabajarla con las propiedades específicas con lo que se tiene que:

$$\Delta ex = ex_{t_1} - ex_{t_2} = h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)$$

Si durante el proceso no existen reacciones químicas y no existe ningún cambio en la composición molar de la sustancia, la exergía química no interviene y se anula al ser igual en ambos estados.

En el caso de gases ideales, y suponiendo que su calor específico es constante, podemos desarrollar la siguiente ecuación, utilizando las relaciones termodinámicas vistas anteriormente para el cambio de entalpía y de entropía.

$$ex_f = c_p (T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} + RT_0 \ln \frac{P}{P_0}$$

La exergía física específica consta de dos términos: uno que depende de la temperatura y otro que depende de la presión.

3.1.8. Eficiencia de la segunda ley: Eficiencia exergética

La eficiencia energética o el coeficiente de rendimiento se basan sólo en la primera ley de la termodinámica y no hacen referencia a la obtención del mejor funcionamiento posible. Sin embargo, la eficiencia exergética o segunda ley de eficiencia supera esta deficiencia y da una referencia de la aproximación a una operación reversible.

El cálculo de la eficiencia exergética es útil para distinguir si la utilización que se hace de los medios para que los recursos energéticos sean termodinámicamente efectivos de aquella que lo es menos. Se puede utilizar también para evaluar la eficacia de las medidas de ingeniería adoptadas para mejorar el rendimiento de un sistema térmico.

La eficiencia exergética se define en una forma genérica como la relación entre la exergía recuperada o posible de utilizar, respecto de la exergía suministrada:

$$\epsilon = \frac{Ex_{recuperada}}{Ex_{suministrada}}$$

Las expresiones de eficiencia exergética pueden adoptar muchas formas diferentes en función del sistema analizado. Por ejemplo para un motor térmico, la exergía proporcionada es la disminución de la exergía del calor transferido al motor, y esta es la diferencia entre la exergía del calor suministrado y la exergía del calor rechazado. El trabajo neto resultante es la exergía recuperada.

Para un refrigerador o una bomba de calor, la exergía suministrada es el trabajo de entrada y la exergía recuperada es la exergía del calor transferido a la alta temperatura media en el caso de una bomba de calor y la exergía del calor transferido de la baja temperatura media en el caso de un refrigerador.

3.1.9. Diagrama de calidad de la energía

Al realizar un balance de energía se utiliza generalmente sólo el primer principio de la termodinámica, lo que se justifica diciendo que el fin perseguido es calcular una "eficiencia".

Este concepto de eficiencia debe ser explicado más claramente, en efecto, podemos considerar al menos tres estadios de desarrollo del significado de "eficiencia":

a) el más primitivo de todos es pensar que se logra el objetivo se es eficiente; en el aspecto energético ésta manera de pensar se traduce en el suministro de la cantidad y calidad que sea menester para lograr el fin buscado sin importar los valores puestos en juego.

b) el segundo estado conceptual es lograr de minimizar la cantidad de energía entregada para lograr el fin propuesto, o sea tratar de aproximarse todo lo posible a que la relación Energía en el Producto / Energía Entregada tenga valores unitarios y

c) el tercer estado o etapa más avanzada que es el meditar acerca de la corrección de la vía adoptada para la solución del problema, o sea analizar si el problema ha sido bien formulado y no sólo bien resuelto; en el aspecto energético se traduce en descubrir si se ha hecho uso de la menor calidad necesaria de energía (que implica que los caminos de proceso hayan sido también los de menor degradación) para lograr el fin propuesto.

Adicionalmente deberíamos preguntarnos la racionalidad de proponernos tal fin.

La solución de pasar por una combustión es seguramente una de las vías más irreversibles de todas las usadas por la humanidad para resolver el problema de la multiplicación del "poder hacer" del hombre, de modo que es imperativo al realizarla ser muy consciente de la extinción de oportunidades de trabajo que ella representa, y haciendo uso de las enseñanzas del "Segundo Principio de la Termodinámica" extraer todo el trabajo posible antes de llegar a la mínima calidad de energía compatible con el resultado esperado.

La primera Ley de la Termodinámica nos enseña que la energía del universo permanece constante en cantidad, o sea que toda la energía entregada al proceso es igual a la que sale del mismo.

La Primera Ley desconoce que diferentes formas de energía tienen diferencias intrínsecas de la calidad.

La Segunda Ley establece una evaluación numérica de las diferentes calidades.

La Segunda Ley puede establecerse diciendo que el flujo de energía puede hacerse solo hacia abajo en la escala de calidad en cualquier proceso espontáneo.

Como puede demostrarse empíricamente, la energía de mayor calidad posible es el trabajo mecánico, si el sumidero está a temperaturas superiores del cero absoluto.

Para visualizar más claramente el tema con un ejemplo sencillísimo vamos a calcular el calor aprovechable para calentar un cuerpo: supongamos para ello que el fluido que

cede calor es una masa M de un gas perfecto de calor específico constante C (Kcal / Kg °C) a una temperatura T_m ; la energía referida al nivel ambiente será:

$$Q_0 = M C (T_m - T_0)$$

Para calentar un cuerpo que está a una temperatura T_a menor que T_m sólo puedo utilizar:

$$Q_u = M C (T_m - T_a)$$

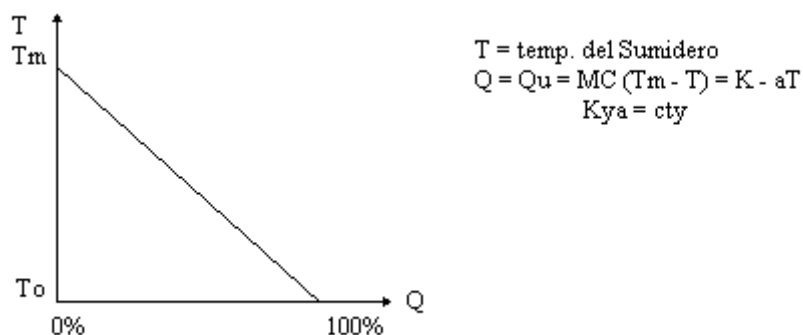
O sea que la fracción utilizable será:

$$F_u = \frac{T_m - T_a}{T_m - T_0}$$

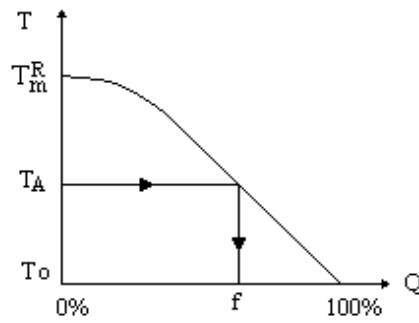
Se ve así que la naturaleza de los procesos térmicos hace que sólo pueda utilizar una fracción de la cantidad de energía disponible, y que ésta fracción depende de los niveles de temperatura de la fuente (fluido caliente), del sumidero (cuerpo a calentar) y del ambiente

Trazado del diagrama T-Q (temperatura – calor disponible en el enfriamiento de un gas)

Para un gas perfecto como el citado precedentemente tendremos una recta entre los puntos (T_m ; $Q=0\%$) y (T_0 ; $Q=100\%$)

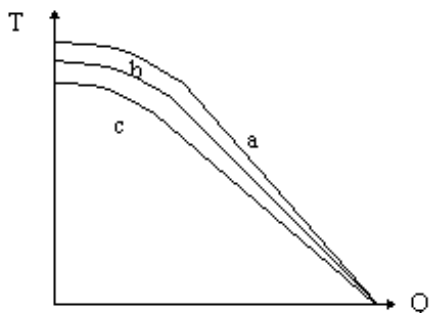
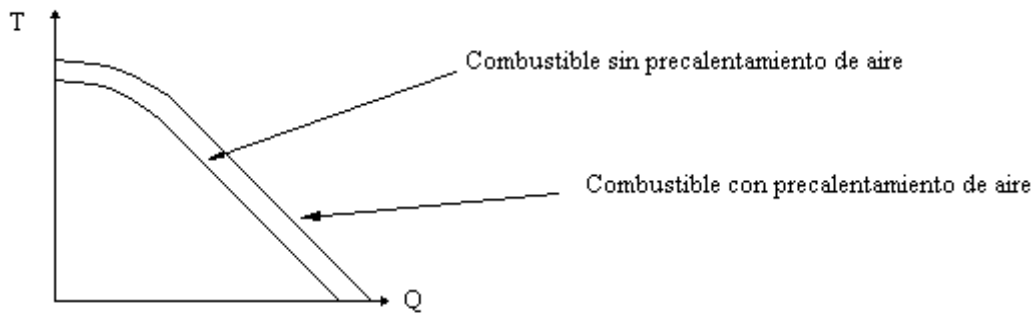


Debido a los fenómenos reales de disociación a alta temperatura y calor específico variable, los gases reales no caerán sobre la línea recta anterior, sino sobre una curva como la que sigue:

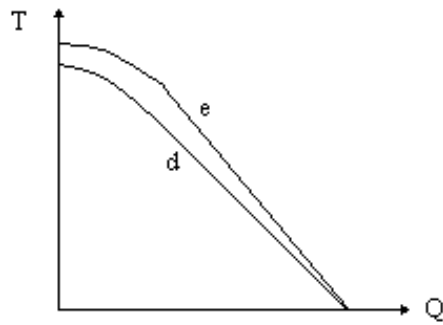


Si el cuerpo a calentar tiene una temperatura T_m^R no se puede utilizar nada de la energía liberada, si está a T_o se puede usar el 100% y si está a T_A se podrá obtener un $F\%$ (caso de un cuerpo de capacidad calorífica constante).

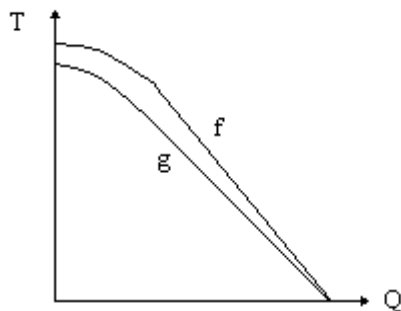
Es de interés para entender este tema la clarificación del efecto que sobre la utilización de la energía tienen el precalentamiento del aire de combustión, el exceso de aire, el enriquecimiento con O_2 del aire de combustión o la humedad del combustible.



- a) Comb. típico sin exceso de aire
- b) " " con 25% " " "
- c) " " con 75% " " "



- d) Comb. típica con aire
- e) " " " " enriquecido con O_2



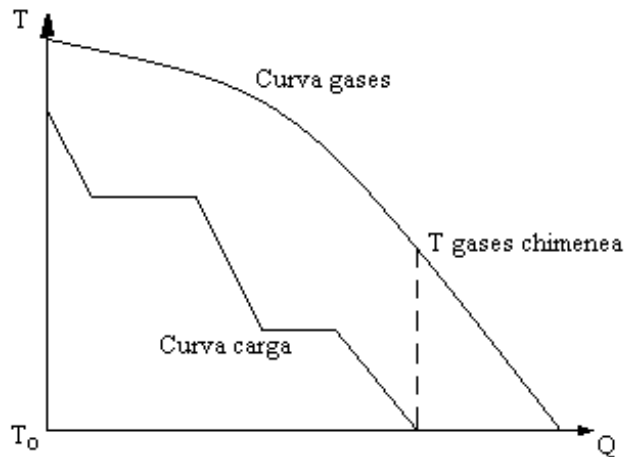
- f) comb. de comb. seco
- g) " " combustible húmedo (30% agua)

Se ve pues el efecto nocivo sobre la utilizabilidad que tiene cualquier desplazamiento de la curva T-Q hacia la izquierda o hacia abajo, hacia la izquierda porque disminuye el calor utilizable, hacia abajo pues permite calentar sólo cuerpos a niveles de temperaturas cada vez menores.

La utilidad del gráfico T-Q no se limita a procesos tipo "Batch" como los explicados, sino que alcanza a procesos continuos tan complejos como hornos de cemento, altos hornos, hornos de empuje, etc.

En esos casos se usa como valor de referencia la Kcal/hora o la Kcal/ton, mientras que la ordenada representa la temperatura de un cierto punto a lo largo del horno.

En la figura que se muestra a continuación los gases entran por la izquierda a la temperatura de combustión adiabática, y sale la carga caliente, a la derecha entra la carga fría y salen los gases de escape; los escalones en la curva de calentamiento de la carga se deben a la transformación físico-químicas de la carga.



El hecho de que la curva de carga corte a la abscisa antes que la curva de enfriamiento de los gases se debe a la validez de la Primera Ley, pero que esté por debajo es consecuencia de la Segunda Ley y de la necesidad de tener una velocidad de transmisión de calor no nula para la realización "efectiva" del proceso.

Puede verse que de éste gráfico también resulta la temperatura de salida de los gases a la chimenea. Esta punta del diagrama merece ser juzgada muy detenidamente en la influencia del ahorro de combustible como se verá más detalladamente al realizar el gráfico de Calidad de la Energía.

El tipo de razonamientos hechos en los diagramas anteriores no agota por cierto la utilidad y aplicabilidad del segundo principio.

Tales diagramas nos dicen qué porcentaje de calor es utilizable a una dada temperatura del sumidero, pero no nos dicen cuánto se ha degradado la energía al transferirse al cuerpo a calentar.

Sin embargo, la Segunda Ley nos da una escala numérica de la calidad de la energía, o sea que por su intermedio podremos conocer la degradación sufrida.

Sabemos también que una máquina cíclica trabajando de la manera más efectiva posible (máquina de Carnot), trabajando entre una fuente a temperatura T_a y un sumidero a otra T_o , podrá convertir sólo una cantidad

$$Q (1 - T_o/T_a) = Ex \text{ (exergía)}$$

En trabajo mecánico, mientras que el remanente

$$Q T_o/T_a = A \text{ (anergía)}$$

Será enviado al sumidero en forma de energía térmica sin capacidad de trabajo.

Este trascendental hecho provee la definición de la Calidad de la Energía: "La calidad de una energía es definida como la cantidad de esa energía que puede ser convertida en trabajo en una máquina idealmente perfecta".

La termodinámica nos enseña pues que el trabajo mecánico (E. Eléctrica) es equivalente a una energía térmica de temperatura infinita y que la energía térmica a nivel del sumidero carece de toda capacidad de trabajo. A la energía sin capacidad de trabajo la llamaremos ANERGIA y a la parte equivalente a trabajo mecánico EXERGIA.

El factor $(1 - T_o/T_a)$ será pues el factor de calidad de Q.

Obsérvese bien que aún imaginando un proceso de calentamiento con eficiencia calórica 100% (calor tomado = calor entregado) se puede tener disminución de la calidad; en efecto, en un proceso de calentamiento en que un cuerpo se enfría, al calentar a otro desde T_a a T_b , la pérdida de EXERGIA está dada por

$$Q (1 - T_o/T_a) - Q (1 - T_o/T_b) = Q (T_o/T_b - T_o/T_a)$$

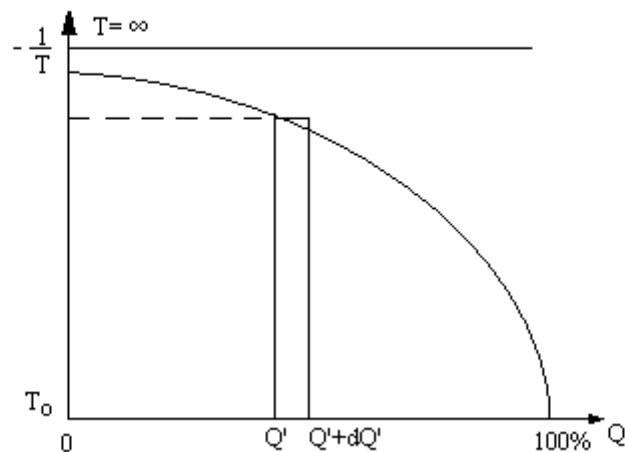
Lo que indica que hemos desperdiciado la oportunidad única de aprovechar esa diferencia de capacidad de trabajo.

En los casos prácticos la suposición de la energía situada en un solo nivel térmico puede ser una simplificación inconveniente. Es por eso que se desarrolló el diagrama de calidad de la energía que no es sino una modificación de los diagramas de calor utilizable ya vistos.

La modificación consiste en que en ordenadas se pone $-1/T$ en lugar de T . La escala debe hacerse en base a las temperaturas absolutas pero los puntos pueden identificarse por comodidad en base a las temperaturas ordinarias ($^{\circ}\text{C}$ o $^{\circ}\text{F}$). El signo menos está para que las temperaturas más bajas estén más cerca del eje de las abscisas.

La temperatura infinito aparece en el tope superior de la ordenada (0 del origen de la escala).

Los puntos pertenecientes a la línea recta del gas perfecto en los diagramas de calor utilizable aparecen ahora como una hipérbola rectangular.



El por qué de las escalas resulta claro cuando se observa el área bajo la curva. Supongamos un ancho diferencial entre Q' y $Q'+dQ'$, el área bajo la curva hasta la temperatura ambiente es igual a:

$$(-1/T - (-1/T_0)) dQ' = (1/T_0 - 1/T) dQ' = dE/T_0$$

O sea nos mide la calidad de la energía diferencial considerada. Integrando desde $Q=0$ hasta $Q=100\%$ el área bajo el diagrama nos mide la cantidad de trabajo que posee nuestra energía con sólo multiplicarla por T_0 .

Deducción del Diagrama

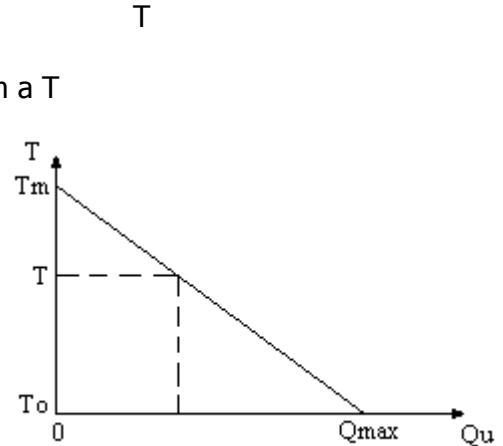
Calor cedido por los gases en el enfriamiento desde T_m a T

$$Q_u = MC (T_m - T)$$

$$Q_u = K - aT \quad \text{donde} \begin{cases} K = Mc T_m \\ a = MC \end{cases}$$

$$\infty = \frac{-1}{T}$$

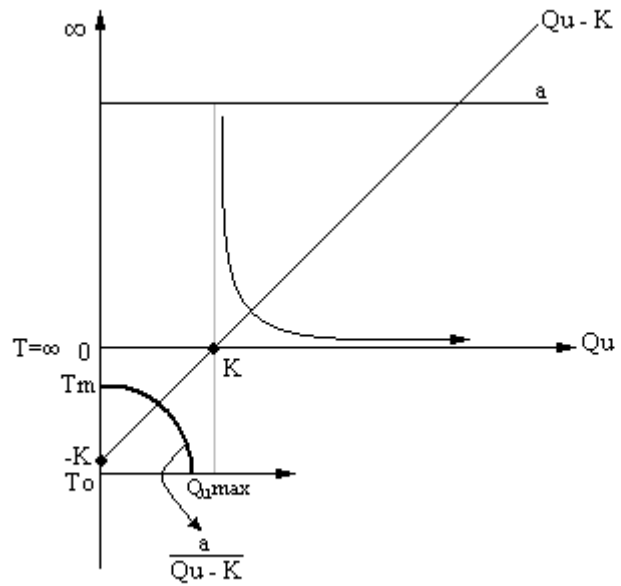
$$\frac{1}{T} = \frac{-a}{Q_u - K}$$



$$\infty = \frac{a}{Q_u - K} = \frac{-1}{T}$$

$$Q_u - K = \frac{a}{\infty}$$

$$Q_u = \frac{a}{\infty} + K$$



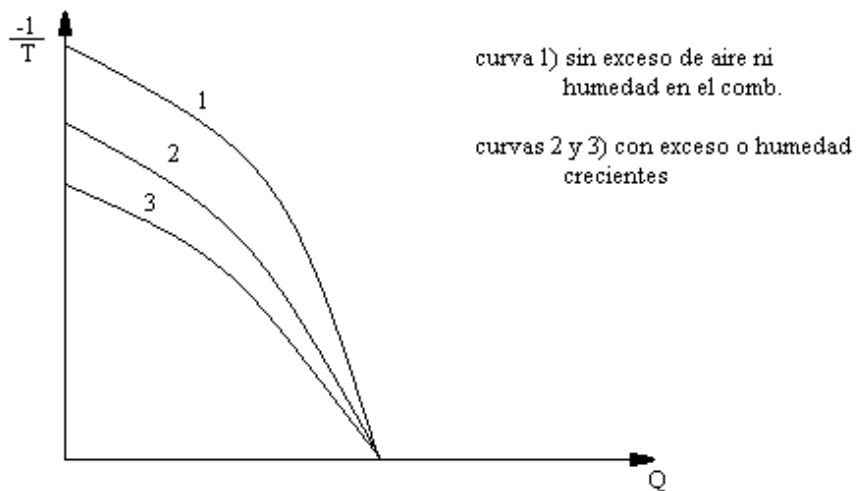
Si suponemos entonces que con esos gases estamos realizando un proceso de calentamiento de alguna carga (hornos de empuje, por ejemplo), es obvio que la diferencia de áreas bajo la curva fuente habrá sido la pérdida de calidad de nuestra energía (con sólo multiplicar por T_0).

En efecto en el área diferencial del gráfico anterior, suponiendo que T_b es la temperatura de la carga, resulta:

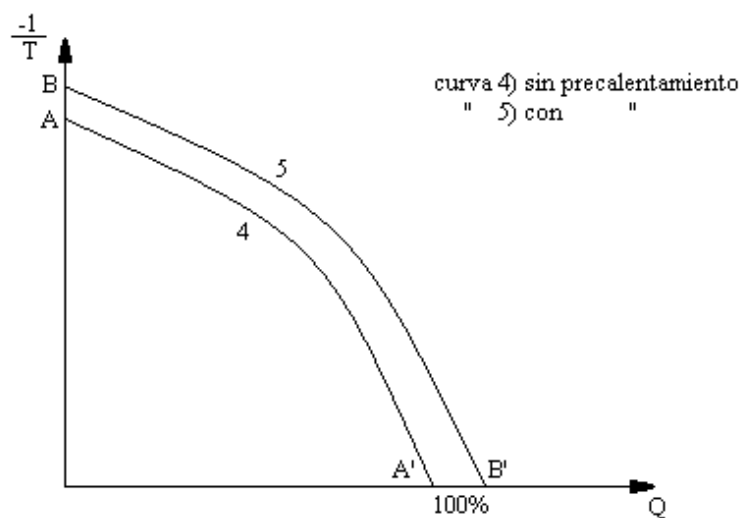
$$[(1/T_0 - 1/T) - (1/T_0 - 1/T_b)] dQ' = dArea = (1/T_b - 1/T) dQ'$$

El diagrama permite así una fácil evaluación de la calidad con sólo comparar las áreas; todo proceso que me lleve la curva hacia abajo hace perder calidad, y la pérdida puedo cuantificarla con sólo multiplicar el área perdida por T_0 , temperatura absoluta del ambiente.

Ejemplo de tales procesos son la dilución de llamas con aire, la combustión de combustibles muy húmedos y la transferencia del calor.



Un proceso contrario es el precalentamiento del aire de combustión

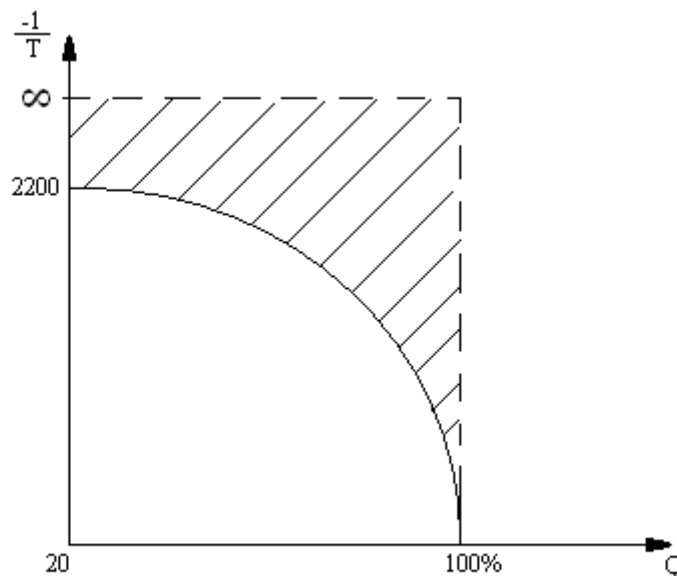


El hecho de poder tener procesos que nos llevan hacia arriba la curva de calidad de nuestra fuente nos debe hacer pensar un instante; nosotros sabemos que como la energía no puede sino degradarse, el combustible original debe tener seguramente más calidad que la recién encontrada, ya que el grado de precalentamiento lo puedo variar a voluntad.

El proceso de precalentamiento es pues una manera de hacer la transformación química-térmica algo menos irreversible.

La calidad de la energía química del sistema puede probarse que corresponde aproximadamente a la recta paralela al eje de abscisas que pasa por $T = \infty$

El área rayada en el gráfico que sigue representa pues la pérdida de calidad generada por la sola realización del proceso combustión, que en los casos más generales representa entre el 30 y el 40% de la calidad disponible.



Es pues evidente que la vía combustión no es lo mejor que el hombre puede esperar como conversión de la energía, y es por eso que es imprescindible sacar todo el provecho posible de la ya limitada calidad residual como única forma de ejercitar nuestra

responsabilidad, cada unidad exergética que destruimos representa la destrucción de la única oportunidad histórica de aprovecharla.

3.2. PRINCIPIOS DE COMBUSTIÓN

3.2.1 Composición y Combustión de la biomasa

A).- Composición

La fotosíntesis en las plantas, determina la producción de carbohidratos, tanto estructurales como no estructurales que conforman los tejidos de la misma. Los componentes de la biomasa incluyen celulosa, hemicelulosas, lignina, lípidos, proteínas, azúcares simples, almidones, agua, hidrocarburos, cenizas y otros compuestos. Las concentraciones de cada componente varían en función de la especie, tipo de tejido vegetal, etapa de crecimiento y las condiciones de cultivo Jenkins et al (1998).

Siguiendo lo indicado por dicho autor, los combustibles de biomasa pueden dividirse de forma genérica en cuatro clases de materiales:

- 1) maderas y leñosos
- 2) herbáceos y otros materiales de crecimiento anual como pajas, pastos, hojas, subproductos

3) agrícolas y residuos biológicos como cascara, granos, huesos o pepitas de frutos y estiércol animal

4) derivados de residuos combustibles y de residuos o papeles no reciclables, a menudo mezclados con plásticos.

Los agrocombustibles se clasifican según la FAO (Organización de las Naciones Unidas para la agricultura y la alimentación) en cultivos de combustible, subproductos agrícolas (paja, tallos), los subproductos animales (estiércol y otros excrementos) y subproductos agroindustriales Hytönen (2000).

La composición de los biocombustibles es compleja; los componentes primordiales incluyen seis elementos principales C, H, O, N, S, Cl y al menos otros ocho elementos Si, Al, Ca, K, Mg, Na, P y Fe. El principal componente de la biomasa es el C, con un proporción del 30 al 60% en peso de materia seca según el contenido de cenizas (Jenkins et al, 1998). El segundo elemento en importancia, con un 30 a 40% en peso de materia seca de biocombustible es el Oxígeno. El tercer componente principal es el H, que comprende normalmente de 5 a 6% en peso de la materia seca. Mientras que el N, el S y el Cl suelen ser menos del 1% en peso de la materia seca, pero podrá exceder este valor de diferentes biocombustibles (Paulrud, 2004).

Los componentes de conformación de ceniza resultante de la combustión de la biomasa son metales alcalinos, metales alcalinotérreos y Si. En comparación con la madera, la paja es un combustible de rico en ceniza y contiene niveles más altos de Si y K y además contiene una mayor cantidad de Cl, N y S (Paulrud, 2004). Los análisis de diferentes tipos de biomasa que se pueden utilizar como combustibles demuestran que tienen un contenido de S muy inferior a cualquier tipo de Carbón, sin embargo el contenido de N en la paja es comparable al del Carbón, pero mucho menos que en la madera (Sander, 1997).

De acuerdo con (Paulrud 2004), el término «calidad del combustible» define las características químicas y físicas de un combustible. Las características químicas dependen de la materia prima, las condiciones de cultivo y la gestión agrícola, las principales características químicas son:

- contenido de humedad
- contenido de ceniza
- Las concentraciones de elementos inorgánicos
- Las cenizas en forma de elementos.

Las características físicas describen los parámetros del combustible que se ven afectados por el tipo de proceso que la biomasa ha sufrido. Por lo tanto, se incluyen dentro de las características físicas:

- El tamaño de partículas
- Las formas preponderantes de las partículas
- Las propiedades mecánicas

Es necesario determinar las propiedades químicas y físicas de la biomasa a utilizar para diseñar un sistema de combustión eficiente y efectivo

Las biomásas más comúnmente utilizadas como combustibles, tales como corteza, paja y cereales contienen concentraciones similares de C, H pero muestran diferencias significativas en las concentraciones de los principales constituyentes de sus cenizas (Si, Ca, Mg, K, Na, P, S, Cl, Al, Fe, Mn) y en la de cantidad de metales pesados (Cu, Zn, Co, Mo, As, Ni, Cr, Pb, Cd, V, Hg) según (Oberberger et al 1997). Estos elementos inorgánicos influyen en el proceso de combustión en una variedad de formas:

- definiendo la formación de las emisiones de gases y sólidos
- determinando significativamente el punto de fusión de la ceniza
- El comportamiento de las incrustaciones y la corrosión en las paredes del hogar

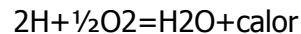
Por tanto, a fin de diseñar la planta y el control del sistema de combustión adecuado para una biomasa en particular, se deben tener muy en cuenta las cantidades de elementos inorgánicos y los efectos que causan durante la combustión

La Eficiencia de la Planta, de acuerdo con (Bo Leckner, 2008), depende de:

- La eficiencia de la conversión del combustible
- Los parámetros de vapor de la caldera (presión y temperatura)

B). Química de la Combustión de los sólidos

La combustión es la oxidación rápida de un combustible ($C_x H_y O_z$) resultando en un gas no combustible



La generación de gas ("gasificación") es la conversión de un combustible sólido ($C_x H_y O_z$) en un gas combustible (CO , H_2 , CH_x , CO_2 , H_2O), a través de las siguientes etapas Bo Leckner (2008):

1) Secado:



2) Devolatilización:



3) Gasificación:

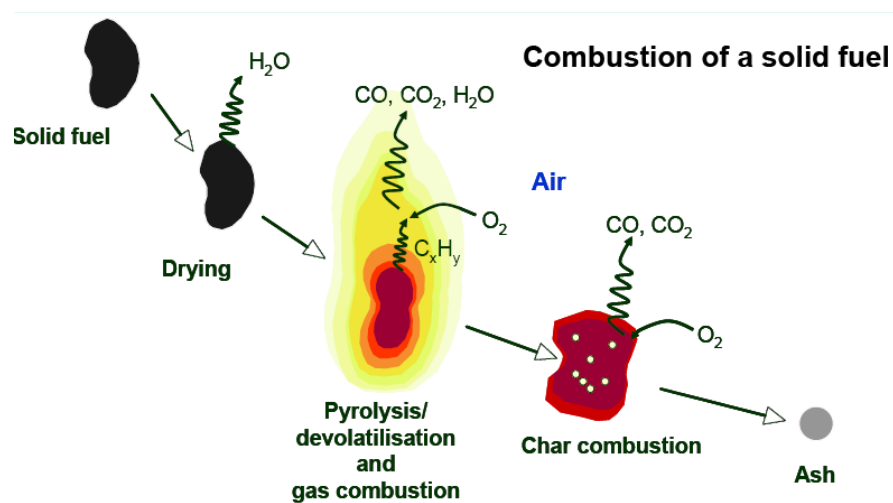
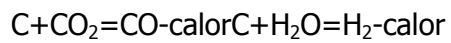


Figura 38 etapas de la combustión de un sólido Mikko Hupa (2008)

La combustión completa de las biomásas depende del control de cuatro factores:

- 1) Cantidad de Aire (Oxígeno).
- 2) Temperatura de combustión
- 3) Tiempo de residencia.
- 4) Turbulencia.

La cantidad de aire que debe suministrarse al proceso de combustión se adiciona en dos etapas, denominadas aire primario y aire secundario respectivamente (Quaak P. et al 1999) el aire primario se suministra al combustible y el secundario se adiciona a la mezcla anterior.

AIRE DE COMBUSTION

Para calcular la cantidad de aire necesario se debe conocer la composición química al menos con el siguiente detalle:

Carbono (C) $p \text{ kg/kg}_{\text{fuel}}$

Hidrógeno (H) $q \text{ kg/kg}_{\text{fuel}}$

Oxígeno (O) $r \text{ kg/kg}_{\text{fuel}}$

Cantidad de aire que se suministra al proceso de combustión:

Para el suministro de aire se puede distinguir entre el suministro de aire primario y el de aire secundario. El aire primario se suministra directamente a la cama de combustible, mientras que el aire secundario se mezcla con los gases volátiles por encima de la cama de combustión.

Para calcular la cantidad de aire necesario para la combustión, se debe conocer la composición química del combustible que se necesita. En el análisis se determinan los

contenidos de, carbono, hidrógeno, oxígeno y cenizas. También se determinan, el contenido de carbón, materia volátil y ceniza.

Para el ejemplo del cálculo se asume la siguiente composición en variables algebraicas de la biomasa (en base seca):

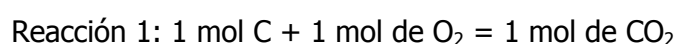
Carbono (C): p kg/ kg de combustible
El hidrógeno (H): q kg/kg de combustible
El oxígeno (O): r kg/kg de combustible.
Ceniza: s kg/kg de combustible.
Carbón: x kg/kg de combustible
Volátiles: y kg/kg de combustible

- La combustión se considera completa y por lo tanto no se forman: óxidos de NO, hidrocarburos ni monóxido de carbono.
- La biomasa es secada al horno, y el contenido de humedad es 0 por ciento.
- La composición del aire por volumen es de 21 por ciento de O_2 y 79 por ciento de N_2 . La composición del aire en peso es de 23.3 por ciento de O_2 y 76,7 por ciento de N_2 .

Para el ejemplo se considera que se quema 1 kg de biomasa. En primer lugar se calcula, la cantidad necesaria de aire primario, luego se realiza el cálculo de suministro de aire secundario. En segundo lugar se determinan, los productos de combustión.

Cálculo del Aire primario

El aire primario es necesario para la combustión de los sólidos en la cama de combustión por ejemplo, la fracción no-volátil (o fijos) de carbono, o de carbón vegetal. La siguiente reacción ocurre cuando el carbón se quema en la cama de combustión:



El aire necesario para 1 kg de combustible es:

$$x \times \frac{32}{12} \text{ kg O}_2$$

La cantidad estequiométrica de aire que se necesita es:

$$x \times \frac{32}{12} \times \frac{100.0}{23.3} \text{ kg}$$

Incluyendo el factor de exceso de aire λ_p para el aire primario la ecuación se convierte en:

$$\lambda_p \times x \times \frac{8}{3} \times \frac{100.0}{23.3} \text{ kg aire}$$

Cálculo del Aire secundario:

En la combustión de los volátiles, están implicadas dos reacciones:

Reacción 2: combustión de la fracción de hidrogeno de la biomasa:



Para la combustión de la biomasa de 1 kg., una cantidad de O₂ que se necesita:

$$q \times \frac{32}{4} = 8 \times q \text{ kg O}_2$$

Si se supone que todo el oxígeno presente en la biomasa, se utiliza para quemar el hidrógeno de la biomasa, queda aún una demanda de oxígeno que se debe suministrar con el aire:

$$8 \times q - r \text{ kg O}_2$$

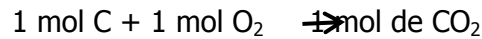
La cantidad estequiométrica de aire necesario para la combustión del hidrógeno es la siguiente:

$$\frac{100.0}{23.3} \times 8 \times q - r \text{ kg}$$

Incluyendo el factor de exceso de aire secundario λ_s el aire necesario es:

$$\lambda_s \times \frac{100.0}{23.3} \times 8 \times q - r \text{ kg}$$

Reacción 3: combustión de la fracción de carbono volátil en la biomasa:



A partir de esta reacción se puede concluir que la cantidad de aire necesario para la combustión del carbón en los volátiles es la siguiente:

$$\lambda_s \times p - x \times \frac{32}{12} \times \frac{100.0}{23.3} \text{ kg}$$

En resumen, para la combustión de 1 kg de biomasa, el aire primario y secundario se requiere:

$$\frac{8}{3} \times \frac{100.0}{23.3} \times \lambda_p \times x \text{ kg de aire primario y}$$

$$\frac{100.0}{23.3} \times \lambda_s \times \frac{8}{3} \times p - x + 8 \times q - r \text{ kg de aire secundario}$$

Productos de combustión:

Los datos de la sección anterior suministran suficiente información para determinar la cantidad de productos de combustión, que se generan por la combustión de 1 kg de biomasa. Los productos son: CO₂, N₂, O₂ y H₂O.

Los productos de la combustión de la reacción 1 son los siguientes:

$$CO_2: x \times 1 + \frac{32}{12} \text{ kg}$$

$$N_2: \lambda_p \times x \times \frac{32}{12} \times \frac{76.7}{23.3} \text{ kg}$$

$$O_2: \lambda_p - 1 \times x \times \frac{32}{12} \text{ kg}$$

Los productos de la combustión de la reacción 2 son:

$$\begin{aligned}
 H_2O: & 9 \times q \text{ kg} \\
 N_2: & \lambda s \times \frac{76.7}{23.3} \times 8 \times q - r \text{ kg} \\
 O_2: & \lambda s - 1 \times 8 \times q - r \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Los productos de la combustión de la reacción 3 son:

$$\begin{aligned}
 CO_2: & p - x \times \frac{44}{12} \text{ kg} \\
 N_2: & \lambda p \times p - x \times \frac{32}{12} \times \frac{76.7}{23.3} \text{ kg} \\
 O_2: & \lambda p - 1 \times p - x \times \frac{32}{12} \text{ kg}
 \end{aligned}$$

De este modo, mediante la combinación de las tres reacciones, las cantidades de los productos de combustión se pueden calcular a partir de las siguientes ecuaciones:

$$CO_2: \frac{44}{12} \times p \text{ kg}$$

$$O^2: \frac{8}{3} \times \lambda p - 1 \times x - \lambda s - 1 + \frac{8}{3} \times p - x + 8 \times q - r \text{ kg}$$

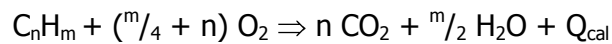
$$H_2O: 9 \times q \text{ kg}$$

$$N_2: \frac{8}{3} \times \frac{76.7}{23.3} \times \lambda p \times x + \frac{76.7}{23.3} \times -\lambda p + \frac{8}{3} \times p - x + 8 \times q - r \text{ kg}$$

TEMPERATURA DE COMBUSTION

La cantidad de calor desprendido por la combustión completa de la unidad de masa de un cuerpo no depende más que de la composición química del combustible. Podemos definir una combustión de manera simple como una reacción exotérmica de oxidación en fase gaseosa de los componentes elementales del producto a incinerar.

Sea C_nH_m el producto a quemar. Su reacción de combustión es la siguiente:



$$Q_{cal}/PM (C_nH_m) = PCI \text{ de } C_nH_m \text{ en Kcal/kg de } C_nH_m$$

El PCI es un parámetro importante del comportamiento de un incinerador. Los productos con PCI superior a 3.500 Kcal/kg son autocombustibles. Además, la mayoría de los equilibrios termodinámicos de una combustión se desplazan favorablemente con temperaturas altas en el medio reactivo. Se acelera la vaporización, y la aportación de energía de activación. La única limitación para la temperatura de combustión la constituyen los materiales de la cámara de combustión. Suele ser de unos 1.000 °C, pero puede variar entre 500/600 °C y 1.400 °C. La presencia de agua influye en la combustión modificando los equilibrios, y consumiendo calor.

TIEMPO DE RESIDENCIA

En la práctica, se determina el tiempo de residencia medio según $t = V/q$, siendo V el volumen de la cámara de combustión y q el caudal volumétrico de gas producido por la carga incinerada, que está predeterminada por la carga térmica admisible en la cámara (de 100.000 a 200.000 Kcal/h/m³). El dimensionamiento de la instalación influye en la calidad de la combustión.

Para residuos sólidos, el tiempo de residencia en el horno oscila entre 30 y 180 minutos, con una hora de media.

Para residuos líquidos, el tiempo de residencia depende de la calidad de la pulverización, calor latente de evaporación y temperatura de autoinflamación. Se reduce a unos segundos.

Para los gases y humos, en general oscila entre 1 y 2 segundos, pero puede variar entre 0,5 s para algunos gases fáciles de quemar y 3 s para los vapores de residuos halógenos acuosos.

TURBULENCIA

La turbulencia permite la mezcla íntima de los combustibles y del aire comburente. Puede realizarse:

En los quemadores: Los comburentes inyectados van desde los solventes ligeros hasta los alquitranes pesados, pasando por productos de poderes caloríficos muy diferentes. La viscosidad del producto debe permitir una buena atomización y una mezcla rápida con el aire comburente soufflé a gran velocidad.

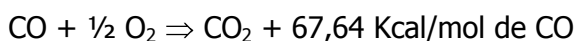
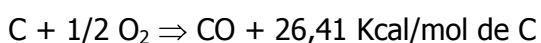
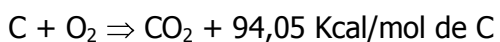
En el horno: mediante diferentes disposiciones, (cambios de velocidad mediante restricciones geométricas, inversiones de sentido de los humos, nidos de abeja...).

Los residuos están compuestos globalmente de materias orgánicas (combustibles), de materias minerales ("inertes") y de agua bajo diversas formas.

En el proceso de combustión, los elementos combustibles formados esencialmente por: C, H, Cl, S, N sufren una degradación térmica que conduce a la formación de CO₂, H₂O y, en menor cantidad, HCl, SO_x y NO_x que encontramos en los efluentes gaseosos.

Las materias "inertes" pasan al estado fundido, en forma de óxidos, carbonatos, sales, en las escorias y cenizas volantes. El agua se vaporiza y pasa al estado de vapor de agua.

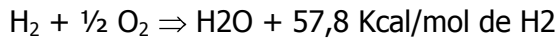
De esa manera, la combustión del carbono da lugar a las siguientes reacciones:



Si la combustión se efectúa con una cantidad suficiente de aire, el Carbono reacciona casi totalmente con el oxígeno del aire (si la temperatura de los gases es

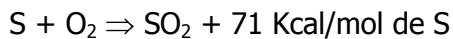
inferior a 1.500 °C), y las reacciones anteriores son casi completas. La combustión del carbono con un exceso de aire suficiente es integral.

La reacción del Hidrógeno, da lugar a la formación del agua de la siguiente forma:

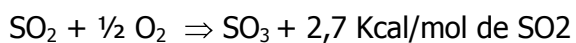


El valor del calor obtenido en la combustión tiene en cuenta que el agua producida queda en forma de vapor en los gases de combustión, y que por tanto los humos se llevan calorías.

Para el caso de contaminantes como el Azufre, a 250 °C se produce la siguiente reacción:

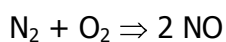


Entre 300 y 500 °C, se forma anhídrido sulfúrico:



Esta formación es despreciable por encima de los 950 °C debido a la reacción inversa. Teniendo en cuenta el exceso de aire y las temperaturas, es de esperar que se forme SO₃ en las zonas de baja temperatura del horno. La oxidación del SO₂ depende de la condiciones de combustión (funcionamiento de los quemadores), y puede reducirse disminuyendo el exceso de aire de la combustión. La suma de las cantidades de SO₂ y SO₃ (SO_x) contenidas en los productos de combustión es función creciente del contenido en azufre del combustible.

El Nitrógeno se combina con el oxígeno a altas temperaturas:



Se trata de una reacción endotérmica. La proporción de NO crece con la temperatura. (A 1.500 °C, tenemos un 0,18% de NO).

Los óxidos de nitrógeno provienen de 2 reacciones distintas:

Oxidación del nitrógeno molecular del aire de combustión. Este mecanismo, llamado NO_x térmico, se produce cualquiera que sea el combustible (gas, fuel o carbón).

Oxidación de compuestos orgánicos nitrogenados contenidos en el combustible (NO_x combustible). El gas natural no contiene este tipo de compuestos orgánicos.

El NO_x térmico resulta de una cadena compleja de reacciones (mecanismo de Zeldovich). La velocidad de reacción crece con la temperatura y con la concentración de O_2 y N_2 . El NO_2 se forma por conversión del NO a temperatura relativamente baja (< 600 °C) y en presencia de oxígeno.

Las constantes de velocidad para estas reacciones se han medido en numerosos estudios experimentales (Blauwens et al, 1977); Flor et al, 1975; Monat et al, 1979), y los valores que normalmente se utilizan son los recopilados por Hanson y Salimian (1984)

C). Principios de la combustión de la biomasa

La combustión de la biomasa implica fenómenos dinámicos complejos donde se transfieren simultáneamente masa y calor produciéndose diversas reacciones químicas. A diferencia de los procesos de conversión bioquímicos y termoquímicos similares, la combustión reduce esencialmente toda la biomasa en productos simples.

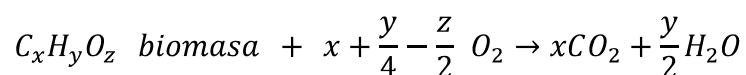
La composición variable de los combustibles biomásicos y el contenido variado de humedad y cenizas puede causar problemas de combustión y encendido. Hay numerosas maneras de abordar estos problemas, como son la mezcla de tipos de biomasa diferentes, que podrían mejorar la estabilidad de la llama, así como disminuir los efectos de la corrosión.

Cuando la biomasa es sometida a altas temperaturas, se producen cambios en su estructura química y sus componentes principales se degradan. Estos cambios dependen fundamentalmente de la forma de material, así como de los parámetros del proceso, como la velocidad de calentamiento. Cuando una biomasa como la madera se calienta

progresivamente a temperaturas elevadas, se producen diversos productos de degradación. La pérdida de agua y de componentes volátiles tiene lugar a temperaturas por debajo de 140 ° C. Cuando la temperatura se eleva por encima de 140 ° C, ya se puede empezar a detectar la producción de CO₂ y CO (Hill, 2006).

Las Hemicelulosas son conocidas como el componente de biomasa, más térmicamente inestables. (Bourgeois et al 1989) indicó que la degradación de las hemicelulosas aumenta con la temperatura y el tiempo de residencia de calentamiento y ocurre entre 100 y 200° C. La degradación de la celulosa, por otro lado, se produce a temperaturas considerablemente más altas, debido a la su estructura cristalina. La celulosa se degrada en un rango de temperatura de entre 300-340° C (Kim et al., 2001). Entre los principales componentes de la pared celular, la lignina es más térmicamente estable, aunque la degradación de la lignina se extiende sobre un rango de temperatura que empieza a partir de 180°C (Hill, 2006). En general, toda la materia volátil es lanzada en temperaturas superiores a los 450-500°C. El material restante es carbón vegetal (Beall y Eickner, 1970).

(Boyles 1984) explica cómo el método más sencillo de extracción de energía útil de la biomasa seca es quemarla utilizando aire como el oxidante. La química de la oxidación completa de materiales que contengan principalmente C, O y H se indica la forma siguiente:



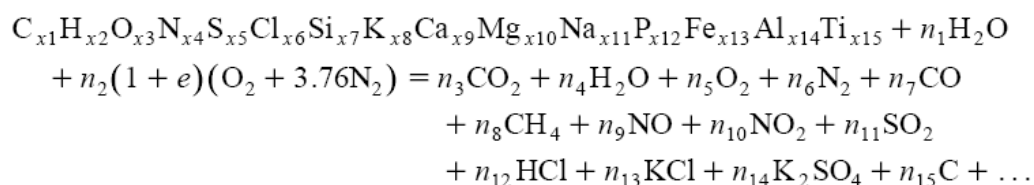
Donde x, y y z representan la composición elemental media de la biomasa.

Si la combustión es incompleta debido a la insuficientes O₂ entonces se liberan en los gases de combustión tanto C, CO, hidrocarburos como otros gases y se reduce el calor de la reacción.

El rendimiento termodinámico del calor obtenido de las reacciones de combustión, no se reduce por la presencia de humedad en la biomasa. Sin embargo la eficiencia si se ve reducida debido a la exigencia añadida de calentamiento del agua contenida al evaporarse a temperaturas de combustión, reduciendo además la temperatura de la llama, y la velocidad de combustión. Un contenido de humedad de más 30% impide la quema directa de la biomasa y es necesario entonces proceder a un secado previo, o alternativamente puede agregarse un combustible complementario. (Boyles 1984) manifiesta que la combustión directa puede ser uno de los métodos más eficientes de utilizar la energía potencial de la biomasa, y lograr una eficiencia térmica de hasta 85%.

Según (Jenkins et al 1998), la combustión de los biocombustibles es un fenómeno complejo que implica simultáneamente transferencia de calor junto con reacción química y flujo de masas. Para predecir el comportamiento de la combustión se requiere conocer tanto las propiedades del combustible como la manera en que estas propiedades influyen en el resultado del proceso de combustión.

También aporta una reacción global para la combustión de un combustible de biomasa y aire de la siguiente forma, donde el primer compuesto reactante es un combustible de biomasa:



La fórmula empírica para el combustible es incompleta ya que hay en ella 15 elementos, algunos de los cuales son importantes para la cuestión de la combustión de biomasa, por ejemplo los metales pesados, que tienen una influencia importante sobre la eliminación de cenizas. El segundo termino de los reactantes expresa la humedad en el combustible, que varía dentro de cierto rango, pero es importante tener en cuenta que si hay demasiada humedad, el combustible no reaccionará espontáneamente. El tercer término es una simplificación y representa el aire por la simple mezcla binaria O y N en la relación de volumen de 21% a 79%.

Los sulfuros y el cloro son componentes importantes de las emisiones contaminantes, pero también son los responsables de las reacciones que producen incrustaciones en la gasificación. En pastos y pajas, la sílice es el tercer constituyente importante: hasta 10 a 15% de la materia seca de biomasa contienen más oxígeno y menos carbono que los combustibles fósiles, lo que conduce a un menor valor calórico (Demirbas, 2004).

Como se ha visto en el punto anterior, la combustión ideal es aquella que produce la oxidación completa de la parte orgánica sólida del combustible en gases CO_2 y H_2O . El proceso de conversión se realiza en tres pasos (Oberberger et al, 2004)

1. secado: vaporización de agua
2. Pirolisis/gasificación: degradación térmica en la ausencia o presencia de oxígeno suministrado externamente.
3. Oxidación del carbón - oxidación final de los gases de carbón y combustión

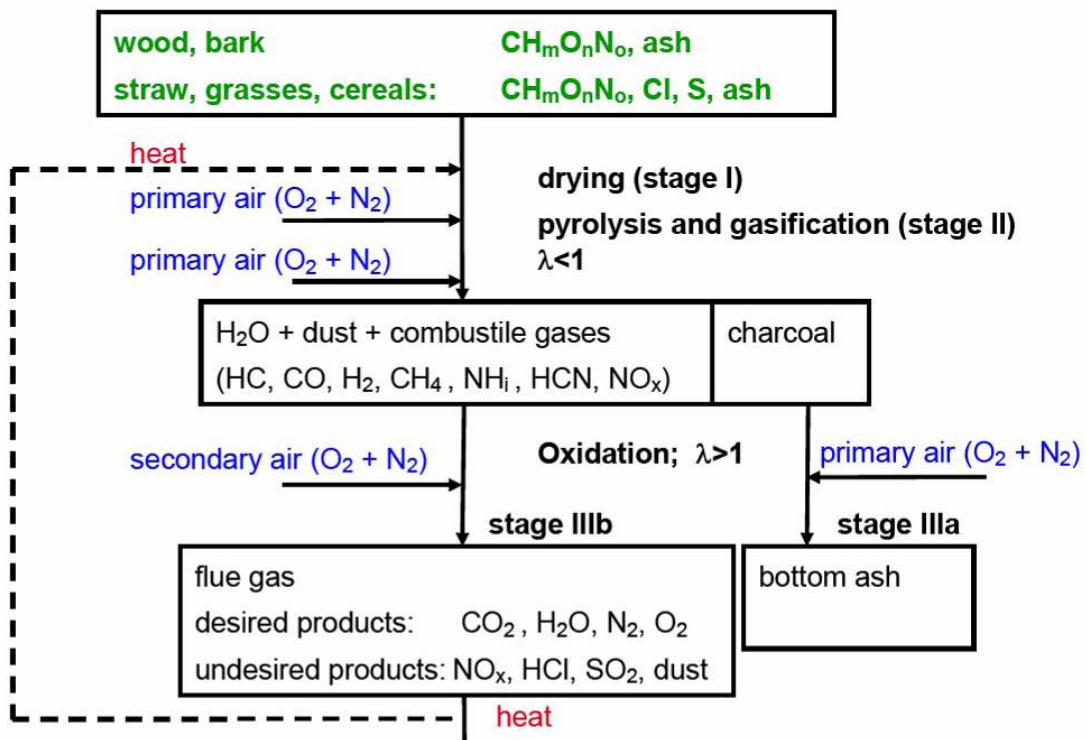


Figura 39 El proceso de la combustión de la biomasa (Oberberger et al, 2004)

La relación entre la cantidad de aire añadido y el aire necesario para la combustión completa es el parámetro de control principal del proceso de combustión y se conoce como factor lambda (λ , exceso de aire).

Cuando λ es menor que 1, se produce una oxidación incompleta y no todo el combustible se convierte en energía térmica. O bien cuando $\lambda \gg 1$, se agrega demasiado aire que enfría el proceso y conduce a la combustión incompleta y pérdidas térmicas

Idealmente, λ debe ser igual a 1 para la combustión óptima. Realmente esto es difícil debido a las limitaciones del sistema de mezcla. Por lo tanto, a fin de lograr una combustión completa, un λ entre 1,1-1,8 en grandes instalaciones y un λ 1.5-2.0 para pequeñas instalaciones es lo aconsejable, dependiendo por supuesto de la tecnología del sistema de combustión

Al separar las etapas de combustión y aumentando así el tiempo de residencia de las reacciones, es posible disminuir el λ total. Este tipo de separación puede optimizar el control de la combustión. Una combustión eficiente con bajas cantidades de productos no deseados depende de la optimización de cada paso de la combustión dependiendo de la tecnología aplicada y el tipo de biocombustibles (Oberberger et al, 2004).

d) Sistemas de combustión

En la industria de la madera nos encontramos en presencia de una importante cantidad de productos residuales de proceso que pueden ser revalorizados energéticamente debido a su poder calorífico residual.

Estos productos los podemos tratar en un sistema de combustión apropiado para extraer y aprovechar su poder energético y así producir energía térmica primaria apta para generar vapor, electricidad, calefacción de fluido térmico y frío industrial.

Dentro de los sistemas tradicionales de combustión para este tipo de subproductos y dependiendo de los volúmenes involucrados,

El grado de eficiencia de la combustión se complica a medida que utilizamos combustibles no homogéneos (como lo son los productos residuales y/o mezcla de diversos combustibles).

El mayor problema lo tenemos cuando el subproducto combustible es sólido, ya que este requiere un mayor aporte de oxígeno, mayor tiempo de residencia y mayor turbulencia, todo ello para garantizar una correcta termodestrucción.

Como problemas añadidos tendríamos que mencionar el contenido de humedad, la granulometría, la dificultad de manipuleo, etc...

Los sistemas de combustión comportan diferentes elementos funcionales agrupados en sistemas adaptados a los residuos a incinerar. Básicamente, tenemos los siguientes elementos:

- Sistema de recepción, de almacenamiento, mantenimiento y carga de los residuos.
- Sistema de alimentación, introducción o inyección de los residuos.
- Sistema de transporte de los residuos en el interior del horno.
- Sistema de encendido de los residuos, mantenimiento de la combustión y ventilación en aire de combustión y postcombustión.
- Sistema de mezcla para homogeneizar la carga y favorecer la combustión.

DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS DE COMBUSTION QUE SE PUEDEN EMPLEAR.

D.1. Tecnología de combustión de partículas

Según (Burns 2002) los quemadores de partículas operan con una suspensión de partículas finas de combustibles biomásicos, para producir una llama similar a la de un mechero de petróleo. Los quemadores de partículas modernos incluyen mejoras como la recirculación de gases de combustión para controlar las emisiones de óxidos nitrosos. Según (Paulrud 2004), los quemadores de partículas mezclan el combustible y el aire para producir llamas libres estables y de bajas emisiones. Los quemadores de partículas de carbón convencional mezclan el combustible y el aire muy rápidamente, resultando llamas cortas calientes y de alto nivel de quemado. Sin embargo, a fin de reducir las emisiones de NO_x en los sistemas de combustión de biomasa, se han desarrollado técnicas de parcialización del aire. Mediante la creación de compuertas móviles de aire, la mezcla de combustible y aire se retrasa para crear una zona rica en combustible cerca del quemador, esto disminuye la conversión de N volátil en NO. El aire necesario para la combustión completa, entra a continuación, aguas abajo en la llama. Como se aprecia en la figura siguiente:

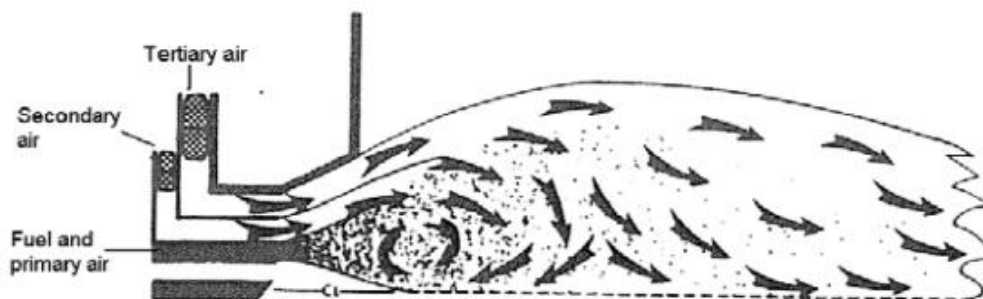
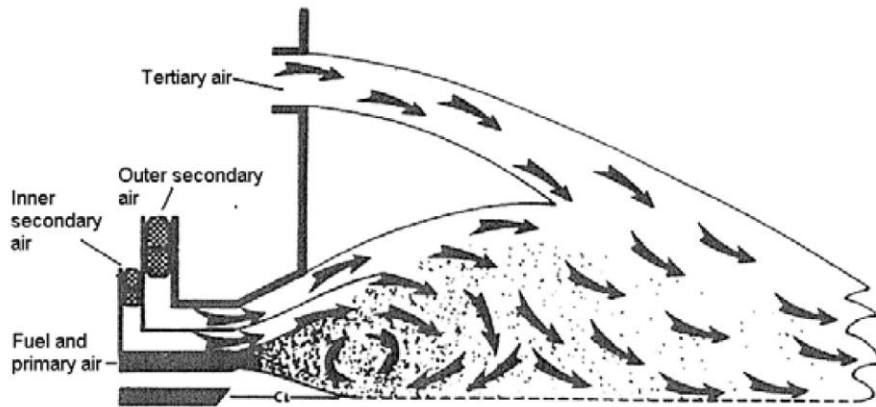


Figura 40 *Illustration of burner air staging (Paulrud, 2004)*

Un enfoque alternativo al anterior es el añadir aire terciario justo por encima del quemador como se ve en la figura siguiente.



Lamentablemente es difícil de alcanzar un encendido estable y buena retención de llama, debido a la aerodinámica y estequiometría. Sin embargo utilizando un principio de remolino (swirl) sobre los quemadores, puede lograrse una llama con una rotación fuerte. La estabilidad de la llama se consigue con una rotación que contribuye a ello al recircular gases de combustión calientes de corriente abajo hacia la entrada del quemador. Por lo tanto, el calor que se introduce en la boca del quemador permite completar la etapa de sacado e inflamar las partículas del combustible entrante.

El grado de remolino (swirl) puede controlarse mediante paletas de remolino que permiten establecer el remolino al ajustar el ángulo de la compuerta. Según (Paulrud 2004), convertir calderas gasoil o carbón en combustores de partículas de madera ha sido una tecnología comercial en Suecia durante más de 10 años. Diseñado especialmente quemadores para partículas que son acoplados a en calderas existentes para quemar partículas de madera finamente molidas o gránulos (pellets) finamente molidos.

D.2. Modelos Comerciales

Se presentan los dos sistemas de combustión que se han utilizado en la Planta en Estudio, dado que son aquellos sobre los que se ha realizado el seguimiento de operación.

COEN QUEMADOR **SCROLL** DOBLE ZONA DE AIRE).

El quemador Coen DAZ (zona de aire doble) quema carbón pulverizado, virutas de madera y residuos de biomasa mediante zonas de tipo persiana concéntricas que dividen la corriente de aire de combustión en dos secuencias de contrarrotación.

El quemador DAZ es un sistema de combustión multi-combustible que permite que sea puedan quemador otros combustibles como el Gas Natural tanto de forma aislada como en combinación con el combustible de biomasa sólida. La "zona de aire Dual" con persianas concéntricas, divide la corriente de aire de combustión en dos corrientes concéntricas con contrarrotación. El "scroll" de biomasa está diseñado para permitir a los combustibles sólidos entrar uniformemente en una corona entre las dos corrientes de aire de contrarrotación. Las corrientes de aire chocan una contra la otra, proporcionando una acción de mezcla turbulenta, controlable, con el combustible. El quemador tiene un patrón de llama ajustable que es ventajoso en configuraciones de hornos industriales, especialmente en hornos de caldera paquete. El quemador "scroll" DAZ promueve un rápido encendido y crea una llama estable que permite una óptima combustión. La combustión se origina bien atrás en la garganta del quemador permitiendo que la llama mantenga caliente la base de refractario.

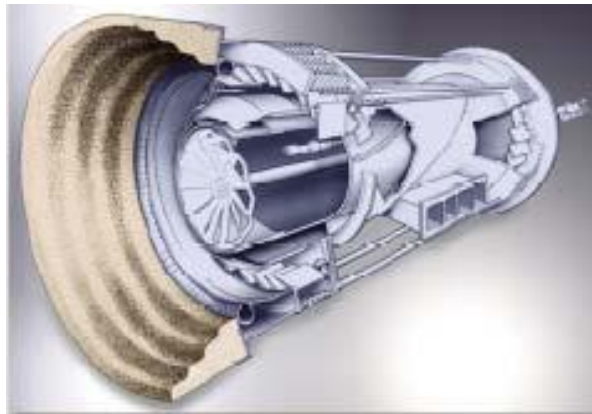


Figure 41: Coen DAZ (Dual Air Zone) Burner

De este quemador no se han encontrado estudios de análisis de operación, utilizando para determinar su fiabilidad los datos de campo que se han tomado en la Planta en Estudio

CAMARA TORSIONAL

La cámara de combustión torsional es un sistema de combustión del tipo de los denominados "Quemadores Ciclónicos" y está formada por una cámara cilíndrica, refrigerada por tubos hervidores de agua que conforman una pared-membrana, disposición que reduce notablemente el espesor y el peso de la pared aislante refractaria de la cámara de combustión. Estos tubos se unen a los tubos que conforman la caldera propiamente dicha, actuando la cámara como quemador de la caldera.

Esa cámara quemador torsional está formada por el serpentín vaporizador-refrigerador, en tubo de agua, recubierta interiormente por una fina capa de material aislante.

El ingreso del subproducto combustible a la cámara se produce en forma tangencial a la misma, siendo la garganta de salida de gases tronco-cónica lo que obliga a la primera capa exterior de partículas en combustión a adquirir un movimiento rotatorio y retornar hacia atrás para formar una segunda capa que gira en espiral y en sentido inverso a la primera que al converger hacia el centro del cilindro completa la combustión en una tercera etapa que fluye hacia el cono central de la cámara desde donde ingresa en el hogar de la caldera donde aún tiene espacio y tiempo para completar una total y excelente combustión.

Esta forma de combustión, con triple recorrido de la longitud de la cámara en movimiento torsional, asegura prolongados tiempos de residencia que aseguran una tasa de productos inquemados realmente bajas. Todo esto ayudado por una mezcla íntima combustible/O₂ y flujo de alta turbulencia. Los calores específicos en la zona central de la cámara varían entre 250.000 y 1.500.000 Kcal/m³ hr, con un 10% de exceso de aire.

Gracias al flujo de aire periférico que sale de las numerosas toberas tangenciales, que imparten al combustible un transporte neumático con movimiento circular.

La combustión torsional resuelve el problema de la combustión de residuos en forma de partículas, las ventajas que podemos enumerar son:

El ingreso de combustible debe ser controlado en forma independiente del suministro de aire de combustión.

Cuando es necesaria la combustión de un subproducto que tiene un amplio rango de tamaño de partícula, es aconsejable una disposición horizontal de la cámara cilíndrica a una disposición vertical.

El ingreso de aire de combustión se realiza a lo largo de la generatriz de la cámara, evitando así la deposición de las partículas más pesadas y produciendo una rápida termodestrucción.

La zona de combustión de máxima actividad se desarrolla en forma extendida en la interfase de las dos corrientes helicoidales que giran en sentidos opuestos. Este hecho, sumado a la presencia de una pared – membrana de tubos hervidores, produce un excelente aprovechamiento de la radiación térmica producida por la combustión,

Cuando queremos producir la combustión de productos que previamente podemos clasificar por tamaño, una alternativa válida es la combustión directa en la cámara torsional de los de menor granulometría y los de mayor tamaño gasificarlos en una antecámara y proceder a la oxidación térmica de los gases resultantes. Es decir estas cámaras pueden trabajar simultáneamente con el ingreso de combustibles sólidos y gases combustibles proveniente de un gasógeno.

Estos sistemas de combustión formados por cámaras quemadores torsionales-caldera de tubos de agua permiten alcanzar en la práctica rendimientos térmicos en el rango del 82 al 89%, con temperaturas de salidas de gases de 190°C y emisiones de gases de CO₂ del 18 - 19% y CO prácticamente 0. Los valores de NO_x obtenidos en los gases de combustión son muy inferiores a los sistemas tradicionales de combustión,

debido a que en la cámara torsional la combustión por ser completamente controlada se puede realizar a bajas temperaturas (1.200 °C) hecho de significativa importancia para el control de la generación NOx.

Los prolongados tiempos de residencia que se alcanzan en este sistema aseguran niveles de inquemados realmente bajos.

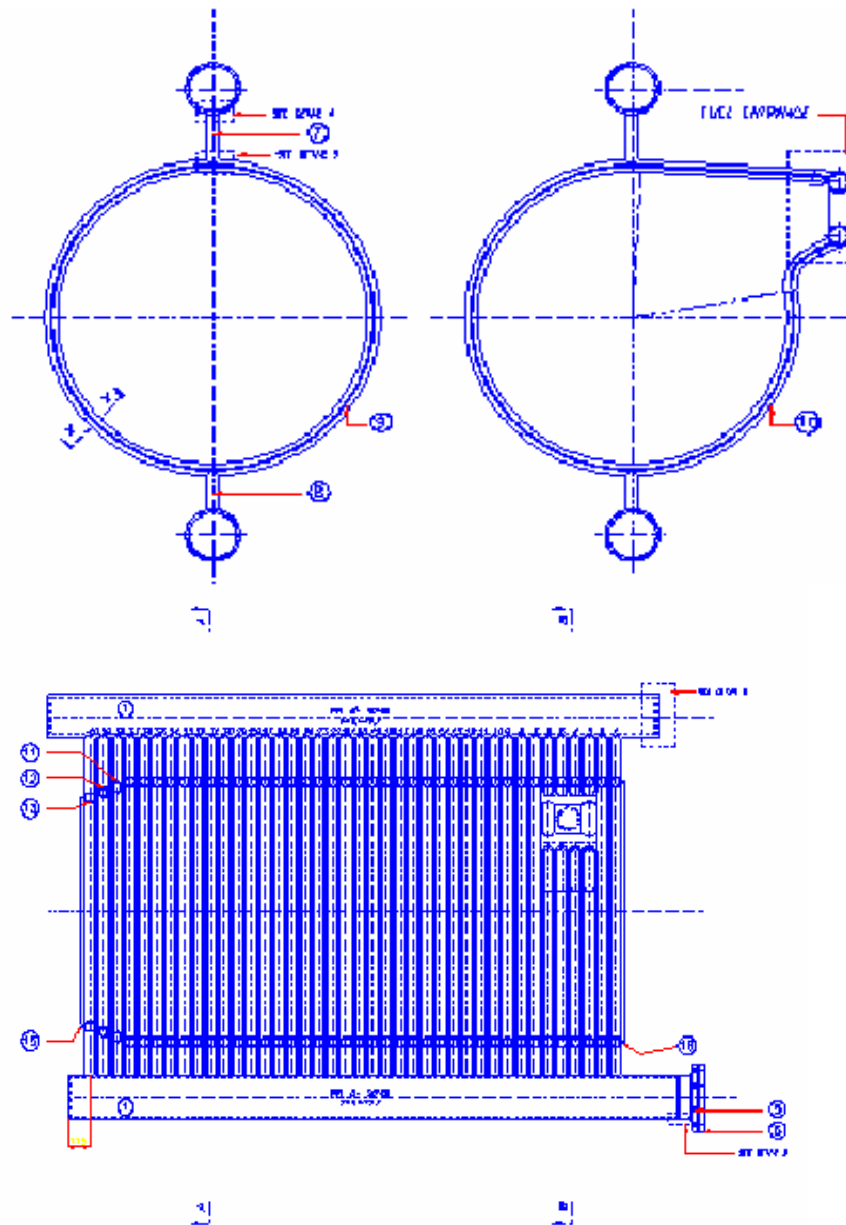


Figura 42 vista y alzado de cámara torsional



Foto 3 cámara torsional

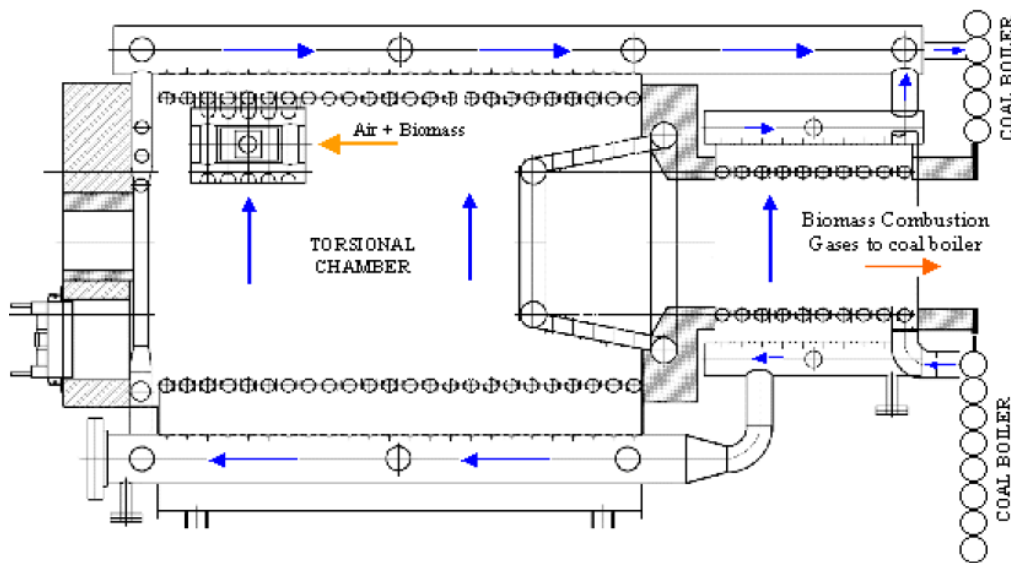


Figura 43 remodelación de la cámara torsional en el diagrama utilizado de la caldera

Fuente Royo, J.; Sebastián, F.; Canalís, P and Rodríguez, N. The Torsional Chamber as an Alternative to the Technologies Usually Employed in Biomass Co-firing. CIRCE Foundation – Centre of Research for Energy Resources and Consumptions

Por ejemplo, el promedio de cinco mediciones realizadas en una caldera con cámara torsional, quemando cáscara de semilla de girasol, fueron:

- Oxígeno (O2):	3,36%
- Dióxido de carbono (CO2):	16,8%
- Monóxido de carbono (CO) medido:	42 mg/Nm3
- Monóxido de carbono (CO) referido a 7% de oxígeno:	32 mg/Nm3
- Óxidos de nitrógeno (NOx) medidos:	340 mg/Nm3
- Óxidos de nitrógeno (NOx) referidos a 7% de oxígeno:	275 mg/Nm3
- Exceso de aire:	19,6%

Fuente, Información técnica del fabricante Ingeniería AGREST, S.R.L.

La cámara de combustión torsional puede alimentarse con distintos tipos de mezcla combustible y obviamente según la composición de la mezcla combustible se pueden presentar limitaciones en la capacidad y rendimiento de las cámaras, no obstante para el arranque y sostenimiento de la llama se podrán exigir la marcha con combustible auxiliar gas natural, que puede eliminarse una vez estabilizada la combustión con el combustible propuesto.

Importantes cantidades de serrín y polvo de lijado de los que son producidos por la industria, se queman para generar calor para secar madera y otras aplicaciones, el proceso de combustión de productos de madera pueden conducir como hemos visto a la generación de importantes concentraciones de contaminantes.

Por desgracia, las condiciones dentro de un quemador industrial son desconocidas y actualmente son difíciles o imposibles de medir. Una alternativa a la recogida de datos directamente desde un quemador real, es simular numéricamente el dispositivo. (Stephen M. et al 2004) ha realizado la simulación de un quemador de suspensión ciclónica de polvo de serrín de carácter industrial de McConnell Modelo 48. Este no es el quemador ciclónico denominado "Cámara Torsional" desarrollado por Agrest.

Como se indica, en el estudio de (Stephen M. et al 2004) una revisión realizada de la literatura existente no ha revelado ninguna otra investigación que implique simulaciones de quemadores de serrín en suspensión ciclónica, pero si se han logrado avances significativos simulando vórtices confinados en la combustión de carbón en quemadores de vórtice, (Hogg y Leschziner 1989 (a) y (b)) desarrollaron simulaciones para remolinos confinados con y sin estratificación de densidad de flujo y demuestran las características para varios modelos de turbulencia. (Chen y Lin 1999) muestran que es necesaria una presión cuadrática de carga en el modelo, para predicciones precisas de ciertos flujos de grandes remolinos. (Boysan et al 1986) y (Zhang y Nieh 1997) han modelado y simulado combustores de ciclón quemando carbón. Queda pendiente para investigaciones futuras el modelado de una Cámara Torsional para la combustión de partículas finas de biomasa y para la combustión del gas de la gasificación de biomasa que es el caso de la planta en estudio.

3.2.2 Gasificación de la biomasa

La gasificación de biomasa fue intensamente utilizada para operar sistemas de transporte durante la Segunda Guerra Mundial. Puede describirse como un proceso que implica la combustión incompleta de la biomasa para producir gases combustibles, que

incluyen el monóxido de carbono, hidrógeno, metano y alquitrán. Esta mezcla puede utilizarse para accionar los motores de combustión interna, para sustituir el petróleo en calderas u hornos para aplicaciones de calor directo o para producir metanol para motores industriales (Rajvanshi, 1986).

Durante décadas, la gasificación ha mejorado y ahora es una tecnología termoquímica muy eficiente de conversión de biomasa en energía. Si se realiza en conformidad con las especificaciones del sistema, la tecnología es capaz de obtener una eficiencia de más del 70%, (Demirbas, 2004). La gasificación es un proceso de conversión termoquímica, en la que el combustible se convierte en un gas combustible. El producto de gasificación es tanto de baja como de medio poder calorífico dependiendo del proceso empleado. Este gas combustible retiene alrededor del 70-80% de la energía de biomasa original.

En principio, la gasificación es la descomposición térmica de materia orgánica en una atmósfera deficiente de oxígeno, produciendo una mezcla de gases combustibles y no combustibles. Normalmente la mezcla de gases incluye monóxido de carbono (CO), hidrógeno (H₂), dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), trazas de hidrocarburos superiores, agua, nitrógeno (si se utiliza aire como agente de gasificación). La gasificación también produce alquitrán y partículas sólidas como cenizas y carbón vegetal. La gasificación es diferente a la pirolisis en el sentido de que se realiza la gasificación para producir componentes gaseosos, mientras que la pirolisis es la producción de residuos líquidos y carbón. Esta ocurre normalmente en ausencia total de oxígeno, mientras que la mayoría de las reacciones de gasificación se llevan a cabo con una cierta deficiencia de oxígeno (Don J. Stevens, 2001), (Goran g. JANKES et al 2002).

Tipos de gasificadores:

Existen en el mercado, diferentes tipos y tamaños de gasificadores, que utilizan distintos tipos de materia prima como madera, paja, carbón vegetal, carbón, cascarillas de arroz y desechos agrícolas. Los sistemas de gasificación ascendente (cama fija) son

una tecnología antigua que se utilizan desde 1839 y utilizados para la combustión de carbón y coque. Antes de la Segunda Guerra Mundial, se utilizaron generadores de gas de madera de lecho fluidizado para motores de combustión interna y aplicaciones automotrices. Un interés renovado en la gasificación de biomasa se hizo evidente después de la crisis energética de la década de 1970. Se indicó además que la tecnología de gasificación de biomasa era conocida como una alternativa relativamente asequible para las generaciones de pequeña potencia industrial (Chopra y Jain, 2007).

Los Gasificadores se clasifican por la forma en que el aire, oxígeno y/o vapor es introducido en el sistema. La elección de un tipo de gasificador sobre otro depende de factores como el tipo de materia prima, su contenido de humedad, cenizas y la forma del combustible (Rajvanshi, 1986). Los tres tipos más comunes de gasificadores se denominan: ascendente (Updraft), descendente (downdraft) y de lecho fluido (Walker, 2006).

En este trabajo se desarrolla el primer tipo de nominado ascendente (Updraft), o de corriente ascendente ya que es el que se utiliza en la planta en estudio, en la bibliografía citada se puede encontrar la explicación detallada de los otros tipos indicados precedentemente.

El gasificador denominado ascendente (updraft) o de contracorriente, es el tipo más simple y más antiguo de reactor de gasificación. Deriva su nombre de la forma en que el oxidante es alimentado a través del reactor. El combustible de biomasa se carga a través de la parte superior y se mueve hacia abajo a través de las diferentes etapas de gasificación por efecto de la fuerza gravitacional, como se muestra en la figura. La toma de aire se encuentra en el fondo y los gases salen por arriba. Cerca de la parrilla, en el fondo, tienen lugar las reacciones de combustión, que van seguidas de reacciones de reducción algo más arriba, en el gasificador. En la parte alta del gasificador tiene lugar el calentamiento y pirolisis de la carga, como resultado de la transferencia de calor, por convección forzada y radiación, de las zonas inferiores. Los alquitranes y productos volátiles producidos durante este proceso son transportados por la corriente de gas. Se remueven y retiran las cenizas del fondo del gasificador.

Las principales ventajas de este tipo de gasificador consisten en su simplicidad, alta proporción de carbón vegetal quemado e intercambio interno de calor que motiva unas bajas temperaturas de salida del gas y alta eficiencia del equipo y también la posibilidad de funcionar con muchos tipos de carga (serrín, cascaras de cereales, etc.), (FAO, 2001).

El reactor puede funcionar con biomasa con un contenido de hasta el 40% de humedad sobre base húmeda. El reactor produce normalmente un gas de valor calorífico de 1,80 a 3,33 MJ/kg, cuando se oxida con aire. Si se utiliza Oxígeno como oxidante en reactores de gasificación de aire ascendente se producen más cantidad de gases de valor calorífico de entre 5-11 MJ/kg, (Bridgwater, 1995). (Milne et al, 1998) encontró que la cantidad de alquitrán formado en el sistema es de aproximadamente 0,0050 a 0,0150 kg/m³.

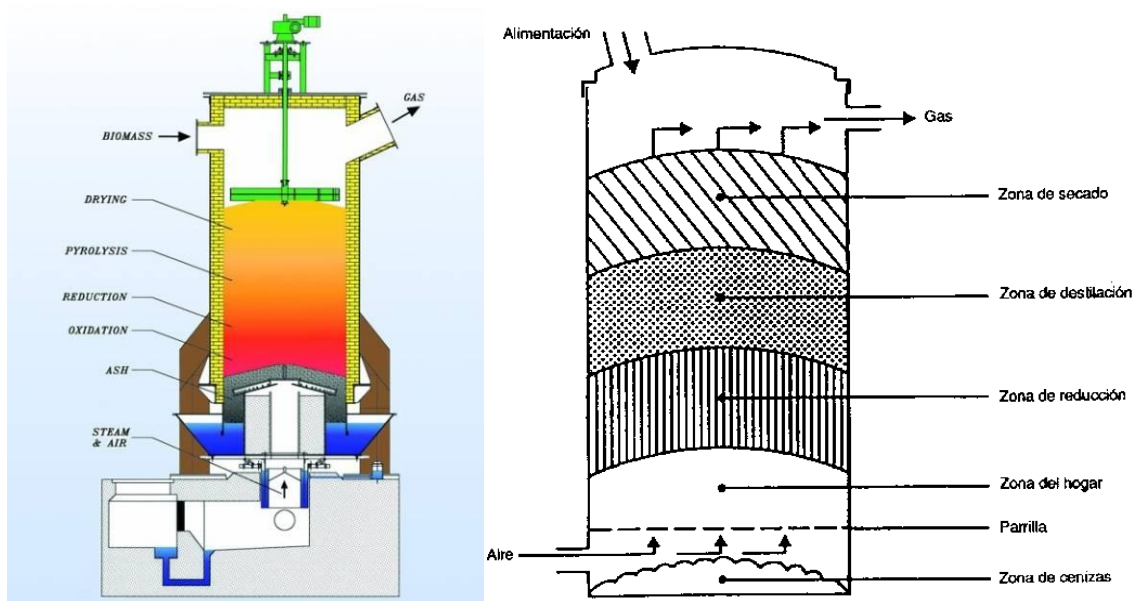


Figura 44 Gasificador de corriente ascendente o tiro directo

La mayor desventaja del gasificador de aire ascendente es la difusión dentro del sistema que lleva a una gran cantidad de producción de alquitrán. Esto podría provocar explosiones causadas por los niveles oxígeno que encuentre en su camino. La eliminación del alquitrán y la limpieza del reactor son problemáticas y el gas requiere una limpieza intensiva para aplicaciones en turbinas y motores. En este caso al aplicarse a una cámara torsional se superan esas dificultades ya que el exceso de aire (oxígeno) se adiciona en la

cámara torsional y se cuenta con una serie de boquillas de vapor para la limpieza del alquitrán en los conductos de alimentación a la cámara.

En el gasificador como se ve en la figura anterior, quedan claramente definidas las zonas de combustión parcial (hogar), reducción, pirolisis (destilación) y secado. La Biomasa se introduce en la parte superior del reactor y una parrilla en la parte inferior del reactor soporta la reacción en la cama, donde entra el Aire (oxígeno) para dicha reacción, la combustión completa del carbón vegetal entonces tiene lugar en la parte inferior de la cama, liberando CO_2 y H_2O . Estos gases calientes ($\sim 1000\text{ }^\circ\text{C}$) pasan a través de la cama hacia arriba, donde se reducen a H_2 y CO y son enfriados a unos 750°C . Aguas arriba en el reactor, los gases reductores (H_2 y CO) pirolizan, mientras la biomasa seca desciende y finalmente secan la biomasa húmeda entrante, dejando el reactor a baja temperatura ($\sim 500^\circ\text{C}$).

En las siguientes figuras se esquematizan los procesos que ocurren dentro del gasificador

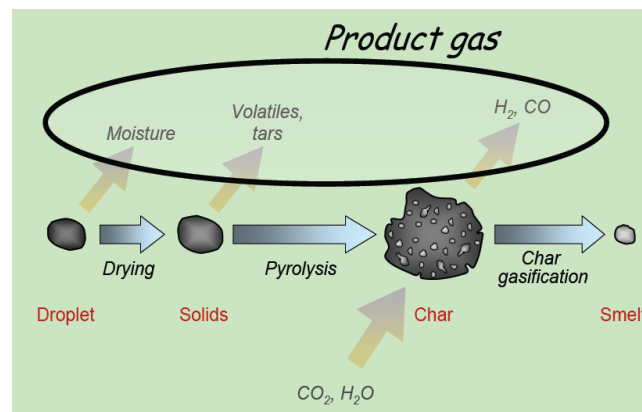


Figura 45 Proceso de gasificación Fuente Mikko Hupa 2007

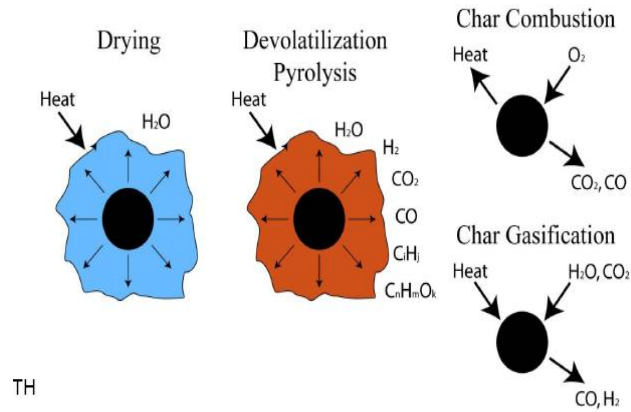
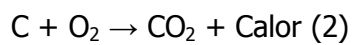
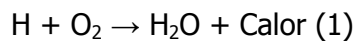


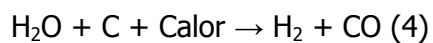
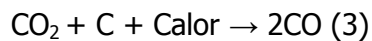
Figura 46 esquema de gasificación. Fuente Bo Leckner 2008

Por lo tanto, como se indica precedentemente, el gasificador tiene cuatro zonas de reacción claramente definidas, oxidación (hogar), reducción, pirólisis (destilación) y secado, según (Jones J. B., 1986). Las reacciones en cada zona son las siguientes:

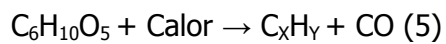
Oxidación (hogar):



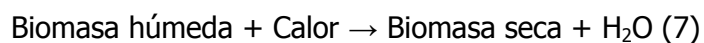
Reducción:



Pirólisis (destilación):



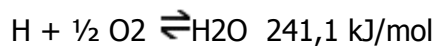
Secado:



En los diferentes tipos de gasificadores el combustible sólido se calienta por combustión de una parte del combustible. Los gases de la combustión se reducen seguidamente pasándolos a través de un lecho de combustible a alta temperatura.

En la combustión completa se obtiene dióxido de carbono, a partir del carbono y agua, del hidrógeno. El oxígeno procedente del combustible se incorpora naturalmente a los productos de la combustión, reduciendo con ello la cantidad necesaria de aire para la combustión.

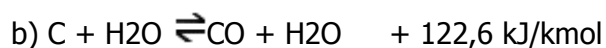
La oxidación, o combustión, se describe por las siguientes fórmulas de reacción química:

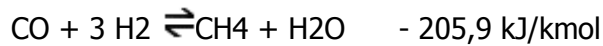
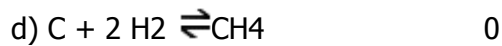
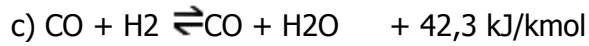


Estas fórmulas significan que en la combustión de un átomo gramo de carbono, es decir 12,00 g, a dióxido de carbono, se libera una cantidad de calor de 401,9 kJ y que se produce una cantidad de calor de 241,1 kJ en la oxidación de una molécula gramo, es decir, 2,016 g de hidrógeno, a vapor de agua.

En todos los tipos de gasificadores el dióxido de carbono (CO₂) y el vapor de agua (H₂O) se transforman (reducen) al máximo posible en monóxido de carbono, hidrógeno y metano, que son los principales componentes combustibles del gas pobre.

A continuación se dan cantidades de calor y el signo para las reacciones más importantes que tienen lugar en la zona de reducción de un gasificador, entre los diferentes reactivos gaseosos y sólidos. El signo negativo indica que se genera calor en la reacción y el signo positivo que la reacción requiere calor





Las ecuaciones (a) y (b) que son las reacciones principales de reducción, demuestran que la reducción requiere calor. Por ello, la temperatura del gas disminuirá durante la reducción.

La reacción (c) describe el denominado equilibrio agua-gas. Para cada temperatura, en teoría, la relación entre el producto de la concentración de monóxido de carbono (CO) y el vapor de agua (H₂O) y el producto de las concentraciones de dióxido de carbono (CO₂) e hidrógeno (H₂) viene determinada por el valor de la constante de equilibrio agua-gas. En la práctica, la composición de equilibrio del gas sólo se logrará cuando la velocidad de la reacción y el tiempo de reacción sean suficientes.

La velocidad de la reacción disminuye al descender la temperatura. En el caso del equilibrio agua-gas, la velocidad de la reacción se reduce tanto por debajo de 700° C, que se dice que el equilibrio se ha "congelado". La composición del gas permanece entonces sin alterar. En el Cuadro 2.2 se dan los valores en kW para distintas temperaturas.

$$k_{we} = \frac{(\text{CO}) \times (\text{H}_2\text{O})}{(\text{CO}_2) \times (\text{H}_2)}$$

Temperatura (°C)	kW
600	0,38
700	0,62
800	0,92
900	1,27
1 000	1,60

Tabla 24 Dependencia de la temperatura respecto a la constante de equilibrio agua-gas

A) Predicción de la composición del gas

La introducción del concepto de equilibrio agua-gas, permite calcular teóricamente la composición del gas procedente de un gasificador que ha alcanzado el equilibrio a una temperatura dada, tal como demuestran (Quaak P. et al 1999)

El sistema consiste en deducir del balance de volúmenes de los cuatro principales elementos de entrada (carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno), un balance energético para todo el sistema y la relación dada por el equilibrio agua-gas. Suponiendo también que las cantidades de metano del gas pobre, por kg de combustible seco, son constantes (como sucede, más o menos, en el caso de los gasificadores en condiciones normales de funcionamiento), se dispone de una serie de relaciones que permiten el cálculo de las composiciones del gas para una amplia variedad de parámetros de entrada (contenido de humedad del combustible) y características del sistema (pérdidas de calor por convección, radiación y calor sensible del gas). En las Figuras 2.4 a 2.6 se dan las composiciones del gas calculadas teóricamente. Generalmente, se encuentra una concordancia bastante aceptable con los resultados experimentales.

En el Cuadro 2.3. se dan las composiciones normales de gas que se obtienen de gasificadores comerciales de tiro invertido, de madera y carbón vegetal, que operan con combustibles de contenido de humedad bajo a medio (madera 20%, carbón vegetal 7%).

Componente	Gas de Madera (% vol.)
Nitrógeno	50 - 54
Monóxido de carbono	17 - 22

Dióxido de carbono	9 - 15
Hidrógeno	12 - 20
Metano	2 - 3
Valor calorífico del gas kJ/m ³	5 000 - 5 900

Tabla 25 Composición del gas procedente de gasificadores comerciales de madera y carbón vegetal

B) Eficiencia del gasificador

Un factor importante que determina el funcionamiento técnico real y la viabilidad económica de utilizar un sistema de gasificador, es la eficiencia de la gasificación.

Una definición apropiada de la eficiencia de la gasificación si se emplea el gas para aplicaciones de motores es:

$$\eta_m = \frac{H_g \times Q_g}{H_s \times M_s} \times 100 \quad (\%)$$

Donde:

η_m = eficiencia (mecánica) de la gasificación (%).

H_g = valor calorífico del gas (kJ/m³), (véase el Cuadro 2. 2.3.).

Q_g = flujo en volumen de gas (m³/s).

H_s = valor calorífico inferior del combustible del gasificador (véase la Sección 2.6.).

M_s = consumo de combustible sólido del gasificador (kg/s).

Si se emplea el gas para combustión directa, la eficiencia de la gasificación se define a veces de la forma siguiente:

$$\eta_{th} = \frac{(H_g \times Q_g) + (Q_g \times \zeta_g \times C_p \times \Delta T)}{H_s \times M_s} \times 100 \quad (\%)$$

En la cual:

η_{th} = eficiencia (térmica) de la gasificación (%).

ζ_g = densidad del gas (kg/m³).

C_p = calor específico del gas (kJ/kg^oK).

ΔT = diferencia de temperaturas entre el gas en la entrada del quemador y el combustible que entra al gasificador (°K).

Dependiendo del tipo y diseño del gasificador y también de las características del combustible η_m puede variar entre el 60 y el 75%. En el caso de aplicaciones térmicas, el valor de η_{th} puede llegar al 93%.

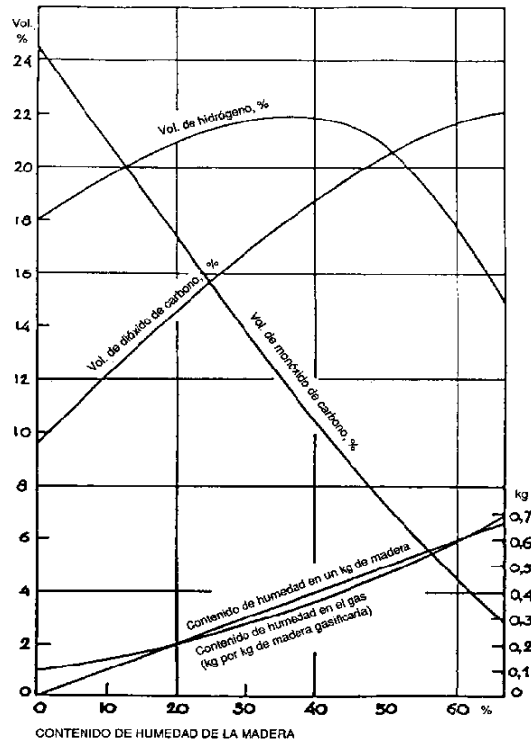


Figura 47 Composición del gas de madera en función del contenido de humedad de la madera (15% de pérdida de calor) Vol. de nitrógeno, %

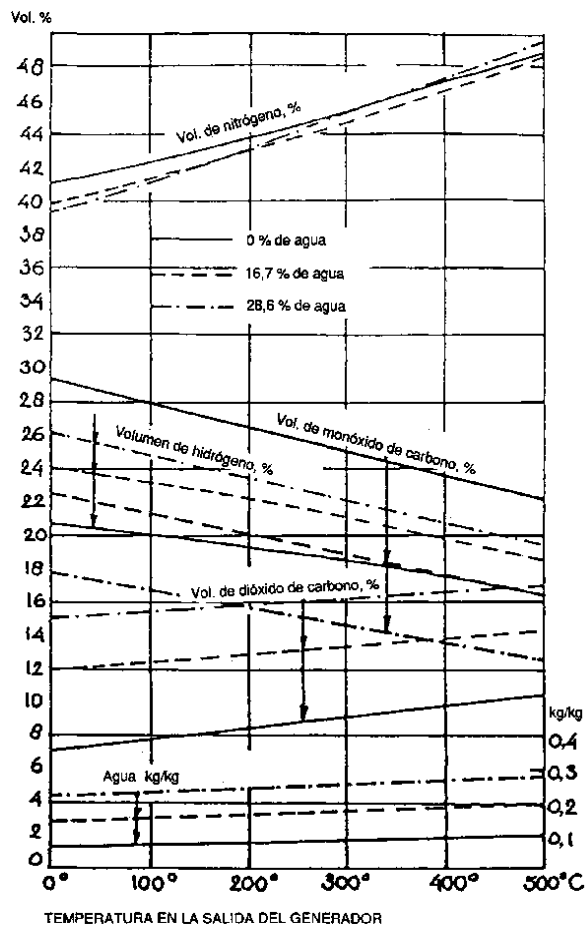


Figura 48 Cambio estimado de la composición del gas de madera en función de la temperatura de salida del gas (pérdidas por calor sensible)

C) Contenido de humedad del combustible

El valor calorífico del gas producido por cualquier tipo de gasificador depende, al menos en parte, del contenido de humedad del combustible.

El contenido de humedad se puede determinar sobre base seca o sobre base húmeda. En este capítulo se empleará el contenido de humedad (C.H.) sobre base seca.

El contenido de humedad se define del modo siguiente:

$$C.H._{seco} = \frac{\text{peso húmedo} - \text{peso seco}}{\text{peso seco}} \times 100 \text{ (\%)}$$

Por otra parte, el contenido de humedad sobre base húmeda se define del modo siguiente:

$$C.H._{húmedo} = \frac{\text{peso húmedo} - \text{peso seco}}{\text{peso húmedo}} \times 100 \text{ (\%)}$$

Las transformaciones de uno a otro se pueden obtener del modo siguiente:

$$C.H._{seco} = \frac{100 \times C.H._{húmedo}}{100 - C.H._{húmedo}}$$

$$C.H._{húmedo} = \frac{100 \times C.H._{seco}}{100 - C.H._{seco}}$$

Un alto contenido de humedad reduce la eficiencia térmica porque el calor se emplea para eliminar el agua y, en consecuencia, esta energía no está disponible para las reacciones de reducción y para la transformación de la energía térmica en energía química del gas. Por lo tanto, un alto contenido de humedad se traduce en valores caloríficos bajos del gas.

Cuando el gas se emplea para fines de combustión directa, unos valores caloríficos bajos pueden ser tolerables y el uso de combustibles con contenidos de humedad (base seca) hasta de un 40 a un 50%, es viable, especialmente cuando se emplean gasificadores de tiro directo.

En los gasificadores de tiro invertido, un alto contenido de humedad da lugar no sólo a unos bajos valores caloríficos del gas, sino también a unas bajas temperaturas en la zona de oxidación, lo que puede ocasionar una capacidad insuficiente de transformación de los alquitranes, si el gas se emplea para motores.

Debido, de una parte, al valor calorífico del gas (los motores necesitan gas de 4.200 kJ/m³ como mínimo para mantener una eficiencia razonable) y, de otra, al problema del arrastre de alquitranes, los gasificadores de tiro directo necesitan combustibles bastante secos (menos del 25 por ciento de humedad, de base seca).

D) Tamaño de las partículas y distribución por tamaño

Los gasificadores de tiro directo y de tiro invertido tienen limitaciones en cuanto al rango aceptable del tamaño del combustible contenido en el material de alimentación. Un material de alimentación de grano fino o blando, puede ocasionar problemas de circulación en la sección del depósito del gasificador y también por una caída inadmisibles de presión encima de la zona de reducción y por una alta proporción de polvo en el gas. Las fuertes caídas de presión motivan la reducción de la carga de gas del equipo de tiro invertido lo que origina unas bajas temperaturas y la producción de alquitrán.

Un tamaño excesivo de las partículas o trozas, da lugar a una menor reactividad del combustible, lo que se traduce en problemas de arranque, mala calidad del gas y problemas de transporte a través del equipo. Una gran variedad de la distribución por tamaño del material de alimentación, agrava generalmente los fenómenos anteriores. Los tamaños excesivamente grandes de las partículas pueden ocasionar problemas de canalización del gas, especialmente en los gasificadores de tiro directo.

El tamaño aceptable del combustible para los sistemas de gasificación, depende en cierta medida del diseño de las instalaciones. En general, los gasificadores de madera funcionan con tarugos de madera y astillas cuya dimensión varía de 8 x 4 x 4 cm a 1 x 0,5 x 0,5 cm. Los gasificadores de carbón vegetal generalmente se abastecen con pedazos de carbón cuya dimensión varía entre 1 x 1 x 1 cm y 3 x 3 x 3 cm. Los gasificadores de lecho fluidizado normalmente pueden funcionar con combustibles cuyos diámetros de partículas varían entre 0,1 y 20 mm.

E) Densidad aparente del combustible

La densidad aparente se define como el peso por unidad de volumen de combustible simplemente apilado. Los combustibles de alta densidad aparente tienen ventajas porque representan un alto valor de energía por volumen. Consecuentemente, estos combustibles necesitan menos espacio de depósito para un tiempo dado de recarga. Los combustibles de baja densidad aparente dan lugar a veces a un caudal insuficiente de gas lo que se traduce en valores caloríficos del gas reducido y finalmente en la combustión del carbón en la zona de reducción. Para la madera la densidad aparente es de entre 300 a 550 kg/m³

Teoría de la gasificación

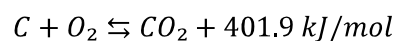
Un combustible sólido se compone generalmente de carbono, hidrógeno y oxígeno. Pero también contiene nitrógeno, azufre y trazas de otros elementos. Sin embargo, como estos están presentes sólo en pequeñas cantidades, no se tendrán en cuenta en los siguientes análisis.

En los gasificadores se considera que la biomasa se calienta por combustión. Los gases de esta combustión se reducen al pasar a través de un lecho de carbón vegetal incandescente.

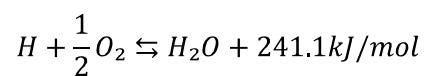
En una combustión completa, el dióxido de carbono se obtiene a partir del carbono, y el agua se obtiene a partir del hidrógeno. El oxígeno del combustible, por supuesto, será incorporado en los productos de combustión, disminuyendo así la cantidad de aire de combustión necesario.

La combustión, que se produce en la zona de oxidación, se describe por las fórmulas químicas siguientes:

Ecuación 1



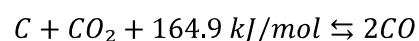
Ecuación 2



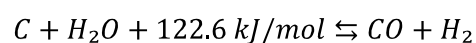
Esto indica que, reacción de combustión que transforma un mol de carbono en dióxido libera una cantidad de calor de 401,9 kJ.

Las reacciones más importantes que tienen lugar en la zona de reducción de un gasificador entre los diferentes reactivos gaseosos y sólidos están dadas por:

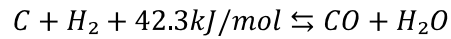
Ecuación 3



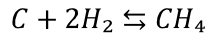
Ecuación 4



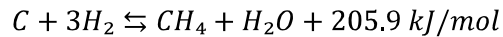
Ecuación 5



Ecuación 6



Ecuación 7



Las ecuaciones 3 y 4 son las principales reacciones de la fase de reducción y requieren calor. Como resultado, la temperatura disminuirá durante la reducción. La ecuación 5 describe el llamado equilibrio agua-gas. Para cada temperatura, en teoría, la relación entre el producto de la concentración de monóxido de carbono (CO) y la del vapor de agua (H₂O) y el producto de la concentración de dióxido de carbono (CO₂) y el hidrogeno (H₂) se fijan por el valor de la constante de equilibrio del agua-gas (K_{we}). K_{we} se expresa así:

Ecuación 8

$$K_{\omega\varepsilon} = \frac{CO \times H_2O}{CO_2 \times H_2}$$

En la práctica, el equilibrio del gas sólo se alcanzará cuando la velocidad de reacción y el tiempo de reacción sean suficientes.

La velocidad de reacción disminuye con la temperatura. En el caso del equilibrio agua-gas la velocidad de reacción disminuye hasta por debajo de 700 ° C a partir de la que se dice que el equilibrio está "congelado". La composición del gas se mantiene sin cambios.

La introducción de la teoría del equilibrio agua-gas ofrece la posibilidad de calcular la composición de los gases de un gasificador que ha alcanzado el equilibrio a una temperatura dada. Tabla que sigue presenta composiciones típicas del gas obtenido de la madera comercial y gasificadores de carbón vegetal de corriente descendente que se producen con combustibles de contenidos de baja a media humedad (madera, con el 20%; carbón vegetal con el 7%).

Table A4.1: Composition of Gas From Commercial Wood and Charcoal Gasifiers

<i>Component</i>	<i>Wood gas (volume percent)</i>	<i>Charcoal gas (volume percent)</i>
Nitrogen	50-54	55-65
Carbon monoxide	17-22	28-32
Carbon dioxide	9-15	1-3
Hydrogen	12-20	4-10
Methane	2-3	0-2
Gas heating value (kJ/m ³)	5,000-5,900	4,500-5,600

Source: FAO (1986).

3.3. REVISION DE LA LITERATURA SOBRE LA INFLUENCIA DE LA COMPOSICIÓN DE LA BIOMASA EN LA FORMACIÓN DE CENIZAS, LA ESCORIFICACIÓN, Y LA CORROSIÓN.

Entre los diversos temas que se presentan en relación con la utilización de combustibles sólidos para generación de energía, se encuentran: la formación de depósitos de cenizas, la formación de escoria, la corrosión, la sinterización y aglomeración, además de problemas relacionados con la composición química debido a la presencia de Cl, Na y K.

La materia mineral no combustible presente en los combustibles sólidos pulverizados (carbón, biomasa, etc), constituye una de las principales fuentes de problemas en la operación de las calderas de las centrales térmicas de producción de energía. La formación de depósitos de esta materia mineral en las paredes de las calderas y en los tubos de intercambio de calor disminuye el rendimiento energético de la central, acelera la corrosión de los tubos y el desprendimiento de las capas de oxido/metal es causa de importantes daños. En conjunto, las consecuencias negativas sobre la fiabilidad y la eficiencia de la planta son muy significativas, y bien conocidas. Por otro lado, el grado de conocimiento y las capacidades de predicción de estos fenómenos son todavía limitados.

Los problemas relacionados con las cenizas en diferentes tipos de calderas de combustión como formación de escorias, incrustaciones y corrosión, siguen siendo las razones más habituales de las paradas no programada de la caldera. En consecuencia,

existe una imperiosa necesidad de desarrollar métodos de predicción que puedan prever los problemas potenciales relacionados con las cenizas de una manera accesible y económica (Skrifvars B.J. eta I, 1999)

En términos muy generales, los materiales inorgánicos presentes en la mayoría de los combustibles sólidos, entre los que se incluye la biomasa, se pueden presentar de dos formas:

- El **material inorgánico inherente al combustible**, es el que existe como parte de la estructura orgánica del combustible y es más comúnmente asociado con los grupos funcionales de oxígeno, azufre y nitrógeno. Estos grupos funcionales orgánicos pueden proporcionar compuestos adecuados para que el elemento inorgánico se asocie químicamente en forma de cationes. La Biomasa tienden a ser relativamente rica en grupos funcionales que contienen oxígeno, y una fracción importante de los materiales inorgánicos presentes en algunos de las biomásas de bajo nivel de cenizas se presentan de esta forma. También es posible encontrar elementos inorgánicos en forma de partículas muy finas dentro de la estructura orgánica de algunos de los combustibles y se comportan esencialmente como un componente inherente del combustible.
- El **material inorgánico extraño**, es el que se ha agregado al combustible a través de procesos geológicos, o durante la recolección, manejo y procesamiento del combustible. Las biomásas, por ejemplo, son comúnmente contaminadas con sólidos y otros materiales, que se han mezclado con el combustible durante la recogida, tratamiento y almacenamiento.

Los materiales inorgánicos inherentes a la biomasa vegetal, como: metales alcalinos, azufre, fósforo y cloro tienden a estar presentes en gran parte en forma soluble, como sales inorgánicas simples. El silicio esta predominantemente como sílice, en

forma precipitada. Los metales alcalinotérreos son más complejos y pueden estar presentes en diferentes formas.

Los materiales inorgánicos extraños también pueden estar presentes en muchas formas. En la mayoría de los casos, sin embargo, toma la forma de contaminación con arena, tierra u otros materiales minerales.

Una lista de las principales especies inorgánicas inherente a la mayoría los materiales de biomasa vegetal, se presenta en la tabla siguiente (Hind et al 2001, Marschner, 1997). Los datos de esta tabla proporcionan una visión aproximadamente cuantitativa de la especiación de los más importantes elementos inorgánicos en tres categorías:

- Agua soluble, es decir, en forma iónica libre,
- Orgánicamente asociados y
- Precipitados como compuestos relativamente puros, en formas cristalinas o amorfas.

Element	Class 1 - water soluble (free ionic form)		
	Compound	Formula	Share of total element (%)
Na	Sodium nitrate, chloride	NaNO ₃ , NaCl	>90
K	Potassium nitrate, chloride	KNO ₃ , KCl	>90
Ca	Calcium nitrate, chloride, phosphate	Ca(NO ₃) ₂ , CaCl ₂ , Ca ₃ (PO ₄) ₂	20-60
Mg	Magnesium nitrate, chloride, phosphate	Mg(NO ₃) ₂ , MgCl ₂ , Mg ₃ (PO ₄) ₂	60-90
Si	Silicon hydroxide	Si(OH) ₄	<5
S	Sulphate ion	SO ₄ ²⁻	>90*
P	Phosphate ion	PO ₄ ³⁻	>80*
Cl	Chloride ion	Cl ⁻	>90%*
Class 2 – organically associated (covalent or ionic bonding with tissue)			
Ca	Calcium pectate	macromolecule	0.8-2.6
Mg	Chlorophyll, magnesium pectate	C ₅₅ H ₇₂ MgN ₄ O ₆ , macromolecule-	8-35
Mn	Various organic structures	Mn ²⁺ , Mn ³⁺ , Mn ⁴⁺	>90*
Fe	Organic complex, organic sulphates	Fe ³⁺ , Fe ²⁺	>80*
S	Sulpholipids, amino acids, proteins	SO ₄ ²⁻ , S	-
P	Nucleic acids	PO ₄ ³⁻	-
Class 3 – precipitated (pure compound, amorphous or crystalline)			
Ca	Calcium oxalate	CaC ₂ O ₄ .nH ₂ O	30-85
Fe	Phytosferritin	(FeO.OH) ₆ .(FeO.OPO ₃ H ₂)	Up to 50 in leaf tissue
P	Phytates	Ca-Mg(-K)-salt of C ₆ H ₄ [OPO(OH) ₂] ₃	Up to 50-96% in seeds
Si	Phytolite	SiO ₂ .nH ₂ O	

Tabla 26. Especificación de materiales inorgánicos en las biomásas vegetales, de acuerdo a las clases denominadas: "soluble en agua", orgánicamente relacionadas"y"precipitado" denominadas clases. (Korbee et al., Marschner, 1997).

Para los elementos marcados (*) no se ha informado de ninguna cantidad. El valor citado indica que es el dominante para ese elemento.

En la tabla siguiente suministrada por (Tilman et al 2009), se muestran composiciones típicas de biomásas vegetales tanto en su composición inicial como en la composición de la ceniza resultante y a continuación se muestra una tabla con los datos de la biomasa utilizada en la Planta en estudio

Parameter	Wood waste	Switchgrass	Corn Stover
Proximate Analysis (wt. %)			
Moisture	42.00	9.84	8.00
Ash	2.31	8.09	6.90
Volatile matter	47.79	69.14	69.74
Fixed Carbon	7.90	12.93	15.36
Ultimate Analysis (wt. %)			
Carbon	29.16	42	42.60
Hydrogen	2.67	5.24	5.06
Oxygen	23.19	33.97	36.52
Nitrogen	0.60	0.69	0.83
Sulfur	0.07	0.17	0.09
Moisture	42	9.84	8.00
Ash	2.31	8.09	6.90
Chlorine (%)	0.01	0.18	0.24
Higher Heating Value (Btu/lb, A.R.)	5028	7002	7000
Ash Elemental Analysis (% Dry)			
Al ₂ O ₃	3.55	4.51	3.80
BaO			
CaO	45.46	5.60	8.80
Fe ₂ O ₃	1.58	2.03	1.80
K ₂ O	8.52	11.60	17.30
MgO	7.48	3.00	3.40
MnO			
Na ₂ O	2.13	0.58	1.50
P ₂ O ₅	7.44	4.50	2.70
SiO ₂	17.78	65.18	52.10
SrO			
TiO ₂	0.50	0.24	0.13
SO ₃	2.78	0.44	3.70

Source: Tillman et al. (2009)

Tabla 27 composición típica de biomásas

	Unidad	Astillas	Serrín
Cenizas	%b.s.	4,40	0,97
Volátiles	%b.s.	78,82	75,15
Carbono	%b.s.	48,70	49,69
Hidrógeno	%b.s.	5,59	5,62
Nitrógeno	%b.s.	1,88	1,95
Azufre	%b.s.	0,00	0,00
Cloro	%b.s.	0,10	0,095
PCS	kcal/kg	4407	4579
PCI	kcal/kg	4117	4287
Composición de la Ceniza			
Al ₂ O ₃	%b.s.	4,43	4,16
CaO	%b.s.	8,67	34,22

Fe ₂ O ₃	%b.s.	2,69	1,91
K ₂ O	%b.s.	3,36	7,48
MgO	%b.s.	1,12	8,17
Na ₂ O	%b.s.	0,83	3,57
SiO ₂	%b.s.	69,01	18,85
TiO ₂	%b.s.	0,39	1,82
ZnO	%b.s.	0,31	0,35
MnO ₂	%b.s.	0,25	0,76
<hr/>			
Temperaturas de fusibilidad			
Inicial	°C	1163	1272
Esfera	°C	1179	1295
Hemiesfera	°C	1235	1312
Fluida	°C	1517	1339

Tabla 28 Caracterización Física y Química de la Biomasa Inicial

A continuación se resumen las características físicas y químicas de la biomasa como combustible y sus efectos en la combustión.

	Properties	Effects
Physical	Moisture content	Storage durability Dry-matter losses Low NCV Self ignition
	Bulk density	Fuel logistics (storage, transport, handling) costs
	Ash content	Dust, particle emissions Ash utilization/disposal costs
	Particle dimension and size distribution	Determines fuel feeding system Determines combustion technology Drying properties Dust formation Operational safety during fuel conveying
Chemical	Carbon C	GCV (positive)
	Hydrogen H	GCV (positive)
	Oxygen O	GCV (negative)
	Chlorine Cl	Corrosion
	Nitrogen N	NO _x , N ₂ O, HCN emissions
	Sulfur S	SO _x emissions, corrosion
	Fluor F	HF emissions Corrosion
	Potassium, K	Corrosion (heat exchangers, superheaters) Lowering of ash melting temperatures Aerosol formation Ash utilization (plant nutrient)
	Sodium, Na	Corrosion (heat exchangers, superheaters) Lowering ash melting temperatures Aerosol formation
	Magnesium, Mg	Increase of ash melting temperature Ash utilization (plant nutrient)
	Calcium, Ca	Increase of ash melting temperature Ash utilization (plant nutrient)
	Phosphorus, P	Increase in ash melting point Ash utilization (plant nutrient)
	Heavy metals	Emissions of pollutants Ash utilization and disposal issues Aerosol formation

Tabla 29 características físicas y químicas de la biomasa como combustible y sus efectos en la co-combustión.

Fuente European Biomass Association et al. (2000) Vand Loo and Koppejan (2004), Nota GCV: Poder calorífico Superior, NCV: Poder calorífico Inferior

El estado en que las concentraciones de los principales elementos de formación de la ceniza se encuentran en la biomasa influye directamente en la cantidad de ceniza que se producirá. Por ejemplo tanto, la paja como los cereales son ricos en ceniza, en comparación con la madera que es un combustible pobre en ceniza. La cantidad de ceniza producida es relevante para el diseño de sistemas de almacenamiento de ceniza, además para las posibilidades del reciclado y la manipulación de la misma. Los elementos que conforman principalmente la ceniza en las biomasa son: Si, Ca, K, Mg y P. El Silicio (Si) combinado con Potasio (K) puede conducir a la formación de silicatos de bajo punto de fusión en las partículas de cenizas volantes. Como el K es relativamente inestable, forma cloruros, hidróxidos y sulfatos, todas los cuales desempeñan un papel importante en la corrosión.

El Ca es menos inestable que el K pero también forma cloruros y sulfatos (Biedermann et al, 2005)

El Ca y el Mg suelen aumentar el punto de fusión de la ceniza mientras que el K y el Na suelen reducirlo. Los Cloruros y el bajo punto de fusión del álcali y los aluminosilicatos pueden también disminuir significativamente el punto de fusión de la ceniza (Miles et al, 1996).

Un punto de fusión bajo de las cenizas conduce a la sinterización o formación de escoria en la cámara de combustión y esto posteriormente conduce a una planta de reducida eficiencia y corta vida. La paja, los cereales, el pasto y el grano dan cenizas que contienen bajas concentraciones de Ca y altas concentraciones de Si y K según (Biedermann y Obernberger 2005) y por lo tanto empiezan a sinterizar y se derriten a temperaturas considerablemente menores que combustibles tales como la madera.

(Van loo y Koppejan, 2002), mientras tanto, afirman que las concentraciones de Si, K y Ca deben ser seriamente consideradas cuando se selecciona el sistema de combustión adecuado y la tecnología de control de temperatura.

Según (Obernberger et al 1997), los principales compuestos de Ca y el Mg que se forman durante la combustión de biomasa son óxidos y en menor medida carbonatos, pero el Ca, Mg, K y P también son nutrientes vegetales y enriquecedores del suelo pudiendo así proporcionar oportunidades para la utilización de las cenizas de biomasa en los bosques o en campos agrícolas.

La paja y los cereales contienen una cantidad significativamente mayor de N, S y Cl en comparación con los biocombustibles leñosos y por lo tanto, es necesario ajustar en consecuencia los gases de combustión y la tecnología de la limpieza de la caldera. El análisis de las concentraciones de N, S y Cl en la biomasa es de gran importancia debido a que causan las emisiones gaseosas como NO_x, SO_x y HCl. Los parámetros que también afectan a la formación de estas emisiones son una excesiva concentración de O₂ y CO en

los gases de combustión, la temperatura y geometría del hogar, así como los sistemas de precipitación de polvo. (Oberberger et al, 1997).

El N durante la combustión se convierte casi completamente en la fase gaseosa (N_2 , NOx).

El Cl influye principalmente sobre:

- La corrosión que afecta a las superficies del metal en hogares y calderas
- La concentración de ácido clorhídrico en los gases de combustión
- Las emisiones de partículas (KCl, NaCl, ZnCl₂).

Según (Biedermann y Oberberger 2005), cuando las biomásas tienen Cl en concentraciones superiores a 0,1% en peso sobre base seca, se deben esperar problemas asociados a la corrosión. Las medidas a adoptar para luchar contra la corrosión incluyen:

- Sistemas de limpieza automático de los intercambiadores de calor,
- Recubrimiento de tubos de caldera,
- Apropiada selección de materiales,
- Utilización de optimizadas tecnologías de control del proceso de combustión.

Asimismo explican cómo el S al dar sulfatos principalmente gaseosos de SO₂ y alcalinos que se encuentran en las emisiones de gases, tienen además un papel importante en los procesos de corrosión.

Altas concentraciones de SO₂ en los gases de combustión causan la sulfatación de cloruros alcalinos y alcalinotérreos, que en consecuencia, conducen a la liberación de Cl con la disminución de las temperaturas de los gases de combustión.

El Cl liberado puede ocasionar corrosión a través de la formación FeCl_2 o ZnCl_2 en las superficies metálicas a través de las partículas de ceniza precipitadas en las superficies de los intercambiadores de calor, según explica (Riedl et al 1999), indicando que las investigaciones han demostrado que la ceniza de paja (trigo) u otros cereales, después de la combustión contenían entre 40 a 55% de S, frente al 40 al 70% de la combustión de chip de madera.

Las concentraciones de metales (especialmente Ca) álcali y tierra alcalina en el combustible afectan a la eficiencia de la fijación del S en la ceniza (Biedermann y Obernberger, 2005).

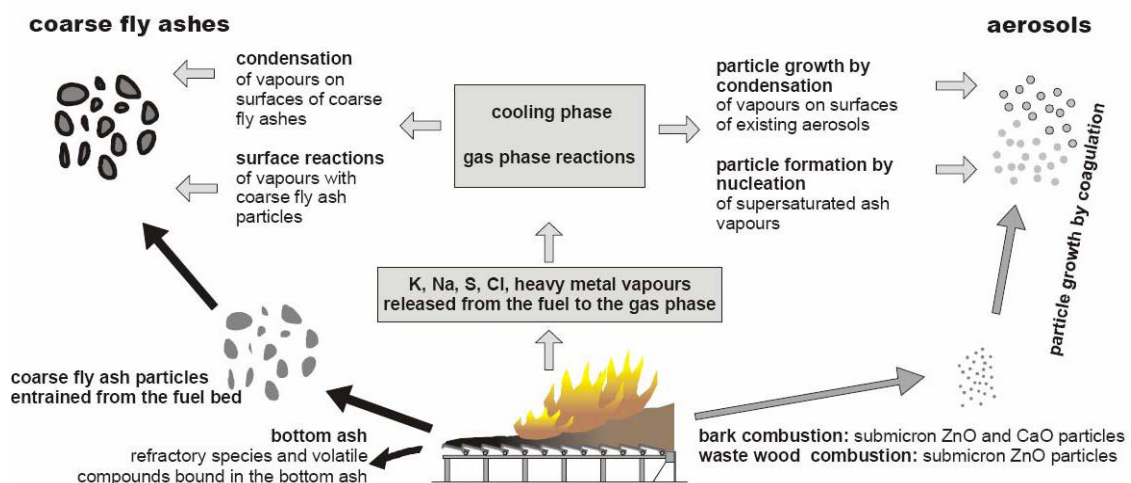


Figure 49 Mecanismos implicados en la formación de ceniza (Biedermann & Obernberger, 2005)

Los compuestos alcalinos de la biomasa pueden reducirse mediante métodos como el lavado y lixiviación que ayudan a eliminar los elementos problemáticos. Los problemas de sinterización se pueden reducir con aditivos como la dolomita y el caolín que son capaces de elevar el punto de fusión de las cenizas. También puede reducirse la vaporización de compuestos alcalinos por un descenso en la temperatura de proceso (Davidsson, 2002).

Según (Jenkins, 1999; Davidsson et al, 2001; Jensen, 2001), el lavado de biomasa herbácea es un método bastante utilizado debido a su elevado contenido de cenizas. En el caso de la paja la eliminación de metales alcalinos como el cloro y el azufre incrementa las temperaturas de fusión de las cenizas como demostró (Jenkins, 1996). Para reducir los contenidos de álcalis metálicos se puede tratar la biomasa herbácea por medio de lavado y lixiviación con agua, ácido o amoníaco, (Davidsson et al, 2001).

De acuerdo con (Jensen 2001), Un proceso de pretratamiento para eliminar el potasio la paja para utilizarla como combustible, puede basarse en la pirólisis seguida de un lavado del residuo carbonoso. La paja es pirolizada a temperaturas moderadas a las que el potasio es retenido en el residuo carbonoso. El potasio y el cloro residuales se extraen del residuo carbonoso con agua. El residuo carbonoso y los gases de pirólisis de la paja pueden utilizarse sin problemas en una caldera convencional.

Alrededor del 90% de los álcalis, están presentes en la biomasa en forma de ión intercambiable o soluble en agua y son susceptibles de vaporización durante el calentamiento (Davidson, 2001). Los componentes típicos que forman las cenizas y que son lixiviados por agua incluyen sulfatos de álcalis, carbonatos y cloruros.

Los elementos lixiviados con amoníaco son aquellos orgánicamente asociados, tales como Mg y Ca, así como también K y Na, mientras que el HCl lixivia los carbonatos y sulfatos de alcalinotérreos y otros metales. Los Silicatos y otros minerales permanecen en el residuo insoluble (EUBION).

La reducción de los compuestos alcalinos de la biomasa antes de la combustión puede ahorrar costos involucrados en el mantenimiento (por ejemplo, los sobrecalentadores durarían más tiempo) (CORDIS, 2005).

Reacciones con K, Cl y S durante la combustión:

Las reacciones del K, S y Cl son importantes cuando se analizan los problemas de corrosión en los sobrecalentadores, a continuación analizaremos cómo se comporta cada uno de ellos:

El Potasio (K)

El Potasio es liberado durante la combustión, principalmente como KCl gaseoso. (Knudsen J.N., 2004) ha demostrado que durante la combustión de la paja la liberación de potasio en fase gaseosa se produce a temperaturas superiores a 500°C correlacionada con la concentración de cloro en el combustible y que a temperaturas más elevadas aumenta la cantidad liberada de KCl en fase gaseosa

(Knudsen J.N. et al, 2004) introduce dos parámetros importantes relativos a la liberación de potasio durante la combustión de los biocombustibles, que son la proporción molar K/Si y la proporción molar Cl/K. Los silicatos (Si) tienen un efecto inhibitorio sobre la liberación de potasio ya que este forma fácilmente silicatos de potasio, que son menos volátiles que por ejemplo los álcalis de cloruros. Esto implica que a altos ratios de K/Si se presentará una mayor liberación de potasio en fase gaseosa que la que ocurrirá a bajas proporciones de K/Si.

Esto también ha sido investigado por (Jensen et al, 2000) y por (Knudsen J.N., 2004). Jensen sugiere que los silicatos de potasio están formados por reacciones de silicatos con KCl. Los cálculos de equilibrio realizados por Knudsen muestran que para la paja de trigo que en un entorno de combustión pobre en sílice el potasio es liberado en la fase gaseosa principalmente como KOH, KCl y SO_4K_2 . Mientras que en entornos ricos de sílice la mayoría del potasio es enlazado en compuestos sólidos de sílice.

En un entorno rico de sílice donde la proporción de Cl/K es alta los cálculos muestran una liberación casi completa de K como KCl y no en silicatos de potasio. A temperaturas de más de 900°C. Esto indica que la relación Cl/K afecta a más la liberación de potasio que la relación Si/K.

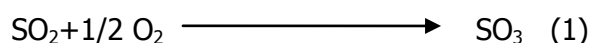
Los metales alcalinos, como por ejemplo, Mg (magnesio) y Ca (calcio) también han demostrado tener un efecto sobre la liberación de potasio cuando se queman cultivos de ciclo anual. (Thy P., et al 2000) realizó mediciones mostrando una liberación mucho más alta de potasio cuando la relación (Mg + Ca) /Si es más alta que cuando es baja. Esto es indicado también por Knudsen, quien sugiere que el calcio y el magnesio tienen enlaces más fuertes con el silicio que con el potasio a medida que aumentan las temperaturas.

El Cloro (Cl)

El cloro es liberado en fase gaseosa en dos pasos. Mientras se produce la pirolisis a unos 500°C, el cloro se libera asociado a hidrocarburos clorados, cloruro de hidrógeno (HCl) o cloruros alcalinos, principalmente el cloruro de potasio (KCl). A temperaturas de entre 400 y 700°C, la liberación es muy pequeña pero luego se reanuda durante la combustión a temperaturas de entre 700 y 900°C como indican (Knudsen J.N., 2004) y (Glarborg P., 2007).

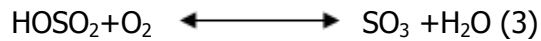
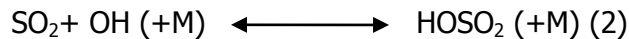
El Azufre (S)

A bajas temperaturas y en condiciones de oxidación el azufre está enlazado casi por completo en partículas como sulfatos alcalinos. Cuando sube la temperatura y en presencia de calcio y silicatos los sulfatos alcalinos empiezan a disociarse en dióxido de azufre (SO₂). A altas temperaturas > 1000 ° C la mayor parte del azufre está en forma de SO₂. Bajo condiciones reductoras el azufre puede ser liberado como H₂S o S₂ pero bajo condiciones ricas en oxígeno, casi todo el azufre está enlazado en forma de SO₂ (Glarborg P., 2007).El SO₂ puede ser oxidado a SO₃ con oxígeno como se muestra en la ecuación (1).

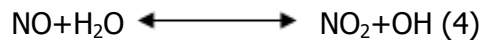


(Jørgensen T.L. et al 2007) estiman que la reacción directa (1) entre dióxido de azufre y oxígeno, es demasiado lenta para ser importante en la formación de todo el SO₃ durante el enfriamiento de los gases de combustión. Demuestra, que en condiciones

homogéneas, el SO₃ se forma principalmente, a temperaturas por debajo de ~ 700°C, de acuerdo a las reacciones (2) y (3)



Al bajar las temperaturas los NO tienden a promover la formación de SO₃ reaccionando con el HO₂ como se ve en (4) formando OH, que entonces pueden reaccionar con el SO₂ en (2)



La contribución de los NO a la oxidación de SO₂ a SO₃ es pequeña de acuerdo a (Glarborg P. 2007).

Los SO₃ también se pueden formar en la caldera con un catalizador. Un buen catalizador bien conocido para la oxidación de SO₂ es el óxido férrico (Fe₂O₃). El efecto catalítico de los óxidos de hierro para convertir SO₂ → SO₃ en las cenizas volantes ha sido investigado por (Marier P. et al 1974).

Los estudios de laboratorio realizados mostraron un aumento lineal en la oxidación de SO₂ → SO₃ en presencia de grandes cantidades de óxido de hierro en los gases de combustión a temperaturas de entre 500-700°C. Los óxidos de hierro de las paredes de la caldera y las superficies de los tubos también han demostrado tener un efecto catalítico en la formación SO₂ → SO₃. (Hansen L.A. et al 2000) sugiere esto de observaciones de los depósitos donde los cloruros alcalinos han sido sulfatados en el depósito a sulfatos alcalinos. Esto también es apoyado por (Srivastava et al, 2004) y (Jørgensen et al, 2007) que indican que generalmente los óxidos de hierro han demostrado gran actividad catalítica a temperaturas ~ 600°C pero también son activos a temperaturas más bajas. Sus picos de actividad catalítica están en ~ 700°C, mientras que

el consumo de SO_3 a menudo tiene lugar cerca de la llama, donde el oxígeno es necesario según las reacciones (5) y (6).



Mecanismo del Cloro como inductor de corrosión

Los cloruros alcalinos condensan sobre los tubos de los sobrecalentadores como fundidos pegajosos, (Usitalo M.A et al, 2004) proponen un camino para los cloruros cuando condensan como un fundido sobre una superficie metálica. El camino que proponen se describe en la figura siguiente. En una atmosfera de O_2 , H_2O y HCl

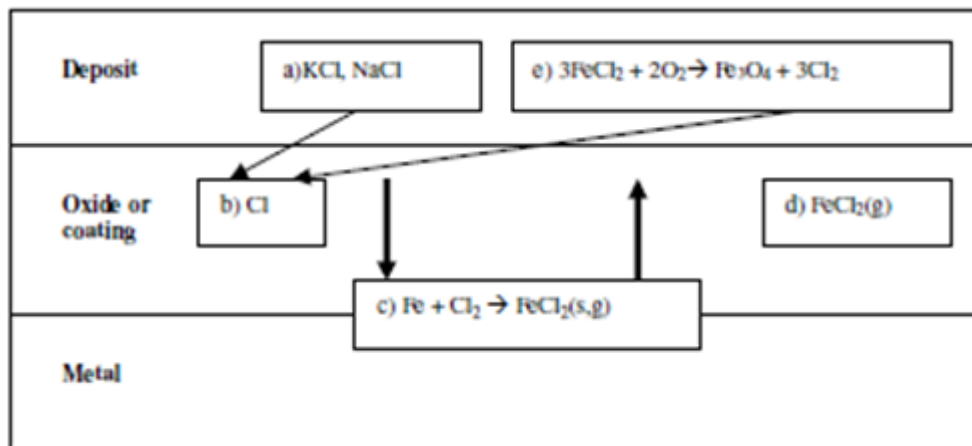


Figura 50 Ilustración esquemática de la circulación de cloro en entornos de oxidantes. La liberación de gas que contiene compuestos de cloro (a), transporte del cloro a través de la capa de óxido (b), reacciones de metal con el cloro (c), evaporación de cloruros metálicos (d) y la oxidación de los cloruros metálicos con liberación de cloro para reprocesar (e).

(Salmenoja K., 2000), siguiendo el mismo criterio, ha demostrado que la corrosión puede producirse en los depósitos que contienen cloruros alcalinos incluso por debajo del punto de fusión de los materiales que conforman dichos depósitos. Además propone que los cloruros alcalinos de los depósitos, liberan cloro gaseoso que viaja a través del óxido de hierro y forman cloruros de hierro. El cloruro de hierro tiene una alta presión parcial a

temperaturas superiores a 480°C y se filtra a través de los depósitos. Cuando el hierro se pone en contacto con el oxígeno se libera como óxido de hierro, entonces el gas de cloro liberado puede nuevamente penetrar en el depósito y reaccionar con el metal.

Antes de que el cloruro penetre en la capa de óxido los cloruros alcalinos pueden ser sulfatados en el depósito, el óxido de hierro ha demostrado gran actividad catalítica para la oxidación de SO_2 a SO_3 . Como los óxidos de hierro están presentes en las superficies de los tubos de las calderas se posibilita la reacción con las partículas de gases de combustión. (Hansen et al 2000) propone los siguientes pasos de reacción para la sulfatación del KCl en los tubos del sobrecalentador.

1. Inicialmente, el HCl se deposita en la superficie del sobrecalentador, por ejemplo, por condensación de los gases de HCl.

2. el HCl reacciona con FeCl_2 , SO_4K_2 y constituye una fase de fusión. Esta reacción no es improbable que ocurra como mezclas eutécticas de formas de KCl con FeCl_2 (a 355° C), con SO_4K_2 (a 690° C).

3. El HCl fundido reacciona también con los gases SO_3 , SO_4K_2 .

El impacto del azufre sobre la corrosión inducida por el cloro ha sido investigado por (Salmenoja K. 2000), que midió la relación entre S/Cl en los gases de combustión y encontró que el riesgo de corrosión es pequeño en una relación molar > 4 , moderado en una relación que está entre 2 y 4 y grandes si la relación es < 2 .

Pruebas co-Combustión realizadas por (Anderson C. de Vattenfall, 2004) en una caldera de 30 MWth de lecho fluido circulante demostraron que era necesaria una relación molar $\text{S/Cl} = 6$ para reducir el nivel de KCl al 50%. La alta proporción de SO_2 en los gases de combustión resultó en una mayor emisión de SO_2 que aumentan el riesgo de corrosión de baja temperatura. El problema del aumento del SO_2 proviene de la lenta reacción entre el dióxido de azufre y oxígeno. Este problema podría en teoría evitarse agregando SO_3 directamente a los gases de combustión, ya que este es más reactivo que el SO_2 .

A.- El Comportamiento de los componentes inorgánicos de la biomasa a temperaturas elevadas en los sistemas de combustión

Las especies inorgánicas se distribuyen generalmente dentro de las partículas de combustible en tres formas:

- Dispersos a nivel atómico dentro de la materia orgánica del combustible,
- En granos dentro de las partículas de combustible y
- Como elementos externos a las partículas de combustible.

Hay componentes inorgánicos de la biomasa que son volátiles a las temperaturas de combustión, especialmente algunos de los compuestos de metales alcalinos (K y Na), los compuestos de fósforo (P) y algunas de las especies de metales pesados, todos estos pueden liberarse en los gases de combustión en forma de vapores condensables. Otras especies inorgánicas, principalmente la sílice y los compuestos alcalinotérreos, pueden liberarse de la partícula de combustible que arde como partículas submicrónicas muy finamente divididas.

Toda la fracción inorgánica presente en la biomasa se verá sometida, para formar las grandes partículas de ceniza, a una serie de transformaciones físicas y químicas, que dependerán de la composición química, del tiempo residencia y de la temperatura de combustión.

Las principales transformaciones minerales y reacciones químicas que pueden producirse a temperaturas elevadas incluyen:

- La fusión total o parcial de las partículas de cuarzo y sílice que a altas temperaturas, interaccionarán formando álcalis y silicatos de metales alcalinotérreos,
- La fusión total o parcial de los aluminio-silicatos,
- La descomposición de los carbonatos, oxalatos, cloruros, etc. y otras sales inorgánicas,

- La volatilización de metales alcalinos y algunos metales pesados,
- La fragmentación de las partículas por choque térmico y la rápida liberación de especies gaseosas desde las partículas.
- La coalescencia de las micro partículas minerales en partículas mayores.

Los detalles específicos de los mecanismos de 'liberación' y los 'procesos de formación de cenizas residuales' dependen en gran medida del tipo de sistema de combustión, que determinan las temperaturas de llama y los tiempos de residencia a temperaturas elevadas. Para la mayoría de los combustibles sólidos, hay tres tipos sistemas de combustión, que tienen relevancia industrial:

Combustión en parrilla, generalmente se emplean para usos domésticos y en las pequeñas y medianas empresas.

- Lecho Fluido pueden ser del tipo burbujeante o circulante, comúnmente se emplean para las medianas y grandes industriales
- Quemadores de combustible pulverizado, se emplean, principalmente en grandes instalaciones industriales o plantas de potencia.
- Gasificación, se emplean en pequeñas instalaciones o para abastecer turbinas o motores de combustión interna.

La mayor parte de los estudios de laboratorio reconocen que el tipo de sistema de combustión es determinante para el comportamiento de la ceniza, ya que las condiciones de combustión son significativamente diferentes. Trataremos aquí los sistemas de combustión para combustible pulverizado y los de gasificación por ser los que se presentarán en la Planta en estudio en esta Tesis

Comportamiento en los sistemas de combustión para combustibles pulverizados

Los sistemas de combustión de combustible pulverizado, implican la inyección del combustible molido, junto con la mayor parte del aire de combustión, a través de quemadores específicos localizados en las paredes del horno

En los sistemas de combustible pulverizadas, las temperaturas de llama son relativamente altas, comúnmente alrededor de 1200-1600°C, y los tiempos de residencia de partículas de combustible a estas temperaturas son relativamente cortos, del orden de unos pocos segundos.

La principal cuestión en este tipo de sistema de combustión es el comportamiento de los materiales inorgánicos asociados con la biomasa respecto al comportamiento de la ceniza resultante, cuando se les somete a muy altas temperaturas y se les aplican las condiciones propias de las llamas en suspensión.

Es relativamente raro encontrar en la literatura especializada informes de resultados de pruebas detalladas sobre sistemas de combustión de combustibles pulverizados quemando el 100% de biomasa. Un estudio de este tipo fue presentado por (Skrifvars et al 2004), donde describe los resultados de un programa de ensayos en una caldera de 80t MWth en Suecia, quemando distintos tipos de madera. Se detallaron algunos datos muy interesantes sobre los procesos de formación de cenizas volantes que se producen en las llamas de la suspensión de biomasa, así como sobre los procesos de formación de depósitos de ceniza. Se realizaron análisis químicos detallados de los componentes inorgánicos de los combustibles de madera y de los materiales de las cenizas recogidas en el precipitador electrostático, y de las muestras recogidas de finas partículas de las cenizas volantes

Los resultados de los análisis químicos de las fracciones de cenizas volantes, en el rango de tamaño de hasta 10 μm , mostraron que las concentraciones de los elementos inorgánicos más volátiles, es decir, los compuestos de K, Na, S y Cl disminuyen con el aumento de tamaño de partícula, indicando que la condensación de la mayoría de las especies más volátiles en las superficies de las partículas finas de las cenizas volantes se produjo a menores temperaturas de los gases de combustión. Las concentraciones de

especies menos volátiles, es decir, los compuestos de Si, Al, Fe, Ca, Mg, Mn y P tiende a aumentar con el aumento de tamaño de partícula.

Un esquema de reacción generalizado, que intenta describir los principales procesos que ocurren en las llamas de combustibles pulverizados, se ilustra en la figura siguiente, (Baxter, 1993). Las partículas de combustible sólido se indican en el lado izquierdo del diagrama y las partículas de cenizas volantes producidas se muestran el lado derecho. El material inorgánico en los combustibles de biomasa puede estar presente de forma inherente al combustible o extraño a este, lo que tiene un impacto importante sobre su comportamiento en la llama.

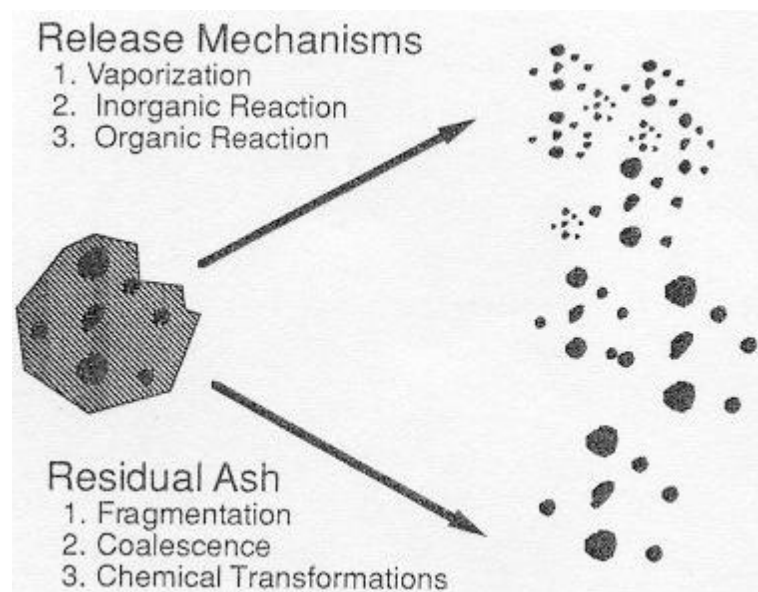


Figura 51 Ilustración esquemática del destino del material inorgánico de los combustibles sólidos durante el proceso de combustión. (Baxter, 1993)

En la figura anterior, los procesos principales de transformación se considera que son de dos tipos:

- Los mecanismos Liberación como la vaporización de especies inorgánicas volátiles, principalmente de los metales alcalinos, la desintegración térmica

o mecánica de las partículas minerales, las reacciones de descomposición química que dan como resultado la liberación de compuestos de azufre y los halógenos y la liberación convectiva del material de partículas finas durante la rápida devolatización de las partículas de combustible. Estos mecanismos de liberación tienden a ser responsables de la producción de las partículas de humo submicrónicas, los vapores inorgánicos y las partículas muy finas de aerosol, presentes en los gases de combustión.

- Los procesos responsables de la generación de las partículas residuales de las cenizas volantes incluidos la fragmentación térmica o químicamente inducida de las partículas minerales, la fusión total o parcial, la coalescencia de inclusiones minerales intra-partículas y las reacciones químicas de descomposición. Estos procesos tienden a producir las grandes partículas de cenizas volantes.

El comportamiento de la materia mineral contenida en un combustible puede afectar a la disponibilidad de una caldera cuando dicho combustible se combustiona. La ceniza puede causar graves problemas en los pasos del gas de combustión en formas de depósitos en el lado de fuego de los intercambiadores de calor. Estos depósitos disminuyen la eficiencia de la caldera y provocan en los casos más graves paradas no programadas.

(Skrifvars B. et al 2004) informan de los resultados del estudio realizado donde se vigila el comportamiento de la ceniza en una caldera que combustiona madera pulverizada. Se extrajeron muestras de los depósitos formados a corto plazo asimismo se obtuvieron muestras de las cenizas volantes del gas de combustión, y se realizaron análisis del combustible.

Mediante la combinación de estas tres herramientas se entendía que se podía rastrear la cadena de acontecimientos que se sucedieron desde el punto donde fue introducido el combustible en la caldera hasta la etapa donde se formó un depósito de cenizas en un tubo intercambiador de calor.

Se encontraron partículas de ceniza de tamaños menores de la micra en los gases de combustión, ricas en álcali, azufre y cloro. También se encontraron partículas similares en la parte trasera de los depósitos de las sondas de muestreo refrigeradas, formando una capa inicial de depósitos de álcali, azufre y ricos en cloro.

Se encontraron partículas de ceniza más grandes entre 1 a 10 μm en los gases de combustión con Estas partículas consistían principalmente de calcio, probablemente de óxido o carbonato. Con los análisis de combustible previos podemos encontrar estas partículas ya como partículas minerales en la leña.

También vimos algunos indicios de que la turba podría actuar como combustible limpia. En general los resultados muestran que un análisis detallado de combustible es un conocimiento clave cuando deben hacerse predicciones de comportamiento de ceniza.

Procesos de formación de escoria

Los procesos de formación de escoria, están principalmente asociados con la sinterización y la fusión de las partículas de ceniza sobre las superficies del horno, a temperaturas superiores a los 800-1000°C. Hay una amplia literatura sobre los mecanismos de formación de escoria para la ceniza del carbón, que son igualmente aplicables a la combustión de biomasa.

Los detalles de los mecanismos de formación de escoria dependen mucho del tipo de sistema de combustión y del diseño de horno, aunque los procesos básicos son similares. Para formación de escoria, el proceso dominante responsable de la transferencia de masa de material de la ceniza de los gases a la superficie en la deposición primaria es el impacto inercial.

Las cuestiones clave para determinar la distribución de los depósitos de escoria dentro de un horno, su tasa de formación y la naturaleza del mismo son la adherencia del

material de la ceniza y la eliminación de ese material de la superficie. La adhesión de partículas sólidas o líquidas depende claramente del estado físico de las partículas y de la superficie. Para que se produzca la adhesión efectiva de las partículas estas deben estar fundidas o parcialmente fundidas.

En las etapas iniciales de formación de escoria, cuando las superficies metálicas están limpias y relativamente frías, sólo pueden adherirse a la superficie las partículas fundidas o parcialmente fundidas, y la tasa de deposición es baja. Los procesos de deposición dominante son a menudo la condensación de especies inorgánicas volátiles y la adherencia. La composición química del depósito inicial puede consistir en el depósito de partículas relativamente sinterizadas de las cenizas volantes. Esto suele ocurrir cuando la caldera es nueva o después de una interrupción durante el cual se han limpiado completamente las superficies del horno.

En algunos casos, con cenizas de temperatura de fusión relativamente altas y en regiones de baja temperatura del horno, la superficie del depósito nunca puede alcanzar una temperatura en que se funde el material de ceniza, y se forma un depósito relativamente poroso que puede ser fácilmente controlado por los sistemas de limpieza on-line. Esto obviamente es la condición más deseable en la mayoría de los casos.

El factor clave que controla el grado de formación de escoria y la naturaleza de la misma es el comportamiento de fusión, tanto de las partículas individuales de las cenizas volantes como el de la superficie de la escoria. El comportamiento de fusión de las cenizas para la biomasa varía ampliamente, dependiendo de su composición química.

Las propiedades de fusión de las cenizas tendrán una influencia clave en el diseño de los equipos de combustión y el horno. Hornos suelen ser diseñados con la formación de depósitos de escoria en mente, es decir, la geometría del horno debe ser tal que las llamas se encuentran adecuadamente contenidas y que las temperaturas de los gases en las paredes sean lo suficientemente bajas para evitar la formación excesiva de escoria. En calderas con hornos de pared de agua, también es importante que se facilite la adecuada limpieza on-line para ayudar a mantener la absorción de calor del horno.

En este sentido una de las principales funciones del horno es reducir las temperaturas de los gases de combustión a un nivel inferior a aquel en la que se pueda formar excesiva escoria a la entrada de los gases de combustión en la sección de convección de la caldera.

B - El impacto de las cenizas de la biomasa en la corrosión de los tubos de la caldera y en el Desgaste por erosión y abrasión de componentes de la caldera y otros equipos.

Mecanismos de corrosión

Los procesos de corrosión que se producen en las superficies del lado gases de los tubos de caldera son muy complejos, ya que se producen a altas temperaturas y en condiciones muy agresivas.

En términos generales, se ha encontrado que las tasas de pérdida de metal en los tubos de caldera están controladas por un número de factores:

- El material del tubo
- Las temperaturas de los gases y de los metales
- La composición química de los materiales del depósito de cenizas en la interfaz depósito-metal,
- La composición química de los gases de combustión y
- El régimen con el que se opera la planta.

De acuerdo a la experiencia obtenida a nivel industrial al quemar biomasa, es bastante común que se produzcan tasas significativas de corrosión sobre los materiales convencionales de los sobrecalentadores, cuando las temperaturas de los metales de los mismos sobrepasan los 450°C.

La experiencia de calderas de biomasa, especialmente en Escandinavia, muestra que la corrosión más severa se asocia con los depósitos de cenizas que contienen cloruros de metales alcalinos sobre las superficies de sobrecalentadores a temperaturas

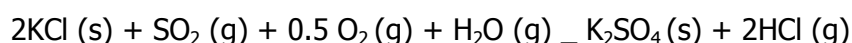
elevadas, y son causa de las tasas de pérdida significativas de metal a temperaturas por debajo de la temperatura de fusión de KCl, lo que se considera asociado a la presencia de cenizas con mezclas eutécticas de bajo punto de fusión.

Las temperaturas eutécticas y de fusión de las especies relevantes de sales inorgánicas se enumeran en la tabla siguiente. De los datos que se presentan en dicha tabla, se desprende, que un número de las principales mezclas binarias, particularmente los sistemas KCl-FeCl₂ y NaCl-FeCl₂ y tienen bajas temperaturas eutécticas en el rango de 340-390°C, es decir, que pueden formar fases líquidas locales dentro de los depósitos y, como KCl o NaCl en el material de los depósitos, reaccionan bien con el metal como con la capa de óxido.

System	Melting/eutectic temperature (°C)	Composition at the eutectic point (mole % alkali)
NaCl	801	-
KCl	772	-
FeCl ₂	677	-
CrCl ₂	845	-
NaCl-FeCl ₂	370-374	c. 56
KCl-FeCl ₂	340-393	45.8-91.8
NaCl-CrCl ₂	437	53.7
KCl-CrCl ₂	462-457	36-70

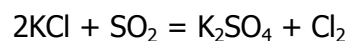
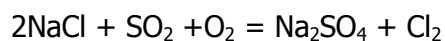
Tabla 30 Temperaturas de fusión/eutéctica para compuestos puros y mezclas binarias ricos en cloruro, presentes en los depósitos de cenizas de biomasa y más relevantes en las reacciones de corrosión asociada. (Nielsen et al., 2000).

Otra reacción considerada responsable de los procesos de corrosión en las calderas de biomasa es la sulfatación de los cloruros alcalinos de los depósitos al tomar contacto con el SO₂/ SO₃ presentes en los gases de combustión, con la liberación de HCl de los depósitos de ceniza de la capa de interface superficie metálica/depósitos, de acuerdo con la siguiente ecuación de reacción:

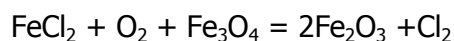
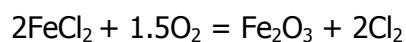
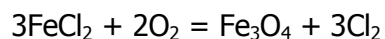


El HCl gaseoso se puede difundir a la superficie de la capa de metal y reaccionar formando Cloruros metálicos. Este mecanismo se produce al quemar combustibles de biomasa con bajo contenido en azufre y una significativa cantidad de cloro, es decir donde, en los depósitos de ceniza predominan los cloruros.

(Riedl et al, 1999) presentan un mecanismo de corrosión al que llamaron 'oxidación activa', y que consideran responsable de la corrosión acelerada observada en una pequeña caldera pirotubular para agua caliente, quemando cortezas, astillas y serrín. Indican que el incremento de los cloruros alcalino metálicos en las superficies de intercambio de calor, se produce por un mecanismo de condensación. Sugirieron que los cloruros pueden reaccionar con el SO₂/SO₃ en los gases de combustión formando sulfatos con la posterior liberación de cloro gaseoso, siguiendo las siguientes ecuaciones de reacción:



Uno de los resultados de la reacción de sulfatación es la liberación de Cl₂ gaseoso dentro del depósito de cenizas sobre la superficie del metal, y lo que le permite reaccionar con el acero de baja aleación formando FeCl₂. El FeCl₂ al tener mayor presión de vapor puede difundirse a través de la capa de de corrosión productos/depositos y reaccionan con el exceso de oxígeno presente en los gases de combustión, de acuerdo con las reacciones siguientes:



Los autores consideran que estas reacciones son las responsables de la regeneración de cloro gaseoso cerca de la superficie del metal y la corrosión severa resultante. Los principios básicos de los mecanismos de la 'oxidación activa' se describen gráficamente en la figura siguiente. Esta proporciona una ilustración de las reacciones

químicas fundamentales que consideran que ocurren dentro de las capas de depósitos de cenizas, de las de corrosión del metal del tubo y de la de interacción con los gases de combustión.

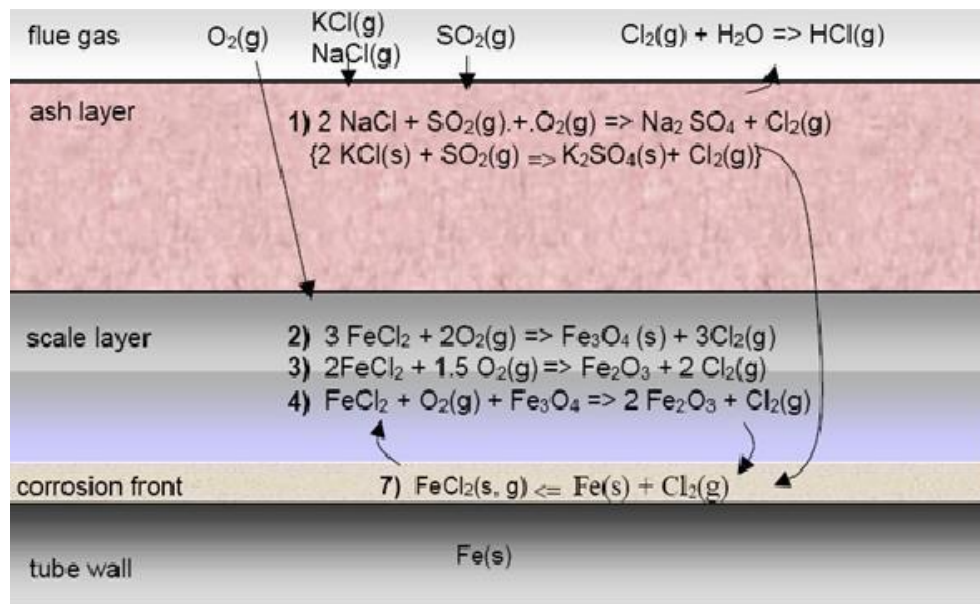


Figura 52 los principios del mecanismo de corrosión denominada 'oxidación activa' (Riedl et al, 1999).

Medidas correctivas y preventivas de la corrosión del lado gases

La experiencia en la operación demuestra que en calderas quemando una amplia gama de biomásas limpias, a temperaturas de vapor por encima de 500°C, se pueden producir tasas muy elevadas de pérdida de metal por corrosión en los tubos de los sobrecalentadores. Mientras que en calderas que queman biomásas contaminadas, con altos contenidos de metales alcalinos, con contenidos significativos de cloro y con contenidos bajos de azufre, se puede producir un alto nivel de corrosión de los tubos de los sobrecalentadores a temperaturas más bajas de vapor.

Se han evaluado una serie de medidas correctivas a los problemas de corrosión que se han observado, como son:

- Limitar el valor de las temperaturas de vapor, en la etapa de diseño de la caldera, a niveles en los que las tasas de corrosión sean aceptables, para

el combustible a utilizar y para los materiales empleados en los sobrecalentadores.

- La utilización de aditivos del lado gases que pueden modificar la composición química de los gases y la de los depósitos de cenizas
- La selección de aleaciones más resistentes a la corrosión para utilizar en la construcción de los sobrecalentadores.

El trabajo de (Montgomery et al 2002), informa de los resultados de un importante programa de ensayos de corrosión en centrales en Dinamarca quemando biomásas de origen vegetal.

Las centrales estaban quemando pajas de cereales y los sobrecalentadores con aleaciones de aceros tanto ferríticos y como austeníticos fueron expuestos a la atmósfera de gases de combustión a temperaturas de metales en el rango de 450-620°C. Se encontró que las tasas de corrosión medido para los materiales de prueba aumentaron con el aumento de temperatura del metal, desde alrededor de < 0,05 mm/1000h a 470°C hasta valores por encima de 1 mm/1000h a temperaturas superiores a los 600°C.

Claramente, el parámetro clave para controlar la velocidad de corrosión es la temperatura del metal del tubo.

También encontraron que todas las aleaciones probadas dieron velocidades de corrosión bastante similares sometidos a las mismas temperatura, aunque parece haber un óptimo en la resistencia a la corrosión superficial de aleaciones con contenido de cromo en el intervalo 15-18%. Estos resultados no son atípicos para calderas que queman biomasa, donde el proceso de corrosión es impulsado por la presencia de cloruros de metales alcalinos en la interface producto/depósito con metal/corrosión.

El uso de aditivos en el lado de combustión para modificar la química de los depósitos de ceniza puede ser de algún beneficio. Esta es una práctica común, por

ejemplo, en calderas de gasoil, donde aditivos basados en magnesia se emplean comúnmente para reducir las tasas relativamente agresivas de desprendimiento del metal asociadas con los óxidos de vanadio y sulfatos en los depósitos de ceniza del gasóleo.

La empresa Vattenfall ha elaborado un aditivo de este tipo, que ha sido de algún valor en la reducción de la concentración de cloruro activo en calderas alimentadas con biomasa así como en las instalaciones de incineración de residuos, y que puede tener una aplicación más amplia (Henderson et al., 2006). Informaron que el uso de un líquido aditivo, denominado ChlorOut, fue eficaz en la eliminación de KCl de los gases de combustión, pero tuvo un pequeño efecto sobre la concentración de SO₂ y el sobre el pH del condensado de los gases de combustión.

Los resultados de corrosión de 1.000 horas de pruebas en una caldera de lecho fluido de 100 MWth quemando madera de demolición, residuos forestales y carbón en Suecia indicaron que hubo una reducción significativa en las tasas de corrosión medidos cuando se aplicó el aditivo.

Vattenfall está aplicando actualmente el sistema de ChlorOut, que comprende tanto el sistema de inyección en el horno del aditivo líquido, como un sistema de medición de cloruro de álcali, en calderas de biomasa y plantas de incineración de residuos.

Como se mencionó anteriormente, las respuestas convencionales para la pérdida excesiva de metal de tubos de caldera debido a la corrosión de alta temperatura incluyen el reemplazo de la tubería afectada con un material más resistente o proteger la tubería con una capa de resistente a la corrosión por proyección o soldadura de superposición. La selección de los materiales adecuados para estas aplicaciones es obviamente un asunto clave y ha sido objeto de experimentación tanto en laboratorio como en calderas en operación.

(Montgomery et al 2002) y (Henriksen et al 2002) comunicaron los resultados de un importante programa de trabajo que implicó la inserción de sondas de corrosión, con distintos tipos de materiales para sobrecalentadores en la corriente de gases de combustión de una caldera de combustión de paja y de la posterior medición de las tasas de desprendimiento de metal. Los principales resultados se resumen en la figura 8 (Henriksen et al., 2002). Esta muestra las tasas de corrosión medido en mm/1000h en función de la temperatura del metal.

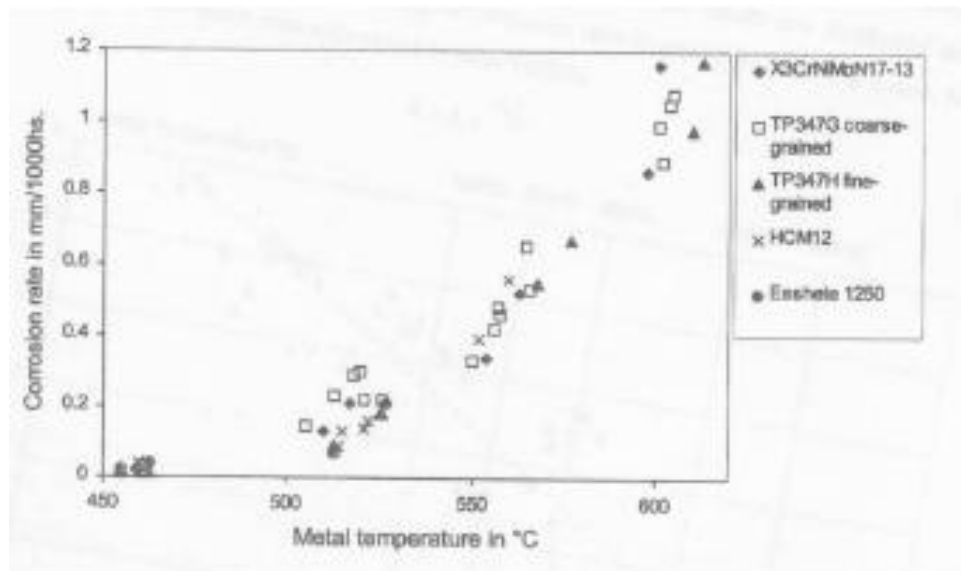


Figura 53 Tasas de corrosión de materiales de las probetas de tubos de caldera expuestos a los gases de combustión de paja, respecto a la temperatura del metal. (Henricksen et al. 2002).

La tendencia principal es clara, las tasas de corrosión aumentan marcadamente con el aumento de la temperatura de metal, como se esperaba. Todos los materiales de sobrecalentadores probados, que tenían un contenido de cromo en el rango de 11,7-18,4%, mostraron las mismas tendencias con la temperatura. En términos muy generales, los autores consideran que la prueba de resistencia a la corrosión de los materiales, con contenido de cromo en el intervalo citado anteriormente, fueron bastante similares a temperaturas de metal de alrededor de 460°C, las tasas de corrosión medidas para todos los materiales fueron en 1000h menos de 0,05 mm, el equivalente de alrededor de 0,4 mm por año. Esto es una tasa relativamente alta de corrosión y es probablemente el resultado de los tiempos de exposición relativamente cortos para los ensayos de sondeo. En metales con temperaturas por encima de 500°C, las tasas de corrosión medidas para todos los materiales de prueba fueron en el rango 0,1-0,3 mm/1000h, o de la orden de 2,4 0,8 mm p.a.

Estas son tasas de corrosión muy altas, que darían lugar a un fallo rápido si fueran aplicables a los tubos de la caldera.

En general, por lo tanto, resulta claro, tanto de las pruebas de laboratorio como de la experiencia en plantas en operación, que la corrosión de alta temperatura de los tubos de sobrecalentadores es una preocupación importante en calderas de biomasa y particularmente en calderas que queman combustibles con elevado contenido de cloro. La clave para evitar la excesiva tasa de desperdicio de metal es la selección, en la etapa de diseño, de la combinación correcta entre la temperatura del vapor y el tipo de material del tubo, para la aplicación específica. También está claro que el uso de aditivos de combustible puede ser de valor en algunos casos, cuando se presentan problemas en plantas en operación.

Erosión y abrasión de componentes de calderas

La erosión y la abrasión de componentes de calderas y otros equipos en plantas que queman combustibles sólidos, están asociadas principalmente con la presencia en los combustibles y las cenizas de partículas minerales duras y especialmente aquellas que son más duras que los aceros y los materiales refractarios empleados para la construcción de las superficies interiores de la caldera.

El cuarzo es la especie mineral que se encuentra comúnmente en las biomásas limpias, en niveles significativos. Es por ello que solo en las biomásas alto contenido de cuarzo, o en aquellas contaminadas con niveles significativos de materiales extraños de elevada dureza, se puede esperar que presenten problemas significativos por erosión y abrasión en componentes metálicos de equipos para la alimentación del combustible, o para los sistemas de combustión

Las cenizas volantes procedentes de la combustión de biomasa en parrillas o en lecho de fluidización tienden, en general, a presentarse en forma de partículas finas

relativamente suaves y no se consideran de naturaleza especialmente abrasiva o erosiva para los tubos de calderas o componentes de sistemas de alimentación y/o combustión.

En términos generales, la mayoría de las biomásas bajo consideración tienen relativamente bajos contenidos de cenizas y por esta razón, los procesos de erosión y abrasión tienden, en general, a ser menos importantes que los que se presentan en plantas de carbón. Sin embargo, hay algunos casos donde la erosión y abrasión pueden ser importantes:

La utilización de alguna biomasa, como pasa con la cascarilla de arroz, que tiene un contenido de cuarzo especialmente alto, puede dar lugar a problemas de abrasión en los sistemas de alimentación del combustible o en los de extracción de cenizas y un desgaste erosivo de los componentes de la caldera,

La formación de cenizas fundidas, particularmente las cenizas de fondo en los sistemas de combustión de parrillas, puede causar daños de erosión y abrasión a los componentes mecánicos y neumáticos de los sistemas de extracción de cenizas.

De acuerdo con lo expresado por (Livingston W R. 2007). "En calderas de biomasa que sufren incrustaciones excesivas en la sección convectiva, se presentan tasas de desgaste erosivo por el impacto de partículas en los tubos de caldera y un desgaste erosivo asociado con el uso regular de los sopladores de la zona convectiva, al intentar controlar el impacto de los depósitos ensuciamiento".

C.- Contenido de cenizas y composición química de las cenizas en la gasificación

Las cenizas pueden causar diversos problemas, sobre todo en los gasificadores de tiro directo o de tiro invertido. La formación de escoria o de clinker en el reactor, ocasionada por la fusión y aglomeración de cenizas, en el mejor de los casos representará un aumento importante de la mano de obra necesaria para el funcionamiento del gasificador. Si no se adoptan medidas especiales, la acumulación de escoria puede ocasionar la formación excesiva de alquitrán y el bloqueo total del reactor. En el caso peor, existe la posibilidad de que se produzcan fugas de aire con el consiguiente riesgo de explosión, especialmente en los gasificadores de tiro directo.

El que se produzca o no la formación de escoria, depende del contenido de cenizas del combustible, de las características de fusión de las cenizas y de la distribución de la temperatura en el gasificador. Unas elevadas temperaturas localizadas en los huecos del lecho de combustible en la zona de oxidación, ocasionados por la formación de cavidades en el lecho, pueden causar la formación de escoria, incluso empleando combustibles con una elevada temperatura de fusión de las cenizas.

En general, no se observa formación de escoria con combustibles que poseen un contenido de cenizas inferior al 5 ó 6%. Cabe esperar una importante formación de escoria en el caso de combustibles que posean un contenido de cenizas del 12 por ciento y más. Para combustibles con contenido de cenizas entre el 6 y el 12 por ciento, el resultado en cuanto a formación de escoria depende en gran medida de la temperatura de fusión de las cenizas, que viene influida por la presencia de oligoelementos que da lugar a la formación de mezclas eutécticas con un bajo punto de fusión.

Para fines de gasificación, el resultado en cuanto a la fusión de las cenizas del combustible se debe determinar en atmósferas de oxidación y de reducción.

En lo que se refiere al contenido de cenizas, la madera en bruto y los carbones de madera rara vez presentan problemas, siendo su contenido de cenizas normalmente del 0,72 al 2,5 por ciento. Sin embargo, en una serie de maderas tropicales (Kissin I. 1942) el contenido de cenizas del carbón vegetal puede ser mucho mayor, no siendo adecuados

estos tipos de carbones para fines de gasificación. La tabla 31 enumera una serie de residuos agrícolas que han sido ensayados, respecto a sus propiedades de formación de escoria, en un pequeño gasógeno de laboratorio de tiro invertido (Jenkins, 1980).

Los gasificadores de tiro directo y de tiro invertido pueden funcionar con combustibles que producen escoria, si se modifican especialmente (parrillas de movimiento continuo y combustión del gas de pirólisis externa). Los gasificadores de tiro transversal que trabajan a temperaturas muy elevadas, de 1.500 °C y más, necesitan precauciones especiales respecto al contenido de cenizas del combustible. Los reactores de lecho fluidizado, debido a su capacidad intrínseca de controlar la temperatura de funcionamiento, sufren menos problemas de derretimiento y fusión de las cenizas.

Combustibles que dan escoria	Contenido de cenizas %	Formación de escoria
Mezcla de paja de cebada	10,3	fuerte
Paja de frijoles	10,2	fuerte

Tallos de maíz	6,4	moderado
Restos de desmotado del algodón	17,6	fuerte
Tallos de algodón prensados	17,2	fuerte
Gránulos de combustible obtenido de desechos	10,4	fuerte
Cáscaras de arroz en gránulos	14,9	fuerte
Paja de cárcamo	6,0	pequeño
Mezcla de cáscaras de nueces, en gránulos	5,8	moderado
Paja de trigo y tallos de maíz	7,4	fuerte
Combustibles que no forman escoria		
Paja de alfalfa prensada	6,0	
Cáscaras de almendra	4,8	
Mazorcas de maíz	1,5	
Huesos de aceituna	3,2	
Huesos de melocotón	0,9	
Huesos de ciruela	0,5	
Cáscaras de nuez (prensadas)	1,1	
Podas municipales de árboles	3,0	
Residuos de fabricación de productos de madera	0,3	
Trozos enteros de Astillas de madera	0,1	

Tabla 31 Formación de escoria de residuos agrícolas en un pequeño gasificador de laboratorio de tiro invertido Jenkins, (1980)

Otro punto interesante es el efecto supuestamente positivo sobre la intensidad de la gasificación de una serie de elementos que actúan como catalizadores. Pequeñas cantidades de potasio, sodio y zinc pueden tener un gran efecto sobre la reactividad del combustible.

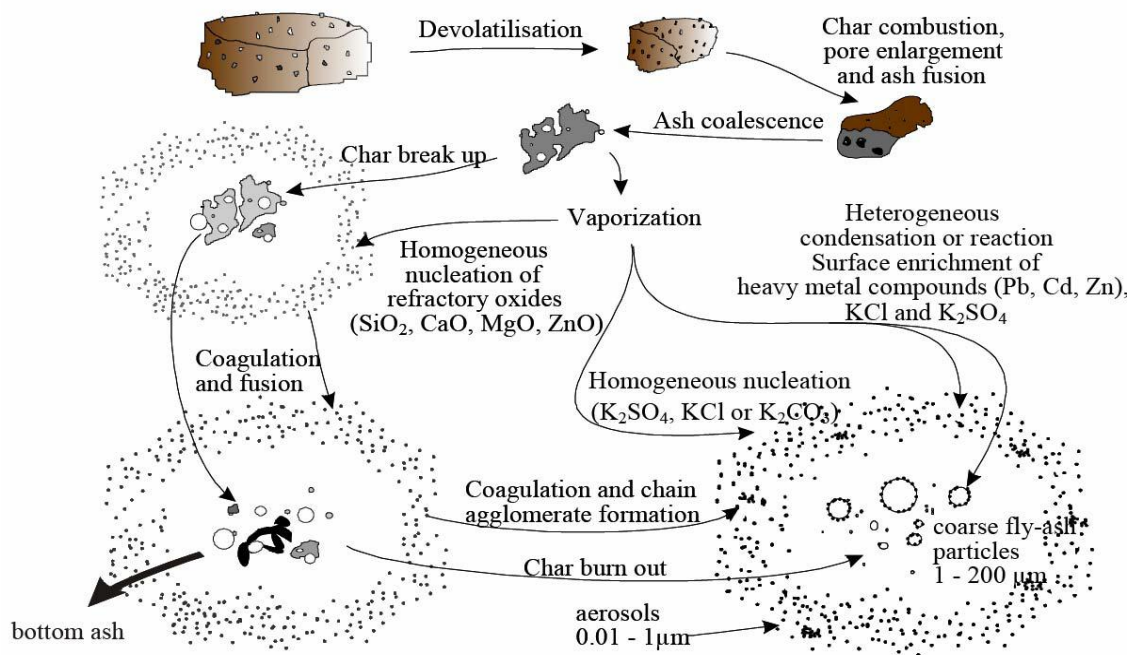


Figura 54 Composición y formación de las cenizas (Oberberger et al, 2004)

Las cuestiones más importantes relacionadas con la ceniza y los problemas tienden a ser similares en muchos aspectos, a las que se aplican en los otros sistemas de combustión de biomasa:

- La fusión total o parcial de los componentes de la ceniza puede dar como resultado la formación de aglomerados de ceniza en los reactores de combustión tanto de lecho fijo como de lecho fluido, esto lleva a tener una distribución de aire deficiente y dificultades con la eliminación de cenizas.
- La formación de depósitos de ceniza en el hogar y en las superficies de intercambio de calor de la caldera
- Incrementar las tasas de corrosión de las superficies del lado gases
- Arrastre de partículas, de nitrógeno, de azufre y de compuestos con cloro, junto con compuestos orgánicos condensables, dentro de los intercambiadores de calor y de los sistemas de limpieza de gases

En gasificadores de lecho fijo, los perfiles de temperatura y las reacciones químicas son muy complejos, particularmente en los gasificadores de aire ascendente, las temperaturas en la zona de oxidación pueden ser hasta alrededor de 1200°C. Existe la posibilidad que ocurra en estos sistemas una importante fusión de las cenizas. La exitosa operación de reactores de lecho fijo depende en gran medida del mantenimiento de una estructura de buen lecho, buena distribución del aire y del gas a través del lecho y de un funcionamiento eficaz del sistema de extracción de las cenizas.

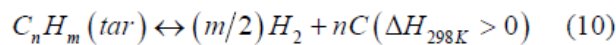
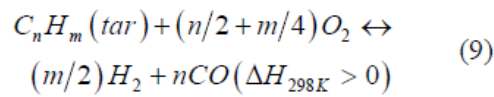
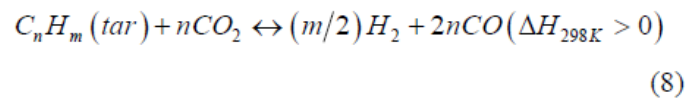
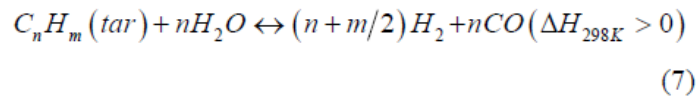
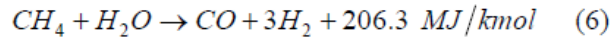
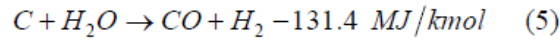
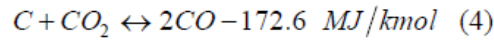
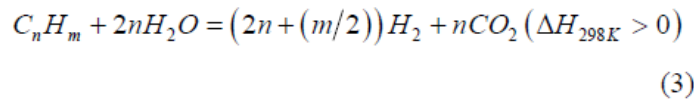
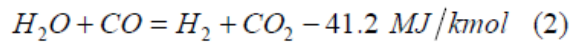
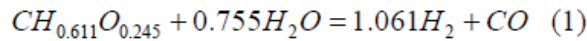
La tendencia de ceniza a fundirse, aglomerarse y formar canales dentro del lecho y las dificultades con el sistema de eliminación de cenizas, son los factores más importantes a tener en cuenta en el diseño y la operación de estos equipos.

(Zevenhoven et al 2001), estudiaron el comportamiento de diferentes materiales para el lecho, gasificando distintas biomazas y concluyeron que:

- Para cenizas de biomasa ricas en sílice, si se utiliza sílice como un material del lecho, se incrementan los riesgos de la aglomeración en el lecho, con una significativa fusión de las cenizas a temperaturas alrededor de 800°C,
- Para las cenizas de biomasa ricas en CaO o cuando se utiliza un lecho de un material rico en CaO, los riesgos de la aglomeración en el lecho a temperaturas normales de operación bajan sensiblemente.

D- Mecanismo de catalizador en la gasificación de biomasa

En general, las reacciones de gasificación con aporte térmico por medio de vapor incluyen dos pasos. El primer paso es una descomposición termoquímica de la biomasa en la producción de alquitrán, carbón y volátiles, este paso denominado pirólisis primaria, se podría llevar a cabo a desde una temperatura baja del orden de 300 °C, y se mantendrá hasta que se alcance una temperatura de 700 °C o incluso mayor. El segundo paso incluye las reacciones del CO, CO₂, H₂ y H₂O con los gases de hidrocarburos y el carbono en la biomasa, produciendo de ese modo productos gaseosos. El mecanismo de gasificación catalítica de biomasa con vapor puede ser descrita por las siguientes reacciones como se muestra en Ecuaciones de la (2) a la (10) según (Turn S., et al, 1998 y Dalai K., et al 2009):



La dolomita calcinada puede acelerar la velocidad de reacción del vapor con el alquitrán y el carbón, y también participar en las reacciones secundarias de acuerdo con (Wei L., et al 2006). Además, como la dolomita calcinada se compone de CaO y MgO, estos se convierten en Ca (OH)2 y Mg (OH)2 con rapidez ante la presencia de humedad y a su vez algunos de estos, al reaccionar con el CO2 producido durante la reacción de gasificación, se pueden convertir en CaCO3 y MgCO3 utilizando el CO2 como absorbente según (Gallucci K., et al 2008) y (Mahishi M. R. and D. Y. Goswami, 2007), la absorción de CO2 contribuye a la reacción indicada como ecuación (2) y a la reacción de gasificación de carbón según la ecuación (4), que conducen a la producción de gas rico en hidrógeno y un alto contenido de gas combustible.

En general, de acuerdo con (Wang L., 2008) y (Weerachanchai P., et al 2009), hay tres grupos de catalizadores que se utilizan principalmente para eliminar el alquitrán de la producción de gas:

- 1) Los catalizadores naturales, tales como la dolomita y el olivino (Silicato de magnesio, hierro con la fórmula (Mg, Fe) 2SiO4)
- 2) Los catalizadores base-alcálinos como las de Li, Na, K, Rb, Cs y Fr,

3) Los catalizadores base-metal como las bases de níquel.

La dolomita es el catalizador más común que elimina de forma efectiva los hidrocarburos pesados de la corriente de gas, y reduce el contenido de alquitrán de los efluentes mejorando el rendimiento del gas. Además es barato y abundante. Sin embargo, solo es significativamente activo por encima de los 800°C.

4. METODOLOGIA DEL ANALISIS ENERGETICO Y EXERGETICO

La descripción del método que se utilizará en esta Tesis para aplicarlo en la planta en estudio, está desarrollado en detalle entre otras en las siguientes referencias (Moran M.J., 1982), (Moran M.J. & Shapiro H.N., 1995), (Cengel Y.A., 1996), (Cengel Y.A., Boles M.A., 1994), (Kotas T.J. I y II, 1980), (Kotas T.J. 1995), (Ibrahim bin Hussein et al, 1998) y (Rosen M.A., 1999) estas mismas son las utilizadas por otros autores que han realizado trabajos de análisis energéticos y exergéticos aplicados a diversos procesos de plantas de generación de energía

EL método de análisis energético y exergético se puede secuenciar por los siguientes pasos según (Rodoreda M. 2005):

- Descripción del sistema y del proceso que se va a analizar.
- Realizar una división del sistema en volúmenes de control con fronteras especificadas claramente
- Definir el ambiente de referencia del sistema
- Realizar las simplificaciones necesarias para poder trabajar con un modelo manejable
- Calcular los balances de energía y la destrucción de exergía de cada componente
- Definir y calcular las eficiencias exergéticas y demás parámetros para cada componente

Desarrollamos a continuación cada una de los pasos mencionados precedentemente:

Descripción del sistema

En esta etapa es necesario definir el proceso o sistema a estudiar, describiendo su funcionamiento y cada una de sus fases, con entradas, salidas, etc. Diagramas esquemáticos como los diagramas de flujo así como la información detallada de las partes del proceso serán sumamente útiles para la definición de las variables a considerar

durante el análisis. Se adjunta el esquema propuesto por (Moran et al 1994) para abundar en la claridad de los conceptos en juego.

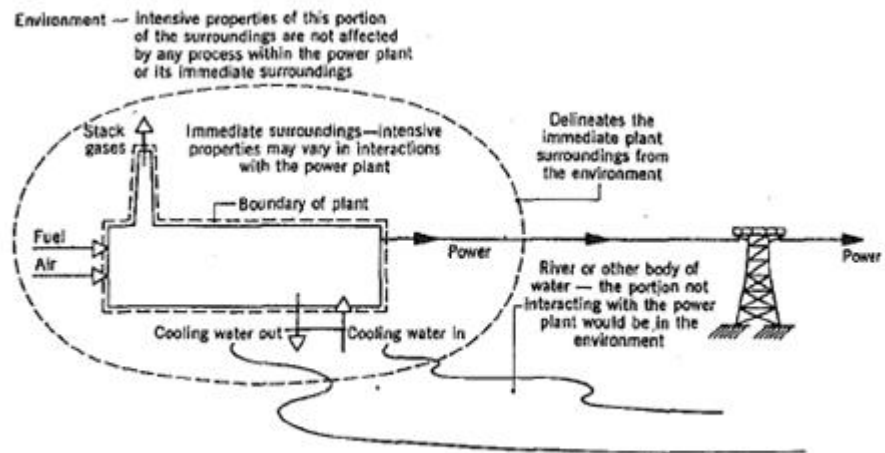


Fig. 2 System, immediate surroundings, and environment

Figura 55 Sistema frontera y medioambiente fuente (Moran et al 1994)

Determinación de los volúmenes de control

Para aplicar el método de análisis exergético a un sistema determinado, se debe dividir al mismo convenientemente en volúmenes de control. Generalmente esta división se hace en componentes del equipo o ciclo, o bien etapas del proceso a analizar.

La frontera del volumen de control puede ser tanto real como imaginaria. En el caso de que exista intercambio de calor entre el volumen de control y el ambiente, se debe indicar la temperatura de la frontera en las partes donde ocurre el intercambio de calor, es decir, debe indicarse si el gradiente de temperaturas se encuentra dentro o fuera de dicha frontera, ya que en el primer caso, la destrucción de la exergía debida a una caída de la temperatura del fluido se considera una irreversibilidad interna al componente, mientras que el segundo caso se considera una pérdida de exergía y por lo tanto una irreversibilidad externa.

Ambiente de referencia del sistema. Estado muerto.

La exergía es una propiedad inherente al sistema una vez que el ambiente ha sido especificado. El ambiente de referencia para el cálculo de la exergía de un sistema termodinámico estará constituido según (Kestin J., 1980) por la unión de tres grandes reservorios: un reservorio de energía, un reservorio de volumen y un reservorio de masa, tenemos entonces que el ambiente de referencia estará definido por el siguiente estado físico:

- La temperatura ambiente, t_0 , para el reservorio de energía.
- La presión atmosférica, p_0 , para el reservorio de volumen.
- Potenciales químicos μ_0 , y masas M para las n especies químicas del reservorio de masa.

Los valores de estas magnitudes, y por tanto, del ambiente de referencia al sistema se definirán tomando como referencia los valores estándar de temperatura y presión de la zona de la Planta en estudio.

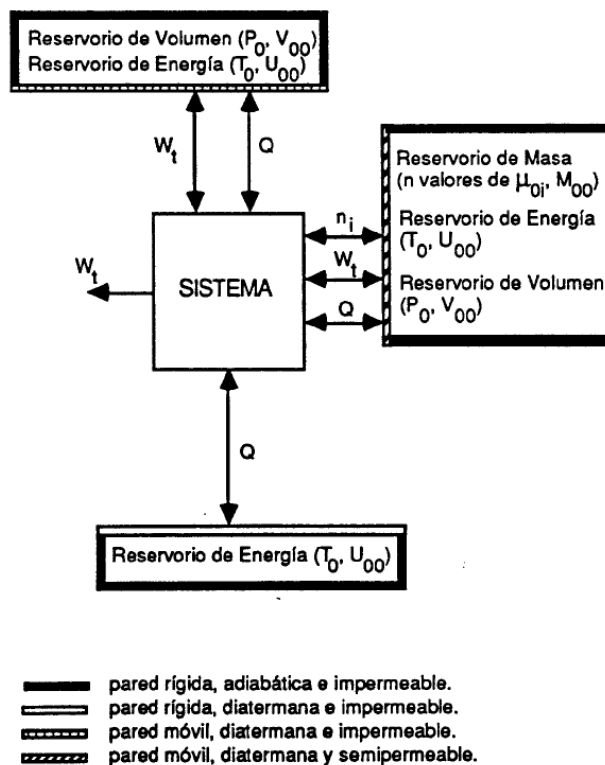


Figura 56 Interacciones posibles entre un sistema y el ambiente de referencia Fuente Guallar J., Valero A.

El reservorio de energía intercambiará energía de tipo térmico Q , el de volumen intercambiará energía de tipo mecánico W_t , y el reservorio de masa intercambiará masa n_j .

Las interacciones del ambiente de referencia con cualquier sistema pueden ser de tres tipos:

- Transferencia de calor
- Transferencias de calos y trabajo
- Transferencias de masa, calor y trabajo

Simplificaciones

Los procesos reales resultan a veces demasiado complejos y requieren simplificaciones para poder desarrollar modelos termodinámicos que los representen. Generalmente, para fines de análisis exergéticos se adoptan las siguientes simplificaciones (Lozano, M.A., 1987)):

- Todos los componentes del sistema operan en estado estacionario.
- Todos los gases se consideran ideales
- Los efectos de la energía cinética y de la potencial de los flujos másicos de las corrientes que entran o salen del volumen de control se desprecian, ya que las variaciones en estas formas de energía resultan despreciables comparados con los cambios en la entalpía de los flujos másicos de las mismas corrientes.
- El proceso termodinámico es abierto a las interacciones con el entorno.
- Las pérdidas de calor por radiación y convección en las calderas industriales son del orden del 1al 2% respecto de la energía de entrada del combustible (Basu P. et al 2000) y (Fauklker L., 2010). Se adopta un valor medio de 1.5%.
- Las pérdidas debidas a los inquemados en las cenizas son iguales o inferiores al 2% de la entrada de energía del combustible (Basu P., et al 2000). Se puede adoptar un valor medio del 1,5% para tener en cuenta esas pérdidas.
- Para calderas grandes, la temperatura del gas en chimenea está en el rango de 160-190 ° C (Basu P. et al 2000). Se adopta un valor medio de 170 ° C como la temperatura de los gases en chimenea.

- Las turbinas de vapor reales tienen una eficiencia isoentrópica en el rango del 60 al 90%, mientras que las eficiencias isoentrópicas de las bombas están en el rango de 75 al 100% (Drbal L. F 1996). Se supone que la eficiencia isoentrópica de la turbina es del 76%, mientras que cada bomba tiene una eficiencia isoentrópica del 88%.
- La eficiencia mecánica de una turbina en la literatura (Suresh M. V. J. J. et al, 2010) y (Tsatsaronis G. et al 1985) está en el rango de 95-99%. Se supone que el rendimiento mecánico de cada turbina de vapor es del 99%.
- La eficiencia del generador según la literatura (Suresh M. V. J. J. et al, 2010) y (Tsatsaronis G. et al 1985) está en el rango del 98 al 99%. Se supone que el generador tiene una eficiencia del 98%.

A.) Balances de energía, materia y exergía.

En esta etapa se aplican las ecuaciones para calcular los flujos de masa y energía mediante un análisis de primera ley. En base a las ecuaciones señaladas en el apartado anterior, se realizan los balances de exergía y el cálculo de la destrucción de exergía de cada componente del sistema cerrado, adiabático, no reactivo y estacionario que es nuestro objeto de análisis. Este estudio otorga una visión más amplia del sistema en su fase de uso y los posibles aspectos a optimizar del mismo.

B.) Eficiencia exergética

Para el cálculo del rendimiento, se hace uso de la siguiente ecuación:

$$\text{Rendimiento exergético} = \frac{\text{Flujo de exergía utilizado}}{\text{flujo de exergía consumido}}$$

Este valor nos brinda un parámetro con el cual evaluar el aprovechamiento exergético del sistema, y también la cantidad de exergía que está siendo utilizada.

Para conocer la eficiencia exergética de un sistema es necesario calcular previamente los flujos de exergía útil, exergía recuperable y exergía perdida; con ello estamos definiendo la ubicación y magnitud de los sumideros de exergía del sistema.

C.) Ecuaciones generales de equilibrio

Una vez definidos el sistema y el proceso que se va a analizar y realizada una división del proceso en volúmenes de control con fronteras especificadas claramente de acuerdo a la figura que se muestra a continuación se procede a analizar cada componente de la planta con el objeto de identificar los flujos de energía y exergía que actúan sobre este.

A partir de lo cual se determinan la energía total, las eficiencias exergéticas y la destrucción de exergía a lo largo de toda la planta.

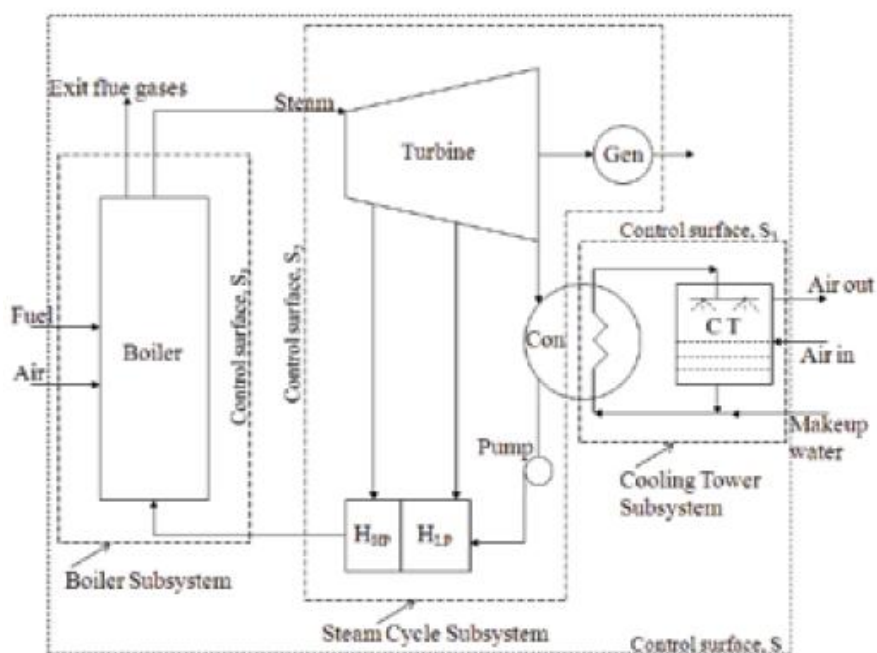


Figura 57 esquema de una central termoeléctrica y sus volúmenes de control. Fuente (Ganapathy T. et al, 2009)

Las ecuaciones básicas incluidas en un análisis termodinámico son las correspondientes a los balances de masas de energías y de exergías y las ecuaciones de

eficiencia. Con la ayuda de esos balances se pueden calcular las entradas y salidas netas. A partir de estas se pueden calcular la eficiencia tanto energética como la exergética

Se utilizan aquí las representaciones de (Rosen M. A. et al 2007) y (Moran M.J., et al 1994) para escribir los balances respectivos y encontrar las eficiencias apropiadas.

Para un proceso de estado estacionario, las ecuaciones de equilibrio general de masa, energía y exergía pueden escribirse como:

Balance de masa:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e$$

Balance de Energía:

$$\sum_i \dot{E}_i + \dot{Q}_i = \sum_e \dot{E}_e + \dot{W}$$

Despreciando las energías cinética y potencial, la ecuación de balance de energía se puede escribir como:

$$\sum_i \dot{m}_i h_i + \dot{Q} = \sum_e \dot{m}_e h_e + \dot{W}$$

Y el balance de exergía como:

$$\sum_i \dot{E}x_i + \sum_j \left[1 - \frac{T_o}{T_j}\right] \dot{Q}_j = \sum_e \dot{E}x_e + \dot{W} + \dot{I}$$

La exergía asociada con un flujo de masa es la suma de las exergías física y química. En una caldera, estarán involucrados ambos términos de exergía tanto los físicos como los químicos porque en esta tiene lugar una reacción química en la cámara de combustión, mientras que con los componentes del ciclo de vapor sólo está asociada la exergía física. La exergía específica de flujo asociada con un estado especificado puede escribirse como:

$$ex = ex^{ph} + ex^{ch}$$

La exergía física específica se define como:

$$ex^{ph} = (h - h_o) - T_o(s - s_o)$$

Mientras que la exergía química específica se define como:

$$ex^{ch} = ex_o^{ch} + R_u T_o \ln x_i$$

En esta ecuación x_i es la fracción molar de la especie i y ex_o^{ch} es la exergía molar a la temperatura de referencia.

Varios autores como (Lozano M. A. y Valero A. 1982), (Kameyama H. et al 1982), (Szargut J. 1989), (Gallo W. L. R. y Milanez L. F 1990) y (Rivero R. y Garfias M. 2006), han propuesto métodos de cálculo de la exergía química de los elementos para sustancias orgánicas y/o inorgánicas. Se adoptan en esta Tesis, para la exergía química de los diferentes elementos, los valores propuestos por (Szargut J. y Morris D. R 1986). Los valores indicados en ese modelo están basados en una temperatura estándar de 25°C. Estos valores se pueden corregir para la temperatura de referencia por la ecuación indicada por (Kotas T. J 1980)

$$ex_o^{ch} = \frac{T_o}{T^o} ex_{ch}^o - \frac{\bar{h}_f^o T^o - T_o}{T^o}$$

Donde ex_o^{ch} , h_f^o , T^o y T_o son la exergía molar estándar, la entalpía de formación a la temperatura estándar de formación y la temperatura de referencia respectivamente. Los valores para las exergías molares estándar que se utilizarán son los indicados por (Cengel, Y. A. y Boles, M. A. 2006), que se muestran en la tabla siguiente:

Substance	Standard Enthalpy (MJ/mol)	Standard Exergy (MJ/mol)
O _{2(g)}	0	3.97
N _{2(g)}	0	0.72
CO _{2(g)}	-393.52	19.87
H ₂ O _(g)	-241.82	9.5
H ₂ O _(l)	-285.83	0.9
SO _{2(g)}	-297.10*	313.40
NO _(g)	90.59*	88.90
NO _{2(g)}	33.72*	55.60

Tabla 32 valores estándar de entalpía y exergía de varias sustancias. Fuente Cengel y Boyles 2006

(*) Estos valores se han obtenido de las otras fuentes citadas

Las ecuaciones generales de eficiencia termica se pueden expresar de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{\text{Energía Neta de salida}}{\text{Energía entrante}}$$

De manera análoga la eficiencia exergética de una planta termoeléctrica se calcula con:

$$\psi = \frac{\text{Trabajo neto de salida}}{\text{exergía de entrada}}$$

D.) Análisis exergético

En el esquema que se muestra a continuación se muestran los componentes del ciclo y sus interrelaciones que nos servirán para detallar las ecuaciones de balance de energía y exergía en cada equipo y las eficiencias energética y exergética de los mismos y del ciclo en su conjunto.

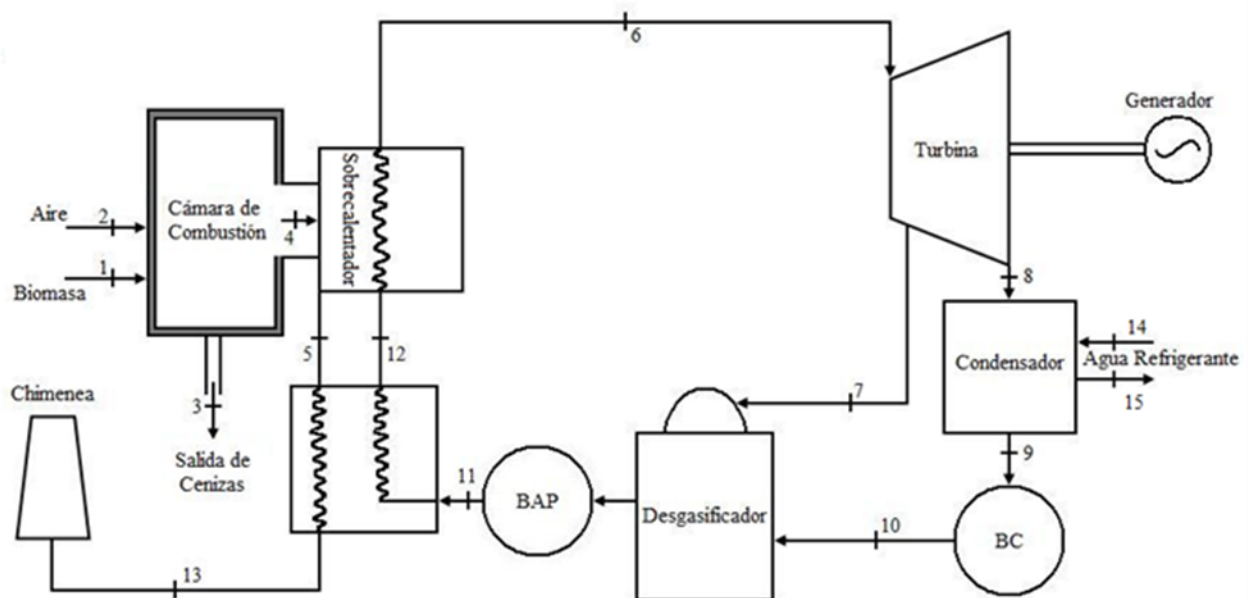


Figura 58. Esquema de principio de la planta en estudio

Se detallan a continuación las ecuaciones que se emplearán en los cálculos de análisis energético y exergético aplicadas a la planta en estudio

El análisis de exergía es la combinación de la primera ley con la segunda ley de la termodinámica. En este análisis, el calor no tiene el mismo valor que el trabajo, y las pérdidas de exergía representan las pérdidas reales de trabajo. Cuando se quieren

analizar tanto nuevos como complejos sistemas térmicos, es necesario complementar la experiencia con herramientas de análisis cuantitativos más rigurosas.

El análisis de exergía proporciona esas herramientas y ayuda en la localización de puntos débiles en un proceso. Este análisis proporciona una medida cuantitativa de la calidad de la energía en términos de su capacidad para realizar trabajo y conduce a un uso más racional de la energía. En general, la exergía específica denotado por "ex" se calcula con la ecuación que figura a continuación.

$$ex = ex_{k.e} + ex_{pe} + ex_{ph} + ex_{ch}$$

Donde del otro lado de la igualdad se expresa la suma de las exergías cinética, potencial que en este análisis se consideran despreciables. Los otros términos representan la exergía física debida a los cambios de presión y/o temperatura y la exergía química debida a las reacciones.

Análisis exergético de la caldera

Como se muestra en la figura anterior la caldera se divide en dos subsistemas uno es la Cámara de Combustión y el otro los Intercambiadores de Calor formados por el conjunto de los pasos del sobrecalentador, los balances de masas y energía se escriben para cada uno de los subsistemas con luego se calculan los balances y la eficiencia energética para toda la caldera.

Análisis energético de la cámara de combustión

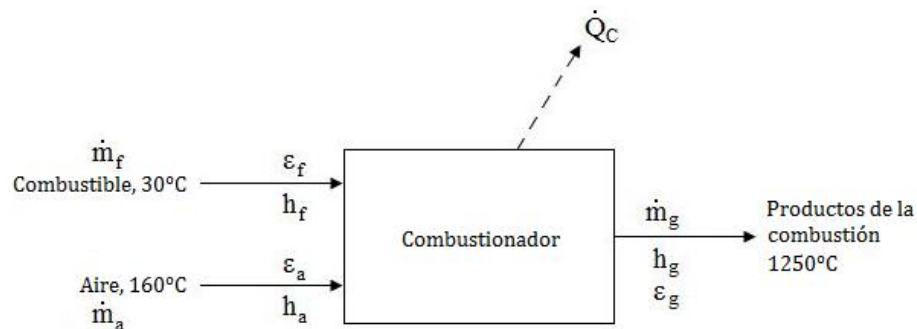
Los productos entrantes (reactantes) como el aire y el combustible biomásico lo hacen a las condiciones del ambiente y reaccionan formando una combustión a una temperatura T_c . Si consideramos un estado estacionario, el proceso que se desarrolla no involucra trabajo y los balances de energía y de exergía se reducen a:

$$\sum_i n_R h_R + Q = \sum_i n_C h_C$$

Donde n_R , h_R , n_C , h_C , Q son los flujos molares de los reactantes y de los productos, las entalpias específicas de los productos y de los reactantes, y el calor cedido desde la cámara de combustión a la caldera.

El flujo molar de los reactantes es la suma del flujo molar de cada uno de sus elementos constituyentes que salvo para el aire, son los que se determinan en el análisis del combustible

Para La cámara de combustión como se muestra en la figura los balances de energía y exergía se expresan de la siguiente forma:



Balance de masas

$$m_c + m_a = m_g$$

Donde el punto indica cantidades por unidad de tiempo y donde los subíndices corresponden el (c) al combustible el (a) al aire y el (g) a los gases de combustión.

Balance de energía

$$m_c h_c - h_g + m_a h_a - h_g = Q_{ca}$$

Balance de exergía

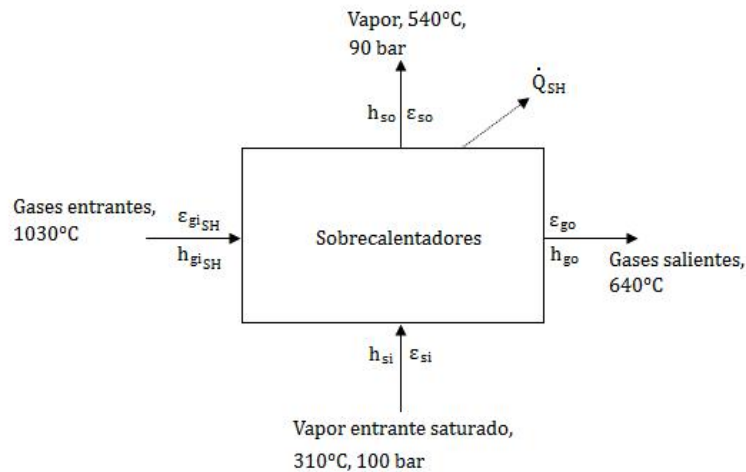
$$m_c ex_c - ex_g + m_a ex_a - ex_c - Ex_{Q_{ca}} = I_{ca}$$

El combustible Biomásico entra a la cámara de combustión a temperatura y presión ambiente.

Sobrecalentador

El sobrecalentador de la nueva caldera, en el caso de la planta en estudio, consta de 4 partes todas trabajan a convección ya que no hay zona radiante a la que este expuesta ninguna de sus partes como se ve en el corte de la caldera. Para la caldera original si existe una parte radiante pero no se tendrá en cuenta dado que en cálculo para esta es solo comparativo y aproximarlos a una transmisión por radiación que se sabe, empeora su eficiencia no afecta al resultado comparativo.

Las ecuaciones empleadas para el análisis del sobrecalentador son las siguientes:



Balance de masas:

Para el lado gases

$$m_{geSC} = m_{gsSC} = m_g$$

Para el lado vapor

$$m_{veSC} = m_{vsSC} = m_v$$

Balance de energía:

$$m_g h_{ge} - h_{go} + m_v h_{ve} - h_{vs} = Q_{SC}$$

Balance de exergía

$$m_g ex_{ge} - ex_{gs} + m_v ex_{ve} - ex_{vs} - Ex_{Q_{SC}} = I_{SC}$$

Economizador

El economizador en la caldera nueva consiste en tres cuerpos de tubos en tresbolillo conectados hidráulicamente en serie y conectados de la misma forma respecto del paso de aire con los flujos a contracorriente como se muestra en la figura:

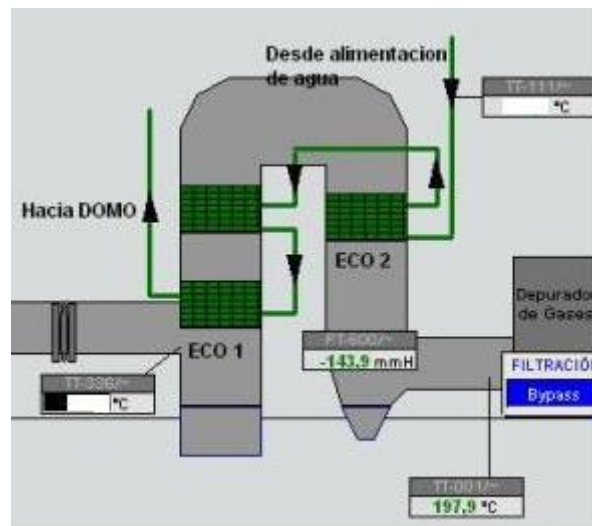


Figura 59 Economizador de la nueva caldera. Fuente esquema de caldera nueva

Las ecuaciones que se indican a continuación son las que representan los balances de masas, energía y exergía para el análisis del economizador como sistema.

Balance de masas:

De agua

$$m_{we} = m_{ws} = m_w$$

De gases

$$m_{ge} = m_{gs} = m_g$$

Balance de energía:

$$m_g h_{ge} - h_{gs} + m_w h_{we} - h_{ws} = Q_{ECO}$$

Balance de exergía

$$m_g ex_{ge} - ex_{gs} + m_w ex_{we} - ex_{ws} - Ex_{Q_{ECO}} = I_{ECO}$$

Subsistema general de caldera (S1)

El subsistema general de caldera de la planta es el indicado por la superficie de control "S1" como se muestra en la figura. Las pérdidas globales de la caldera se calculan utilizando el método indirecto de las pérdidas de energía. La eficiencia energética de la caldera se calcula entonces por medio del método de las pérdidas. Las pérdidas de exergía y la eficiencia exergética se determinan utilizando las ecuaciones que figuran a continuación:

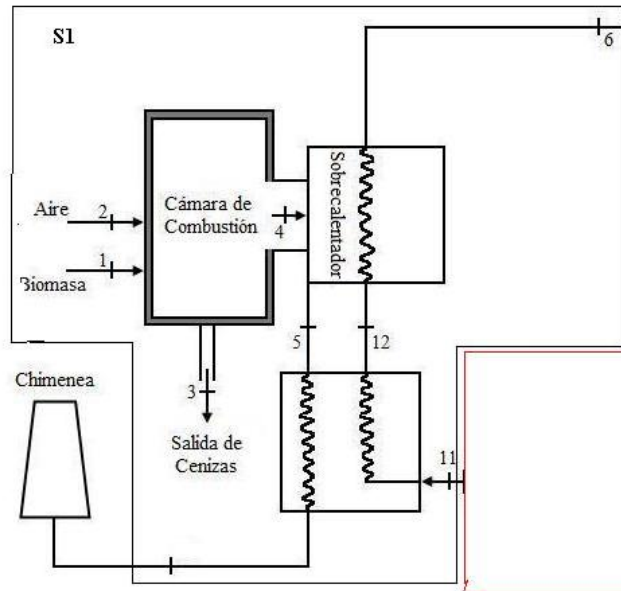


Figura 60 Esquema del subsistema S1 de la planta en estudio

$$m_{comb} ex_{comb} - ex_g + m_a ex_a - ex_g + m_v ex_w - ex_v - Ex_{Q_C} = I_C$$

$$\Psi_C = m_v ex_v - ex_w / m_{comb} ex_{comb} \times 100$$

Subsistema del ciclo de vapor (S2)

Este subsistema incluye cinco componentes principales, que son, turbina, condensador, calentador desgasificador del agua de alimentación, bombas de extracción de condensado y bombas de alimentación.

Se detallan en esta sección, el balance de masas y los balances de entalpía y exergía de los componentes del subsistema. Las ecuaciones de balances de energía para cada componente que figuran a continuación se utilizan para averiguar las pérdidas de energía, mientras que las destrucciones de exergía se extraen de los balances de exergía.

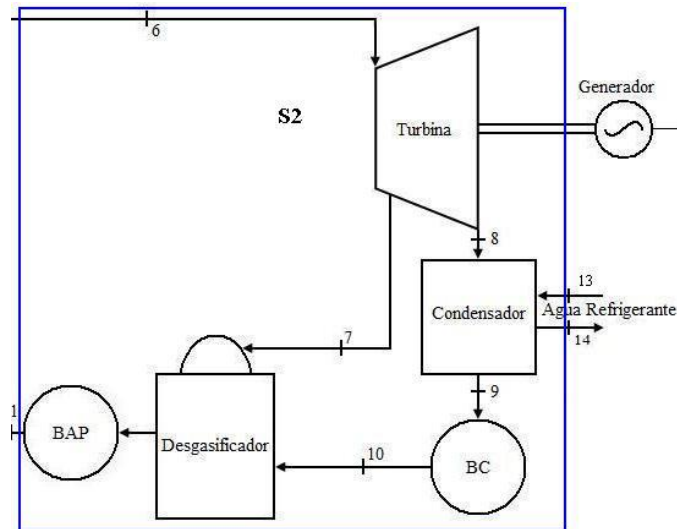


Figura 61 Esquema del subsistema S2 de la planta en estudio

Turbina de vapor:

El estado intermedio de extracción de la turbina denominado punto 7 es de donde se extrae el vapor para el calentador desgasificador, mientras el punto 8 corresponde al estado de salida del vapor de la turbina, como se indica en la figura anterior. El balance de masas y los balances de energía y de exergía para la turbina de vapor, se indican a continuación

$$m_6 = m_8 + m_{7ext}$$

$$m_6 h_6 - m_8 h_8 - m_{7ext} h_{7ext} - W_T = Q_T$$

$$m_6 ex_6 - m_8 ex_8 - m_{7ext} ex_{7ext} - W_T - Ex_{Q_T} = I_T$$

Condensador:

El balance de masas energía y exergía en el condensador se expresan por:

$$m_8 = m_9$$

$$m_8 h_8 - h_9 = Q_{Con}$$

$$m_8 ex_8 - ex_9 - Ex_{Q_{Con}} = I_{Con}$$

Las ecuaciones correspondientes al flujo de agua a través del condensador hacia las torres tienen una variación muy pequeña tanto desde el punto de vista energético como exergético que no se toman en consideración

Calentador desgasificador del agua de alimentación:

Este es el único precalentador para el agua de alimentación que tiene este ciclo y se trata de un calentador de mezcla, cuya función además de aumentar la entalpía del agua de alimentación es realizar una desgasificación de esta agua, por medio de un sistema de mezcla con vapor de la extracción de la turbina, con el objetivo de eliminar principalmente el oxígeno disuelto en la misma evitando la corrosión de la turbina.

Los balances de masas energía y exergía son los siguientes:

$$m_{10} + m_7 = m_{11e}$$

$$m_{10}h_{10} + m_7h_7 - m_{11e}h_{11e} = Q_{desgasif}$$

$$m_{10}ex_{10} + m_7ex_7 - m_{11e}ex_{11e} - Ex_{Q_{desgasif}} = I_{desgasif}$$

Bombas de extracción de condensado:

Para estas bombas las ecuaciones de balances de masas energía y exergía son las siguientes:

$$m_9 = m_{10}$$

$$m_9 h_9 - h_{10} + W_{BEC} = Q_{BEC}$$

$$m_9 ex_9 - ex_{10} + W_{BEC} = I_{BEC}$$

Donde las pérdidas de calor de las bombas de extracción de condensado se producen a temperatura ambiente. Por lo que las pérdidas exergéticas debidas a las pérdidas de calor desde las bombas a temperatura ambiente son cero.

Bombas de Alimentación a Presión:

Los balances de masas energía y exergía para las bombas de alimentación a presión, son las que se muestran a continuación:

$$m_{11e} = m_{11s}$$

$$m_{11e} h_{11e} - h_{11s} + W_{BA} = Q_{BA}$$

$$m_{11e} ex_{11e} - ex_{11s} + W_{BA} = I_{BA}$$

En este caso también las pérdidas de calor de las bombas de alimentación a presión se producen a temperatura ambiente. Por lo que las pérdidas exergéticas debidas a las pérdidas de calor desde las bombas a temperatura ambiente son cero.

Total del subsistema ciclo de vapor (S2):

En todo el subsistema S2 las pérdidas de energía y exergía se determinan por las ecuaciones de balance de masas energía y exergía. Las eficiencias se calculan según la primera y segunda leyes de la termodinámica.

$$m_6 = m_{11e}$$

$$m_6 h_6 - h_{11e} - Q_{Con} - W_T = Q_{CV}$$

$$m_6 ex_6 - ex_{11e} - Ex_{Q_{Con}} - W_T - Ex_{Q_{CV}} = I_{CV}$$

D - LA OPERACION DE UNA PLANTA DE BIOMASA UN CASO DE ESTUDIO

1. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA EN ESTUDIO

Durante cuatro años se ha realizado el seguimiento, estudio y análisis de la operación y los resultados de explotación de una planta de generación de energía eléctrica utilizando biomasa como combustible.

Dicha planta pertenece a Térmica AFAP, S.A. y está ubicada en el término municipal de Villacañas provincia de Toledo, España, cuenta con una potencia de generación de 7.800 kW.

Los datos de diseño y la proyección de los resultados operativos de la misma se basan en obtener un nivel de explotación de 8.000 hs/año con una energía total producida al año de 62.400.000 kWh.

1.1 DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES

La planta de generación eléctrica es del tipo de ciclo Rankine y consta de una caldera acuotubular de producción de vapor alimentada por biomasa con su correspondiente turbina a condensación con una extracción de vapor para el desgasificador. Todo el equipamiento dispone de los sistemas auxiliares necesarios: sistema de tratamiento de aguas, torres de refrigeración, condensador, desgasificador, sistema de alimentación de combustible, aire de admisión, estación de aire comprimido, estación receptora de gas natural con ERM de media presión, conductos, tuberías, obra civil, instalación eléctrica y de control, etc.

La central, aprovecha los residuos de madera procedentes de la fabricación de puertas como combustible para la caldera acuotubular de producción de vapor sobrecalentado a alta presión, que se expande en un turbogenerador produciendo electricidad. Parte de esta electricidad y de este vapor se utiliza como consumo interno y el excedente de electricidad es exportado a la Red Eléctrica.

La instalación está diseñada para un funcionamiento de 24 horas diarias, con paradas para el mantenimiento de la planta, siendo el total de horas anuales de funcionamiento previstas de 8.000.

Los combustibles utilizados son:

- Residuos de madera. Se disponen de 51.200 t/año de una madera de composición 70% de serrín y el resto de recortes de madera y aglomerado con tamaño inferior a 7 mm. Tiene una composición de carbón de 51% con un poder calorífico inferior de 4.000 kcal/Kg.
- Gas natural. Con un poder calorífico inferior de 9.100 kcal/Nm³, suministrado por Gas Natural.

Los consumos indicados son por tanto sin gas natural, sólo con residuos de madera:

- Consumo aproximado: 6,4 t/h
- Calor horario disponible 25.600 te.

1.2. Ciclo termodinámico de la planta

El proceso productivo llevado a cabo en la instalación, Figura 62, está compuesto por las fases de almacenamiento y alimentación de combustible, generación de vapor y condensación, que se describen a continuación de forma detallada.

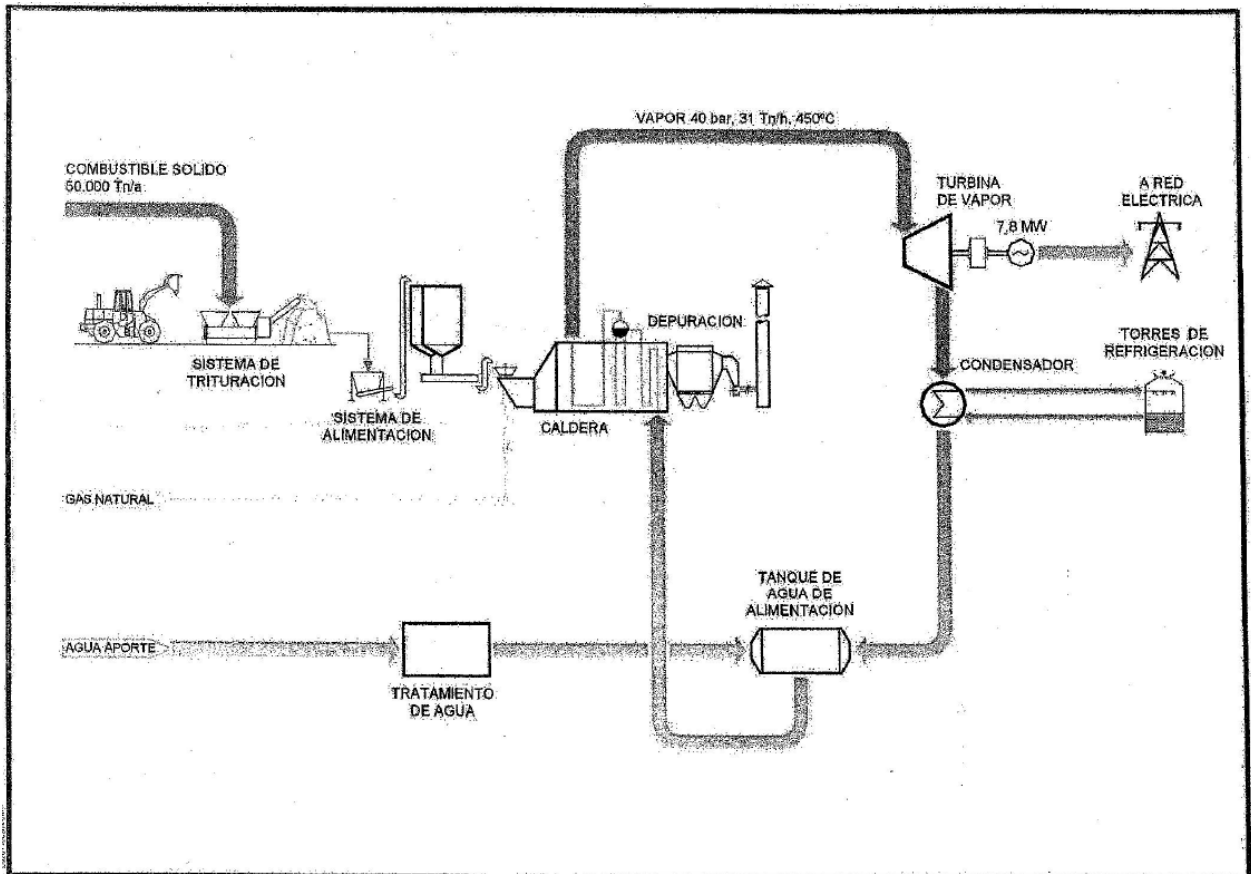


Figura 62 Diagrama de proceso de la central de TÉRMICA AFAP

A continuación en la figura 63 se muestra el balance de masas y energía de la planta con los parámetros originales del diseño:

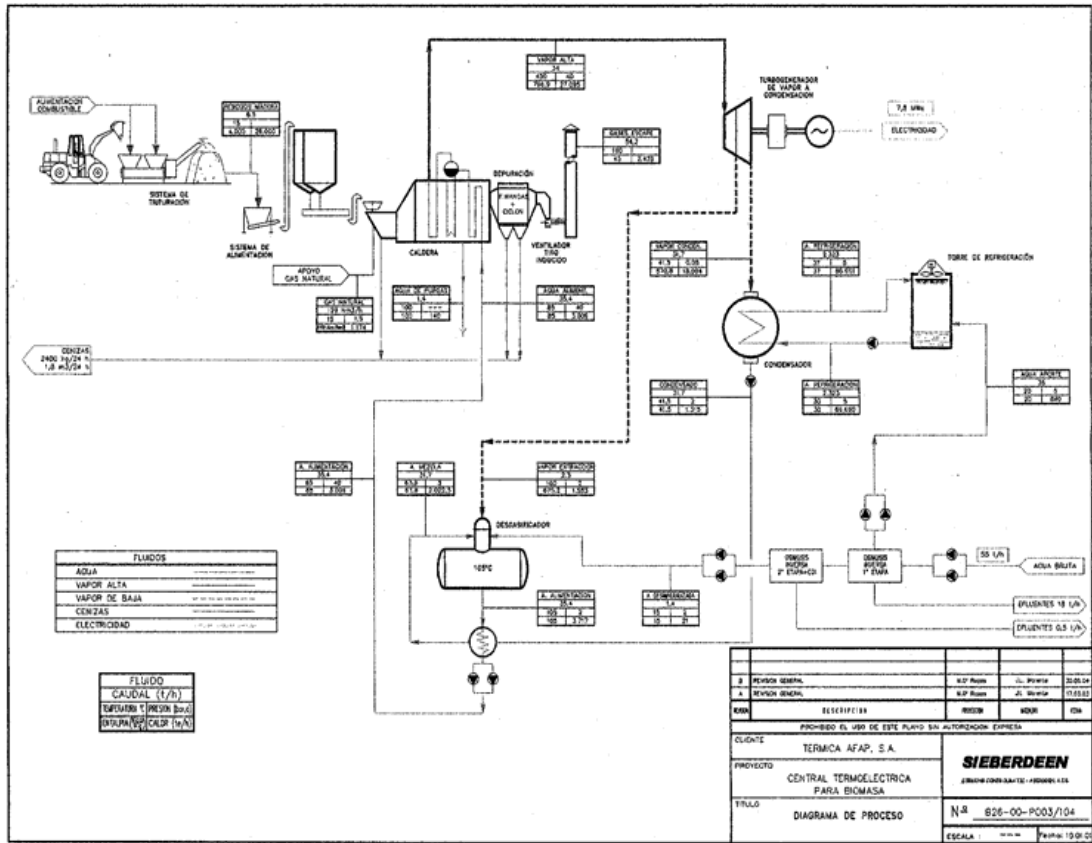


Figura 63 balance de masas y energías

1.3. Datos de equipos principales

A. INSTALACIÓN DE TRITURACIÓN Y MOLIENDA DE RESIDUOS

En esta instalación se inicia el proceso que comienza con la tritución, hasta la granulometría deseada, de todos los residuos procedentes de las fábricas de puertas que tengan una granulometría mayor de 25-30 mm.

La planta de tritución cuenta con una tolva de recepción de material, una cinta en Z de gran anchura y una astilladora de cuchillas fabricada por Sconiner de 2 x 90 kW, con una producción en función de las características de la alimentación de 13 t/h



Foto 4 Trituradora y cinta de salida

El material triturado se une al serrín procedente de las fábricas y se dirige a la sección de molienda, donde alcanzará una granulometría de menos de 2 mm con una curva granulométrica determinada, en función de las necesidades y requerimientos de la caldera. Esta sección dispone de una tolva piquera de recepción de materiales, un filtro para la producción de finos, un elevador de cangilones, dos molinos de martillos, un Ventilador Sodeca y dos Silos de almacenamiento



Foto 5 Alimentación tolva mediante pala para molinos



Foto 6 Silos de almacenamiento de serrín

La manipulación de los finos una vez que entran en la tolva piquera es siempre en cerrado, para evitar la pérdida de combustible.

El combustible, en su caudal nominal y con sus características fisicoquímicas, se introduce en la caldera a través de un quemador en vena de aire, de la marca Icorsa. La válvula de regulación de combustible está comandada por un actuador mecánico prismático.

A.1. Características de los combustibles

La caracterización de los residuos de madera procedentes de las fábricas de puertas de madera fueron caracterizados fue realizada por la empresa Standard Biomasa Services, S.L. para la primera solicitud de inscripción en el Régimen Especial de la central de Térmica AFAP, S.A. Dicha caracterización, que se incluye en el Anexo II de la presente Memoria Técnica, determinó, entre otras características, los poderes caloríficos inferiores y superiores de las astillas y serrines procedentes de los residuos de madera, establecidos según las normas AST-3286 y ISO-1928-76, respectivamente, que se presentan a continuación.

Poderes Caloríficos de las Astillas de Madera (kcal/kg)

	Norma Analítica	Estabilizado	Seco	Recibido
P.C. Superior	ISO-1928-76	4.163	4.407	4.050
P.C. Inferior	ASTM-3286	3.861	4.117	3.690



Foto 7 triturado de madera

Poderes Caloríficos del Serrín de Madera (kcal/kg)

	Norma Analítica	Estabilizado	Seco	Recibido
P.C. Superior	ISO-1928-76	4.311	4.579	4.311
P.C. Inferior	ASTM-D3286	4.006	4.287	4.006



Foto 8 serrin de fabricas

B.INSTALACIÓN DE GENERACIÓN DE VAPOR

Una caldera acuotubular fabricada por Vulcano Sadeca con una producción máxima de vapor sobrecalentado de 34.000 kg/h a 40 bar y 450 °C (según la placa de

características: 36.060 kg/h a 50 bar y 450 °C) con una potencia térmica neta de 29.800 kW. Las condiciones nominales de funcionamiento se alcanzan con una producción de vapor de 34.000 kg/h a 40 bar, 450°C. El sistema de combustión está formado por un quemador de biomasa pulverizada suministrado por Icorsa-Coen Modelo DAZ scroll, quemador de doble zona rotativa de alimentación de aire para quemar serrín con capacidad para 6.400 kg/h y uno de arranque de gas natural de 320 Nm³/h como combustible de apoyo. El rendimiento previsto de la caldera es de 90,3 % ± 1%. El sistema de tratamiento de gases cuenta con separadores ciclónicos y un Filtro de Mangas

El combustible, en su caudal nominal y con sus características fisicoquímicas, se introduce en la caldera a través de un **quemador en vena de aire**, de la marca Icorsa.



Foto 9 Alimentador serrín a caldera

La válvula de regulación de combustible está comandada por un VARIADOR DE VELOCIDAD

La **caldera** de vapor acuotubular, de circulación natural, situada a la intemperie y de vigilancia indirecta está compuesta de:

- Cámara radiante
- Banco de evaporación
- Sobrecalentador
- Economizador

El sobrecalentador se emplaza en la zona superior de la caldera, detrás de la reja tubular, que permite el paso de los gases procedentes del hogar y del haz de vaporización. El recinto habilitado para la ubicación del sobrecalentador lo constituyen paredes y techo tubular del hogar y, por tanto, totalmente refrigerado y estanco a salida de gases o entradas de aire.

La transmisión de calor se realiza fundamentalmente por convección, puesto que el sobrecalentador no está prácticamente sometido a radiación del hogar, por la importante altura del mismo.

El **haz de evaporación** está formado por un bloque de serpentines de tubos horizontales emplazados en el segundo paso de gases, unidos a los tubos de caldera mediante soldadura.

El **economizador** se monta en la parte posterior de la caldera a la salida de humos de la misma, estableciendo la circulación de agua a contracorriente de los gases de combustión.

El aislamiento térmico de la caldera está recubierto con un forro o envoltura metálica exterior de chapa de aluminio, diseñado específicamente para dar una buena presencia y durabilidad.



Foto 10 Vista general de caldera y sistema de depuración



Foto 11 Quemador de la caldera

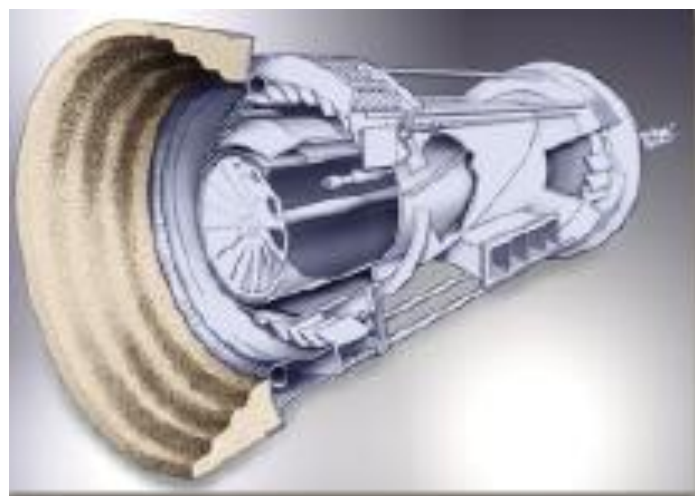


Foto 12 Quemador con doble recirculación de aire (Coen)



Foto 13 Frente del quemador de doble zona de aire: Coen DAZ

C.- TURBOGENERADOR Y SISTEMA DE CONDENSACIÓN

Un turbogruppo generador Tuthill-Murray de 10.000 kVA, con una producción de 7.800 kWe a 6.300 V/50 Hz y 4.500 r.p.m. 29.800 kW para una alimentación de vapor de 34.000 kg/h a 40 bar, 450°C. El alternador Leroy Somer con una potencia máxima de 8.565 kWe. El condensador es de marca GEA Ibérica. Con una presión de condensación de 0,10 mbar. El turbogenerador cuenta con una extracción de vapor para cubrir las necesidades del desgasificador.

La turbina está compuesta por una turbina de una carcasa multietapa y alabeado tipo reacción, un reductor de engranajes frontal y acoplamientos, una válvula de cierre rápido de entrada con tamiz de vapor montado en la válvula, multiválvulas de regulación con cilindro posicionador hidráulico para admisión y válvula de cierre rápido y de no retorno para toma de vapor.



Foto 14 Vista de la Turbina



Foto 15 Turbina abierta en revisión

El equipo **generador síncrono** de corriente alterna con máquina de excitación sin escobillas se compone de:

- Alternador
- Transformadores de corriente para punto estrella y salida del generador
- Transformador de tensión para salida del generador
- Ventilación forzada, enfriado por agua con intercambiador aire/agua
- Regulación manual y automática de voltaje
- Tablero de medición, supervisión, protección y sincronización

La instalación del **condensador** se sitúa integrada en la bancada de la turbina, con las siguientes prestaciones:

- Vapor a condensar: 28,7 t/h
- Temperatura del vapor: 41,5°C
- Presión de condensación: 0,08 bar

Esta instalación se compone de:

- Condensador integrado en bancada de turbina
- Bombas de condensado, 2 x 100%
- Eyectores, 2 x 100%
- Tuberías entre bombas de condensado, condensador y bombas de vacío
- Regulador de nivel de condensado con sus respectivas válvulas
- Depósito de condensados

El **circuito de refrigeración** consta de las siguientes prestaciones:

Caudal de agua a enfriar: 421,77 l/s

Temperatura de entrada del agua: 40°C

Temperatura de salida del agua: 30 °C

Esta instalación se compone de:

- Torre de refrigeración
- Bombas de circulación del agua

- Tuberías de interconexión
- Sistemas de aporte de agua nueva

D.- TRATAMIENTO DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

La instalación, de funcionamiento automático, está basada en una etapa previa de filtración, seguida de otra de descalcificación y desmineralización.

El diagrama de funcionamiento de la misma es el siguiente:

1. Recepción del agua bruta en un depósito habilitado para tal finalidad, con capacidad aproximada de 50 m^3
2. Bombeo desde depósito a unidad de filtración y depósito intermedio, previsto para $40 \text{ m}^3/\text{h}$. De este depósito se alimentan dos grupos de tratamiento:
 - a. Descalcificación a un caudal de $27 \text{ m}^3/\text{h}$, con un aparato en servicio y una segunda unidad en regeneración o espera, que precisa un caudal de agua adicional en fase de regeneración de $8 \text{ m}^3/\text{h}$.
 - b. Ramal de agua de alimentación a desmineralización, que precisa un caudal de $4,3 \text{ m}^3/\text{h}$, y del que se obtienen $3 \text{ m}^3/\text{h}$ de perneado y $1,3 \text{ m}^3/\text{h}$ de rechazo.

El agua tratada en los sistemas anteriores, es enviada a un depósito de reserva de agua tratada.



Foto 16 Depósitos de agua

El agua descalcificada se envía desde el depósito a las torres de refrigeración y servicios.

Por lo que respecta al agua desmineralizada, se envía a un depósito de reserva, para poderse enviar después al desgasificador térmico.

La instalación incluye todas las bombas, conductos, etc..., para realizar la interconexión entre equipos, entre tanque de producto tratado y desgasificador, entre tanque de efluentes tratados y drenaje general de fábrica, y entre conexión balsa torre de refrigeración.

E.- TORRES DE REFRIGERACIÓN

Las torres de refrigeración cumplen las siguientes condiciones de trabajo:

- Carga térmica a disipar: 17.653,5 kW
- Caudal de agua a enfriar: 1.528,2 t/h
- Temperatura de entrada del agua: 40°C
- Temperatura de salida del agua: 30°C
- Termómetro húmedo en aspiración: 24°C

Se trata de una torre abierta o similar, de cuatro celdas, con ventilador axial de tiro inducido y flujo semicruzado.

Las características de cada celda son:

- Motor ventilador: 30 kW
- Caudal de aire: 54,7 m³/h
- Dimensiones por unidad: 6180 x 3160 x 3558 mm
- Peso en expedición en operación: 3160 / 8950 kg

El relleno de intercambio térmico es de tipo laminar, formado por placas de PVC.

Las persianas de entrada de aire están construidas en poliéster reforzado con fibra de vidrio.

Está dotado de eliminadores de gotas realizadas en PVC.



Foto 17 Torres de refrigeración

F.- INSTALACIÓN ELÉCTRICA

Para la acometida entre la planta y la línea principal de 45 kV a la que se va a aportar energía, se establece un tendido de Media Tensión de 3.981 m de longitud, según lo previsto en la Ley 54/1997, de 27 de noviembre, del Sector Eléctrico y Real Decreto 1955/2000, de 1 de diciembre, por el que se regulan las actividades de transporte, distribución, comercialización, suministro y procedimientos de autorización de energía eléctrica.

Se trata de una línea subterránea dedicada que conecta con la subestación de UNIÓN FENOSA del término municipal de Villacañas; a 15.000 voltios y 50 HZ.



Foto 18 Transformador de salida

G. - ESTACIÓN RECEPTORA DE GAS NATURAL

Se dispone de una estación receptora de gas natural, a través de la cual la compañía Gas Natural, S.A., suministra gas natural para abastecer a la planta de biomasa para generación de electricidad.

La instalación receptora de gas natural fue proyectada de acuerdo a la normativa vigente (Anexo 9, publicación DOCM de EIA acometida), estando constituida por:

- Acometida exterior en alta presión
- Estación de regulación y medida, con dos líneas de filtraje/ regulación
- Red de distribución interior

La conducción de gas discurre 672 metros por el Camino del Corral y 20 m por la parcela 90 del polígono 12.

La conducción de gas está enterrada en todo su trazado, y discurre paralelamente a la canalización PB PE 200 de suministro de gas a Villacañas y en toda su longitud al desagüe de la Térmica de AFAP, S.A.



Foto 19 Acometida de gas a Caldera

1.4. Datos de proceso

En primer término indicamos los parámetros técnicos y económicos con los que se realizó la contratación inicial de la Planta en la modalidad de contratación denominada: "Llave en Mano".

A continuación indicaremos cuales ha sido los resultados de la explotación desde la puesta en marcha, comparando las facturaciones previstas con las realmente obtenidas.

Por último analizaremos la solución apropiada a la vista de la propuesta de modificación de la Planta realizada por Siemens:

Parámetros iniciales de operación:

De acuerdo con lo especificado en el proyecto inicial, los parámetros técnicos principales de la planta se resumen de la siguiente manera:

Potencia de Generación: 7.800 kW

Rendimiento Eléctrico: 22%

Consumo específico de combustible: 3.282 kcal/kWh

Horas Anuales de Operación a plena carga: 8.015

Disponibilidad: 91,5%

Precio de venta de la Energía: 66 euros/MWh.

Los parámetros técnicos se encuentran en la Figura 42 balance de masas y energías y se Amplían en los puntos precedentes.

1.5. EVALUACION DE LOS RESULTADOS DE EXPLOTACIÓN DESDE 2004 a 2007

A continuación indicaremos cuales ha sido los resultados de la explotación desde la puesta en marcha, comparando las facturaciones previstas con las realmente obtenidas.

Por último analizaremos la solución apropiada a la vista de la propuesta de modificación de la Planta realizada por Siemens:

Datos reales de Producción:

En las tablas que se muestran a continuación se dan los datos de Generación tanto energéticos como de facturación que se han obtenido con la planta tal como se encuentra en este momento.

2004			2005		
Mes	Energía (KWh)	Importe Neto (Euros)	Mes	Energía (KWh)	Importe Neto (Euros)
			ene-05	265.709	20.383
			feb-05	519.433	43.393
			mar-05	930.035	81.896
			abr-05	867.601	67.360
			may-05	2.501.426	185.737
			jun-05	2.257.363	217.200
			jul-05	2.505.891	262.870
ago-04	18.838	1.383	ago-05	2.006.561	176.351
sep-04	418.863	30.369	sep-05	2.105.549	195.868
oct-04	967.356	62.769	oct-05	2.259.125	191.365
nov-04	1.582.047	104.714	nov-05	2.560.957	236.902
dic-04	504.418	33.176	dic-05	1.213.319	128.020
TOTAL	3.491.522	232.412	TOTAL	19.992.969	1.807.344
Precio Medio 2004		0,0666	Precio Medio 2005		0,0904

2006			2007		
Mes	Energía (KWh)	Importe Neto (Euros)	Mes	Energía (KWh)	Importe Neto (Euros)
ene-06	778.680	89.250	ene-07	1.915.083	152.762
feb-06	764.611	89.824	feb-07	1.141.244	95.296
mar-06	542.754	48.991	mar-07	0	2.486
abr-06	2.288.508	204.014	abr-07	1.322.008	105.169
may-06	0	0	may-07	2.355.047	182.452
jun-06	0	0	jun-07	2.466.400	164.186
jul-06	265.126	26.916	jul-07	2.258.406	148.022
ago-06	3.801.276	332.967	ago-07	439.390	29.273
sep-06	1.817.494	186.727	sep-07	2.006.902	133.025
oct-06	2.174.463	191.628	oct-07	1.806.558	120.312
nov-06	2.351.101	176.359	nov-07	615.924	40.258
dic-06	1.828.958	135.863	dic-07	512.480	32.715
TOTAL	16.612.971	1.482.538	TOTAL	16.839.442	1.205.956
Precio Medio 2006		0,0892	Precio Medio 2007		0,0716

Tabla 33 Datos de generación energéticos y de facturación de Termica AFAP

En la gráfica siguiente se muestra la evolución de la generación eléctrica y de la facturación asociada durante el período indicado en las tablas precedentes.

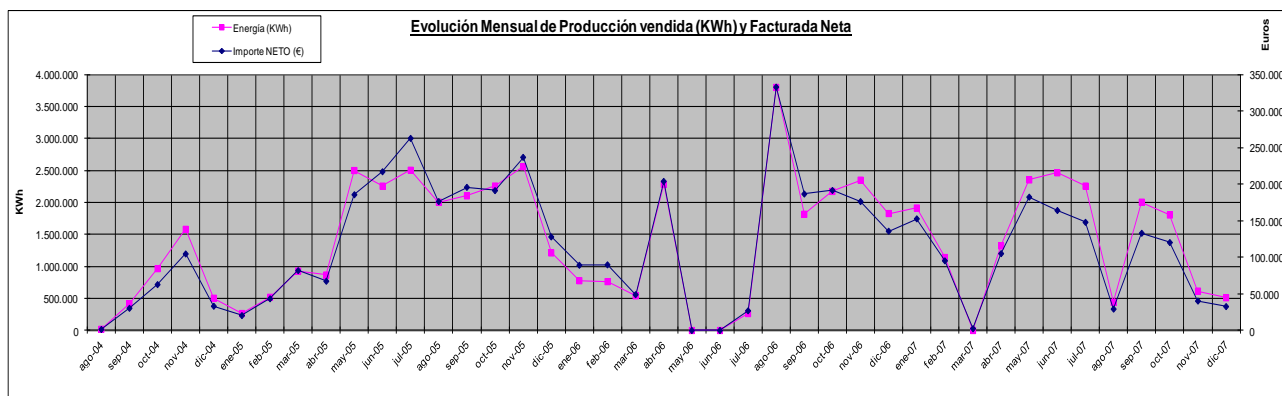


Figura 64 evolución de generación eléctrica y facturación

En este gráfico se puede observar la marcha errática de la planta que no ha sido capaz de dar una producción continua y estable como es de esperar en este tipo de instalaciones

Se puede ver que el total de energía generada en el período de tres años de operación ha sido de: 49.297.434 kWh, lo que ha representado una facturación de: 4.224.234 €. Con un precio de venta medio de 0,086 €/kWh

Durante ese mismo período han entrado desde las fabricas una media de 46.405 Tm/año de combustible con los que aplicando los parámetros inicialmente previstos, se deberían haber generado 118.452.558 kWh con una facturación de 10.150.047 €. Esta diferencia ha producido un lucro cesante de: 5.925.814 €.

2. JUSTIFICACIÓN DEL CAMBIO DE LA CALDERA ACTUAL

En este apartado indicamos las causas principales que además de lo reseñado en el apartado anterior han hecho necesario el cambio de la caldera inicial por una que permita lograr el grado de cumplimiento de los parámetros de diseño y funcionamiento iniciales, con mejora de la disponibilidad de la planta.

a.- Diseño conceptual: La caldera actualmente instalada, de marca Vulcano serie Hércules, es una caldera diseñada para combustibles líquidos y gaseosos. Este hecho es de crucial importancia desde el punto de vista operativo ya que la caldera de Térmica AFAP utiliza como combustible principal serrín y polvo de lijado, combustibles que al ser combustionados generan una cantidad de cenizas (residuo sólido de combustión) que se depositan y almacenan dentro de la caldera y deben de ser evacuadas adecuadamente de la misma para su correcto funcionamiento. Es de hacer notar que los combustibles gaseosos y/o líquidos generan cantidades de cenizas prácticamente nulas no así los sólidos.

La cantidad de cenizas generadas por hora en la caldera de Térmica AFAP utilizando combustibles sólidos de origen celulósico fluctúa entre 200 y 380 kg/hr., en función de las proporciones de serrín y polvo de lijado utilizados en cada momento.

Esta cantidad de cenizas, no solo generan una merma de rendimiento térmico por elevar el coeficiente de ensuciamiento de los tubos (menor transmisión térmica por deposición de cenizas volantes en las paredes de los tubos) sino que deben ser evacuadas de la caldera en forma continua para no afectar su rendimiento ni provocar depósitos vitrificados sobre los tubos que deterioran el rendimiento y hacen costosa la operación por requerir de frecuentes paradas para limpieza. Es de hacer notar que la actual caldera no posee cenicero adecuado para extracción de cenizas por ser una caldera diseñada para operar con gas ó líquidos, es decir con combustibles distintos al utilizado.



Foto 20 cenizas depositadas en el hogar

b.- Operación y disponibilidad:

La caldera Vulcano Hércules se garantiza con una disponibilidad del 95%.

Este hecho es de imposible cumplimiento por lo expresado en el punto anterior, concretamente las paradas obligatorias por limpieza de incrustaciones de cenizas vitrificadas en los tubos del cuerpo de caldera. Este hecho está documentado por el operador de planta durante la operación de la actual instalación.



Foto 21 Estado de ensuciamiento del Sobrecalentador

Al no cumplirse la disponibilidad de funcionamiento se resiente el flujo de caja generado, es decir afecta negativamente la rentabilidad de la instalación bajo dos vertientes, a saber, mayor coste de mantenimiento y menor generación de ingresos por baja en la disponibilidad operativa.

d.- Ambiental y rendimiento de energía primaria.

Desde el punto de vista del aprovechamiento de la energía primaria y emisiones de gases efecto invernadero (CO₂) la caldera debería funcionar a pleno régimen solo con combustible residual sólido y no apoyarse en un consumo de gas.



Foto 22 vista de la caldera actual y los silos de alimentación

De los tres puntos anteriores se deduce que la instalación de la caldera Vulcano serie Hércules en la planta de Térmica AFAP es técnica, operativa, ambiental y legalmente incorrecta.

Para continuar operando dentro del marco de la legalidad y con las seguridades técnicas y operativas exigidas en este tipo de instalaciones, la única forma posible de lograrlo es con el cambio de la caldera antes mencionada por otra que cumpla con los requisitos básicos antes comentados. Cambio del equipo de trituración, del sistema de alimentación y construcción de una Nave de almacenamiento de combustible.

2.1. TECNOLOGIAS DISPONIBLES PARA LA NUEVA CALDERA.

En la industria de la madera nos encontramos en presencia de una importante cantidad de productos residuales de proceso que pueden ser revalorizados energéticamente debido a su poder calorífico residual.

Estos productos los podemos tratar en un sistema de combustión apropiado para extraer y aprovechar su poder energético y así producir energía térmica primaria apta para generar vapor, electricidad, calefacción de fluido térmico y frío industrial.

Dentro de los sistemas tradicionales de combustión para este tipo de subproductos y dependiendo de los volúmenes involucrados, podemos mencionar los sistemas de hornos con parrilla fija, parrilla móvil, horno rotativo, lecho fluido, gasificador y cámara de combustión torsional. Sistemas de combustión que serán adosados a su correspondiente caldera de recuperación.

El grado de eficiencia de la combustión se complica a medida que utilizamos combustibles no homogéneos (como lo son los productos residuales y/o mezcla de diversos combustibles).

Siendo el combustible un gas, como por ejemplo el metano generado en los procesos biológicos de digestión, el grado de complicación es bajo.

Cuando utilizamos subproductos líquidos, como aceites diluidos, alcoholes, etc., el proceso de combustión requiere de una mayor atención y cuidado para garantizar la eficiencia de la combustión.

El mayor problema lo tenemos cuando el subproducto combustible es sólido, ya que este requiere un mayor aporte de oxígeno, mayor tiempo de residencia y mayor turbulencia, todo ello para garantizar una correcta termodestrucción.

Como problemas añadidos tendríamos que mencionar el contenido de humedad, la granulometría, la dificultad de manipuleo, etc...

Los sistemas de combustión comportan diferentes elementos funcionales agrupados en sistemas adaptados a los residuos a incinerar. Básicamente, tenemos los siguientes elementos:

- Sistema de recepción, de almacenamiento, mantenimiento y carga de los residuos.
- Sistema de alimentación, introducción o inyección de los residuos.
- Sistema de transporte de los residuos en el interior del horno.
- Sistema de encendido de los residuos, mantenimiento de la combustión y ventilación
En aire de combustión y postcombustión.
- Sistema de mezcla para homogeneizar la carga y favorecer la combustión.

La combustión de estos subproductos (biomasa) en hornos de parrilla e incluso rotativos tienen el inconveniente de generar niveles de inquemados que exigen altos niveles de exceso de O₂ y complicados sistemas de control ambiental.

Para paliar estas deficiencias y proceder a una combustión de biomasa eficiente y controlada se emplean sistemas de combustión en lecho fluido, gasificador y cámara de combustión torsional.

Entre estos dos sistemas, lecho fluido y cámara torsional, existen rendimientos similares de combustión (generación de inquemados) y algunas diferencias de acuerdo al combustible utilizado, potencia utilizada por caloría generada y costes de inversión.

2.2. COMPARACIÓN ENTRE LOS SISTEMAS DE COMBUSTION POSIBLES

A) HORNOS DE PARRILLA FIJA

Son Hornos multiservicio rústicos, fiables, que permiten tratar una gran gama de residuos: embalajes, maderas, cartones, biomasa, lodos, generalmente a granel y con fuerte contenido de humedad. Rejillas inclinadas permiten automatizar la extracción de las cenizas. Trabajan con altos excesos de oxígeno para asegurar una correcta combustión.

B) HORNOS DE PARRILLA MECANICA

Derivados de las calderas de carbón, se utilizan cuando los residuos están formados por componentes de gran tamaño, son asimilables a desperdicios domésticos y no funden. Algunos con gran pérdida de carga, facilitan el paso uniforme del aire a través de la masa en combustión. La mayoría de incineradores de residuos urbanos (con o sin recuperador) siguen este modelo. Trabajan con altos excesos de oxígeno para asegurar una correcta combustión. Los principales tipos de rejilla son los siguientes:

- De cinta móvil, usadas en general para carbones, residuos vegetales, granulados domésticos.
- De barras basculantes, rodillos, etc., que permiten tratar las basuras domésticas y similares sin preselección. El movimiento permite ajustar el avance y retroceso de los residuos.
- Soleras giratorias, platos cilíndricos arrastrados periódicamente en rotación para asegurar la mezcla.

c) HORNOS GASIFICADORES

Permiten obtener combustibles formados generalmente por moléculas simples en el caso de gasógenos (CO , CO_2 , CH_4 , H_2), y productos más ligeros que el residuo de origen (polímeros simples o alquitranes).

Realizan la combustión en dos fases (físicamente separadas en dos cámaras cilíndricas):

- Gasificación de los sólidos a baja temperatura, en una cámara pirolítica, en presencia de muy poca cantidad de aire, originando una combustión reductora formándose un gas de pirolisis.
- Requemado de este gas a alta temperatura, en una cámara de postcombustión con aporte de aire secundario en grandes cantidades

D) LECHO FLUIDO

Este sistema de combustión es apropiado para compuestos que puedan ser sustentados aerodinámicamente durante el proceso de combustión.

También es importante que el tamaño granulométrico y la densidad sean homogéneos para evitar pérdidas de combustible por arrastre hacia el exterior del horno y/o que caigan al cenicero sin combustionar.

Los niveles de combustión, en los casos de contar con los combustibles apropiados son elevados.

Durante la operación se consume energía externa para sostener en suspensión la cama (generalmente cuarzo) junto a la masa combustible.

E) CAMARA TORSIONAL

La cámara de combustión torsional aventaja al sistema de lecho fluido en el tratamiento de mezclas gaseosas, líquidas y sólidas que acepten un razonable transporte neumático, también en el rubro de costes (inversión y operativo); siendo más ventajoso el lecho fluido en el único caso de que el combustible sea de consistencia gelatinosa y/o pegajosa. (difícil transporte neumático).

La cámara de combustión torsional está formada por una cámara cilíndrica, refrigerada por tubos hervidores de agua que conforman una pared-membrana, disposición que reduce notablemente el espesor y el peso de la pared aislante refractaria de la cámara de combustión. Estos tubos se unen a los tubos que conforman la caldera propiamente dicha, actuando la cámara como quemador de la caldera. Esa cámara quemador torsional está formada por el serpentín vaporizador-refrigerador, en tubo de agua, recubierta interiormente por una fina capa de material aislante.

El ingreso del subproducto combustible a la cámara se produce en forma tangencial a la misma, siendo la garganta de salida de gases tronco-cónica lo que obliga

a la primera capa exterior de partículas en combustión a adquirir un movimiento rotatorio y retornar hacia atrás para formar una segunda capa que gira en espiral y en sentido inverso a la primera que al converger hacia el centro del cilindro completa la combustión en una tercera etapa que fluye hacia el cono central de la cámara desde donde ingresa en el hogar de la caldera donde aún tiene espacio y tiempo para completar una total y excelente combustión.

Esta forma de combustión, con triple recorrido de la longitud de la cámara en movimiento torsional, asegura prolongados tiempos de residencia que aseguran una tasa de productos inquemados realmente bajas. Todo esto ayudado por una mezcla íntima combustible/O₂ y flujo de alta turbulencia. Los calores específicos en la zona central de la cámara varían entre 250.000 y 1.500.000 Kcal/m³ hr, con un 10% de exceso de aire.

Gracias al flujo de aire periférico que sale de las numerosas toberas tangenciales, que imparten al combustible un transporte neumático con movimiento circular.

La cámara de combustión torsional puede alimentarse con distintos tipos de mezcla combustible y obviamente según la composición de la mezcla combustible se pueden presentar limitaciones en la capacidad y rendimiento de las cámaras, no obstante para el arranque y sostenimiento de la llama se podrán exigir la marcha con combustible auxiliar gas natural, que puede eliminarse una vez estabilizada la combustión con el combustible propuesto

2.3. ELEMENTOS PRINCIPALES DE LA NUEVA INSTALACIÓN

Enumeramos a continuación los diferentes elementos a incorporar y detallamos seguidamente las características principales a tener en cuenta en la elección de los mismos

- Caldera
- Obra civil
- Almacenamiento de serrín y astillas y alimentación a caldera
- Ampliación de la capacidad de tratamiento del agua de alimentación
- Sistema contraincendio en caldera
- Sistema de recogida de cenizas

- Ventilador de recirculación
- Sistema de medición continua de emisiones.
- Equipo de inyección de urea
- Reactor de carbón activo para eliminación de dioxinas y furanos
- Filtro de mangas
- Chimenea
- Sistema de purgas continuas
- Bombas de agua de alimentación
- Dosificación de fosfatos
- Sistema de control e instrumentación
- Centro de control de motores
- Iluminación y otros
- Montaje
- Puesta en marcha

CALDERA.

La caldera, será soldada, de tipo vertical, acuotubular y de circulación natural, con tubos en su totalidad de superficie lisa, diseñada para la generación de vapor sobrecalentado mediante la combustión de biomasa y la posterior recuperación de calor de los gases.

La caldera será de circulación natural y de estructura auto soportada en su zona inferior.

2.3.1. Datos de proceso

Parámetro	Unidades	100 % Astillas	50 % Astillas + 50 % Serrín
Producción nominal de vapor sobrecalentado	Kg/h	40.000 (a)	40.000 (a)
Presión salida vapor sobrecalentado	bar (abs)	42	42
Temperatura salida vapor sobrecalentado	° C	450 °C +/- 5 °C	450 °C +/- 5 °C
Presión de diseño de la caldera	bar (g)	54	54
Consumo de combustible	Kg/h	8.595	8.365
Caudal de gases de combustión	Kg/h	84.765	82.525
Temperatura de salida de gases	° C	159	157
Exceso de aire en la combustión	--	1,4	1,4
Recirculación de gases	%	15	15
Rendimiento respecto al PCI del combustible	%	88 % (+/- 1 %)	88,5 % (+/- 1 %)

Tabla 34 datos técnicos de la caldera

2.3.2. Características de la caldera y equipos asociados

Se indican a continuación las especificaciones detalladas de los nuevos equipos a incorporar a la planta como medio de corrección de los originales que no cumplieron las expectativas iniciales

ALMACENAMIENTO DE SERRIN Y ASTILLAS Y ALIMENTACIÓN A CALDERA

Se incluye un silo para el almacenamiento de astillas de madera y un silo para almacenamiento de serrín. El cerramiento de los silos consistirá en placas prefabricadas de hormigón colocadas en pilares guías estructurales de acero tipo HEB formando las paredes.



Foto 23 parque de almacenamiento actual

Dimensiones aproximadas de los silos:

- Silo de astillas: 2 unidades de 11 x 8 m. en superficie y 8 m. de altura
- Silo de serrín: 2 unidades de 11 x 5 m en superficie y 8 m. de altura

Los dos silos contarán con un suelo móvil deslizante accionado por pistones hidráulicos.

La descarga del silo de serrín se realizará por la parte inferior mediante tornillos sinfines.

La descarga de astillas se realiza por la parte inferior directamente sobre la zona central en un transportador de cadena (redler) que transporta el combustible directamente al silo de caldera.

La alimentación de serrín a los inyectores de caldera se realizará mediante transporte neumático, a través de un silo vertical cerrado de 15 m³ como

almacenamiento intermedio para un periodo de 1 hora de funcionamiento aproximadamente. El transporte de serrín desde el silo de almacenamiento hasta el silo vertical se hará también por transporte neumático a través de un conducto.

Los silos se dividen en dos compartimentos iguales, divididos por una pared central de iguales características que los muros perimetrales.

El silo de serrín contará con dos cortinas automáticas de cierre para evitar que el viento desplace el serrín del interior del silo.

Así mismo los silos serán cubiertos con un tejado para protección de la lluvia y sobre el cual estarán colocados los rociadores para contraincendio.

Como refuerzo ante un posible incendio de gran magnitud se prevé la instalación de un anillo hidrante que rodee la zona de silos y que incluye 2 cañones para emergencia que dirijan chorros de agua hacia el foco de fuego.



Foto 24 ejemplo de silos a construir

AGUA DE ALIMENTACIÓN

Las características del agua de alimentación a caldera, serán las adecuadas para el buen funcionamiento de la instalación, según la norma EN-UNE-12952-12.

Se recomienda un agua desgasificada a una temperatura mínima de 105 °C.

La calidad del agua de alimentación a caldera deberá ser la siguiente:

Parámetro	Operación normal
Conductividad, $\mu\text{S/cm}$	0,2
Dureza total, mmol/l	0,005
Hierro, mg/l	0,02
Cobre, mg/l	0,003
Oxígeno disuelto, mg/l	0,02
Materia orgánica (M.O.), mg/l	No detectable
pH (a 20 °C)	9,2
Sílice, mg/l	0,01
Aceite, mg/l	No detectable

Tabla 35 calidad del agua de alimentación de caldera

SISTEMA DE COMBUSTIÓN

El sistema de combustión previsto estará compuesto, después del sistema de alimentación y dosificación del combustible, por:

Gasificadores de madera

Instalados en paralelo para asegurar una termodestrucción constante ante cualquier contingencia, donde se piroliza la misma produciendo un gas de síntesis el cual es quemado en una cámara torsional diseñado para producir hasta el **100%** de la capacidad de vapor (40 T/h) gasificando trozos de subproductos de fabricación de la industria de puertas y muebles.

Este sistema permite una combustión perfecta, con mínimo exceso de aire, de excelente regulación y velocidad de respuesta. Esto se traduce en una mejor calidad de gases de salida en lo que implica el tratamiento de los mismos, el cual se basa en generar menos contaminantes a tratar en el gas para cumplir con la normativa ambiental más exigente.

El serrín se quemará en forma independiente de los gasógenos mediante una cámara ciclónica refrigerada por circulación interna de agua, llamada cámara torsional, diseñada para generar hasta el **70%** de la capacidad de la caldera (cada una).

En dicha cámara de combustión las partículas permanecen a una temperatura superior a los 850 °C por más de 2 segundos en un todo de acuerdo a la exigencia del RD 653/2003.

Sistema de aporte de aire para combustión
Quemador de arranque /apoyo de Gas Natural

Sistema de alimentación

Se prevén dos sistemas de alimentación a caldera en función del tipo de combustible a utilizar, los cuales se describen a continuación:

Alimentación de serrín

El serrín es transportado neumáticamente hasta caldera. Se incluyen el silo de almacenamiento de serrín y los conductos de conexión entre silo de serrín y caldera, así como los ventiladores de aire para transportar el serrín a los correspondientes inyectores.

Alimentación de astillas a parrilla y gasógenos

Justo antes del sistema de gasificadores y alimentador de parrilla se colocan dos silos nodriza de combustible de aproximadamente 35 m³ de capacidad total, que incorpora los distribuidores de biomasa.

Así mismo disponen de un control de llenado, mediante unos limitadores de nivel que actúan sobre la cinta de alimentación de combustible al silo.

La parte superior de los silos está equipada con un dispositivo de clapeta.

El peso del combustible que cae durante el llenado, empuja la clapeta hacia el interior de los silos permaneciendo en esta posición en tanto continúe la alimentación.

La clapeta incorpora un mecanismo de balancín cuyo contrapeso hace retroceder dicha clapeta hasta su posición horizontal de cierre en caso de que se detenga la alimentación.

En la parte inferior de los silos se encuentran los distribuidores de biomasa que la introducen de forma homogénea.

Cada distribuidor consta de un empujador que se desliza horizontalmente arrastrando la biomasa acumulada en la parte inferior del silo hacia el interior de la caldera. Los empujadores son accionados mediante un sistema hidráulico.

Se suministra un sistema de nube de vapor a baja presión en las bocas de entrada del combustible a caldera como medida de contraincendio.

CÁMARA TORSIONAL

Las unidades ofrecidas están conformadas con tubos de acero al carbono con membrana soldada, de forma de tener total estanqueidad y optimizar la transferencia de calor.

Los tubos circulares se conectan a colectores superiores e inferiores, los cuales a su vez se comunican al circuito de agua de la caldera.

La entrada de aire se realiza por medio de un ventilador, el cual sopla dentro de una caja de aire cilíndrica que rodea la cámara, construida con chapa de acero al carbono de 6 mm de espesor. Las toberas se encuentran intercaladas entre los tubos y soldadas a la membrana.

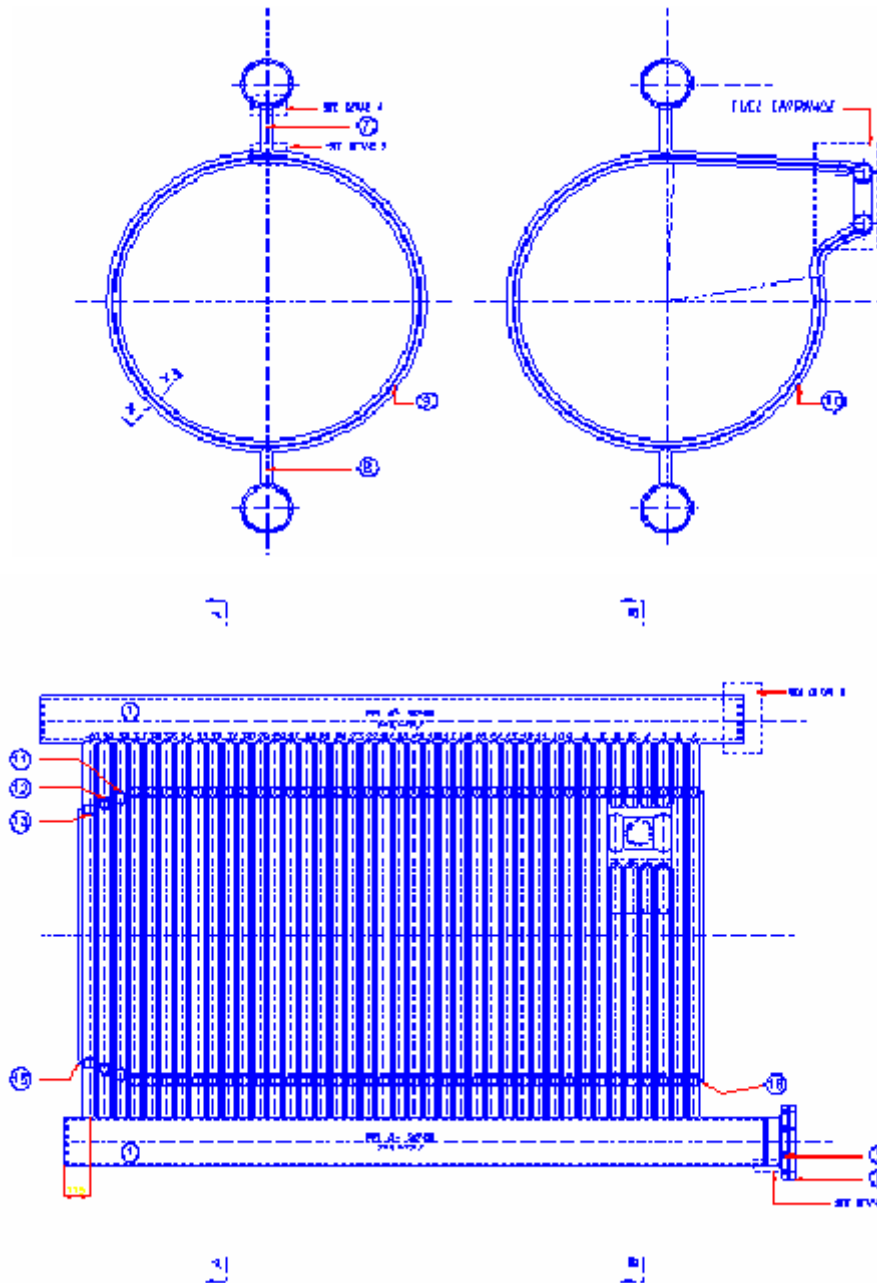


Figura 65 vista y alzado de cámara torsional

El diseño de la cámara logra tiempos de permanencia de la partícula antes de ser quemada del orden de 30 a 50 veces más alto que en los sistemas tradicionales. A través del vórtice que se da al aire de combustión, la partícula se mantiene rotando por fuerza centrífuga hasta que por combustión total pierde masa, se achica su radio de rotación y es absorbida por el tiro inducido de la caldera.

Se logran con este sistema combustiones completas con muy poco exceso de aire, logrando rendimientos muy altos en comparación con los equipos de quema directa.

Quemador de encendido de Gas-Natural

Se suministrará un quemador de gas natural de 15 MWth para arranque y un eventual apoyo de carga en los demás casos. La potencia del quemador se ha estimado para satisfacer las temperaturas requeridas para el diseño de la instalación en los momentos de paro y arranque de caldera según la normativa vigente para instalaciones incineradoras.

Quemador será del tipo compacto para gas natural con alimentación de aire integrada.

EQUIPO DE INYECCIÓN DE UREA.

El sistema consistirá en la inyección de urea diluida al 40 % en una solución de agua. Su disposición es la de un conjunto de inyectores colocados aproximadamente a una elevación de unos $\frac{3}{4}$ de la altura del hogar, en el que se instalan lateralmente varias conexiones (inyectores) en cada lado, sobre las conexiones de aire secundario y dentro de un margen de temperaturas adecuado en el que se garantiza la reacción de la urea con los NOx.

El nivel de emisiones se garantizará para un rango de funcionamiento del 80 al 100 % de carga de la caldera.

El suministro incluye un tanque de almacenamiento de urea y otro de agua desmineralizada. El transporte de la urea diluida y del agua desmineralizada se consigue mediante bombas que regulan el caudal mediante la señal en continuo del contenido de NOx.

El sistema integra un sistema de control de la inyección mediante variadores en las bombas que regulan la cantidad de urea inyectada en función de la medida del nivel de emisiones de NOx.

El tiempo de reacción está comprendido entre los 0,3 y 0,5 segundos tras la inyección.

REACTOR DE CONTACTO CON INYECCIÓN DE BICARBONATO Y CARBÓN ACTIVO PARA ELIMINACIÓN DE GASES ACIDOS Y DIOXINAS Y FURANOS

Se instalará un reactor para abatimiento de gases ácidos, dioxinas y furanos por contacto directo con inyección de bicarbonato y carbón activo pulverizado.

El sistema básico incluye:

- Reactor tipo cilíndrico
- Sistema de inyección de carbón activo y bicarbonato.
- Sistema de descarga de big-bag
- Alimentador al transporte neumático
- Transporte neumático

Para que sea efectiva la captura de los compuestos químicos, la temperatura de gases a la entrada del reactor deberá ser como mínimo 180°C.

DESCRIPCION DEL REACTOR

Los gases procedentes del proceso llegan a la base del reactor a través de un conducto, que es donde se añade la inyección de bicarbonato sódico junto a carbón activo, para reducir la reacción de los ácidos con el bicar y así producir las sales de neutralización correspondientes junto al abatimiento de metales pesados, furanos y dioxinas.

Los gases junto con el bicarbonato y el carbón activo, se desplazan por un conducto central vertical dentro del reactor, que llega hasta una altura determinada dentro del reactor. Como son lanzados a una velocidad chocan contra el techo del reactor, girando 180° y descendiendo por el exterior del tubo anterior. Entre el tubo

interior y el exterior del reactor existen unas lamas en zigzag que permiten mejorar la reacción entre los gases y el bicarbonato sódico y permitiendo además los tiempos de contacto necesarios para abatir metales pesados, dioxinas y furanos por la acción del carbón activo.

Las sales que se han formado en la reacción y el polvo que venía con los gases y los propios gases salen del reactor por un lateral del mismo y a través de un conducto llegan hasta el filtro de mangas donde se produce la separación de las partículas sólidas.

El diseño del reactor de contacto actuará además como apaga chispas ante la eventualidad de arrastre de alguna partícula incandescente.

REACTOR

Reactor será de tipo cilíndrico modelo

Diámetro:	3.600 a 3.800 mm
Altura:	13.000 a 15.000 mm
Material de construcción:	Acero al carbono
Espesor del reactor:	5 mm
Calorifugado:	Si
Espesor de calorifugado:	100 mm

SISTEMA DE INYECCION DE BICARBONATO SODICO Y CARBON ACTIVO

SISTEMA DE DESCARGA DE BIG-BAG

Vibrador:	Incluido
Estructura soporte y tolva:	Incluido
Capacidad:	1.000 kg

ALIMENTADOR AL MOLINO

Capacidad máxima:	60 kg/h
-------------------	---------

MOLINO PARA BICARBONATO

Con control de la rotación del selector

Rotores:	1
Martillos:	Sí

TRANSPORTE NEUMATICO

Caudal de aire:	600 m ³ /h
Presión total:	450 mm.c.a.
Cabina de insonorización:	incluida

FILTRO DE MANGAS

La unidad será completamente automática y diseñada para trabajar en continuo con alta eficacia. El tema de operación en continuo (limpieza de mangas sin sacar de servicio la cámara) es de vital importancia ya que asegura un diferencial de presión mucho más controlado (menor amplitud) que asegura una operación de la caldera mucho más estable y segura.

El polvo captado entra en el filtro por la tolva y se eleva alrededor de las mangas filtrantes de membrana laminada por su parte externa, depositándose el polvo en esta parte, permitiendo pasar a través de las mangas el aire limpio para posteriormente salir por su parte superior. El polvo depositado en las mangas se suelta de las mismas por medio de breves impulsos de aire comprimido que se inyecta en cada fila de mangas, cayendo directamente en la tolva.

Este sistema de limpieza garantiza una mínima variabilidad de la pérdida de carga del sistema lo cual se traduce en un funcionamiento mucho más estable de todo el conjunto de combustión.

DATOS TECNICOS BÁSICOS DEL FILTRO

Aplicación:	Caldera de residuos de madera
Tipo de filtro:	Auto limpiante
Velocidad de filtración:	0,95 a 1,05 m ³ /m ² min
Material filtrante:	Base membrana laminada de teflón
Material de venturis:	AISI-304
Material de jaulas:	AISI-304
Consumo de aire comprimido:	150 Nm ³ /h
Presión de aire comprimido:	7 kg/cm ²
Sistema de descarga:	3 sinfines y 6 válvulas rotativas
Pérdida de carga del filtro:	150 mm.c.a.
Material de construcción:	
Carcasa:	Acero 4 mm
Placa separación:	Acero 6 mm
Tolva:	Acero 4 mm
Pintura:	2 capas de pintura negra anticorrosiva.
Cuadro de control secuencial de limpieza:	220 V 50 Hz
Pre calentamiento a 120°C para evitar el riesgo de condensaciones ácidas	
Superficie calorifugado:	Sí

CONDUCTO FILTRO-VENTILADOR Y CHIMENEA

Material de construcción:	Acero al carbono
Espesor:	4 mm
Calorifugado:	Sí

ESPECIFICACION DEL VENTILADOR

Ventilador centrífugo, de aspiración unilateral.

Diámetro nominal de la boca de aspiración 1000 mm.

De máximo rendimiento, preparado para accionamiento por correas trapezoidales. El eje del accionamiento sobredimensionado está apoyado sobre dos rodamientos. El accionamiento completo está formado por poleas, correas y carriles tensores.

La bancada está diseñada de tal forma que en la misma se monta el motor en un costado, sobre los carriles, formando todo un bloque.

La carcasa del ventilador es de construcción soldada, muy resistente en Acero Laminado y está suficientemente reforzada por perfiles, disponiendo de bridas en las bocas de aspiración e impulsión.

El rodete estará construido en Acero Laminado y deberá estar equilibrado electrodinámicamente, garantizándose así un funcionamiento regular y sin vibraciones.

La carcasa del ventilador estará calorifugada.

SISTEMA DE MONITORIZACIÓN CONTINUA DE EMISIONES

Comprende el suministro de un sistema de medida en continuo de emisiones de gases de chimenea para los parámetros de CO, COT, H₂O, O₂, NO_x, SO₂, HCl, HF y contenido de partículas en suspensión.

Los equipos que se suministrarán permitirán la vigilancia ambiental.

Se suministrará un analizador integrado en un armario.

Todos los equipos suministrados están homologados por entidades oficiales.

El sistema en general se compone básicamente de:

- Toma de muestras para analizador extractivo
- Conducción calentada de muestras
- Elementos auxiliares para analizador (Refrigerador, válvulas, etc)
- Analizadores para monitorización de componentes

- Armario integrador para montaje con distribución eléctrica y regleteros
Para la medida de O₂ se ha contemplado un analizador con sensor de ZrO₂.
El sistema de medición de partículas es tipo láser.
Los componentes a medir son los siguientes:

COMPONENTES RANGO PROPUESTO

CO 0-100 mg/Nm³

COT 0-50 mg/Nm³

O₂ 0-21 % vol

NO_x 0 – 400 mg/Nm³

SO₂ 0 – 100 mg/Nm³

HF 0 – 2 mg/Nm³

HCl 0 – 50 mg/Nm³

Partículas 0 – 100 mg/Nm³

Las señales de medida están conectadas al sistema de control.

2.3.3- Prestaciones esperadas

PRODUCCIÓN DE VAPOR

Caudal Total (*) Tn/h 40

Presión de salida del vapor sobrecalentado bar(a) 42

Temperatura de salida del vapor sobrecalentado °C 450 ±5

(*) Caudal suministrado a la salida de la línea de vapor sobrecalentado, no funcionando los sopladores de vapor.

El valor de producción garantizado se cumplirá sin tolerancias, para lo cual se han adoptados los correspondientes coeficientes de seguridad y ensuciamiento.

Los datos garantizados son para uso exclusivo del combustible de diseño. No se admite el uso de otros combustibles.

El mínimo de operación de caldera produciendo vapor sobrecalentado será del 75 % de carga.

La condición de permanencia de los gases durante 2 segundos a $T^a > 850^{\circ}\text{C}$ se establece para una carga de caldera comprendida entre el 85 y 100 %.

CALIDAD DEL VAPOR

Parámetros de Operación normal

Conductividad catiónica, $\mu\text{S}/\text{cm} < 0,3$

Oxígeno disuelto, ppm $< 0,01$

Sodio, ppm $< 0,01$

Sílice, ppm $< 0,02$

Cobre, ppm $< 0,003$

Hierro, ppm $< 0,02$

Sulfitos y sulfatos No detectables

CONSUMOS ELÉCTRICOS

El consumo eléctrico de la caldera y equipos auxiliares que componen el suministro, no excederá de los 840 kW en régimen nominal.

RENDIMIENTO

El rendimiento de la caldera será de **88 % +/- 1 %** en base al PCI en b.h. de diseño y considerando la caldera limpia. El cálculo del rendimiento está basado en el siguiente modo de funcionamiento:

- 70 % astillas y 30% serrín, por considerarse éste el futuro punto de funcionamiento de la instalación.

Tipo de combustible utilizado

100% Astillas 50% Astillas + 50 % Serrín

Modo de funcionamiento 100 % carga

Tª del agua de alimentación 105 °C 105 °C

Consumo de combustible 8.595 kg/h 8.365 kg/h

PCI base húmeda (humedad 10 %) 3.608 kcal/kg 3.693 kcal/kg

Composición y PCI de Astillas (combustible de diseño considerando 10 % de humedad):

Carbono 43,83 % (bh) 44,28 % (bh)

Hidrógeno 5,44 % (bh) 5,4 % (bh)

Azufre 0,00 % (bh) 0,00 % (bh)

Oxígeno 35,08 % (bh) 36,18 % (bh)

Nitrógeno 1,69 % (bh) 1,73 % (bh)

Cloro 0,1 % 0,1 %

Agua 10 % 10 %

Cenizas 3,96 % (bh) 2,42 % (bh)

P.C.I. (base húmeda) 15.105 kJ/Kg

3.608 kcal/kg

Análisis de las cenizas:

Parámetro (% como óxido) Astillas Serrín

Sodio – Na₂O 0,83 3,57

Potasio - K₂O 3,36 7,48

Calcio - CaO 8,67 34,22

Magnesio - MgO 1,12 8,17

Hierro - Fe₂O₃ 2,69 1,91

Silicio - SiO₂ 69,01 18,85

Aluminio – Al₂O₃ 4,43 4,16

Manganeso – MnO₂ 0,25 0,76

Titanio – TiO₂ 0,39 1,82

DISPONIBILIDAD DE CALDERA

La disponibilidad de la instalación será de 8.000 horas de funcionamiento al año a plena carga de caldera.

GARANTÍAS DE EMISIONES

Los límites de emisiones del gas de combustión, medidos tras el filtro dentro de un rango de carga entre el 80 – 100 %, estarán dentro de los parámetros establecidos como valores máximos de emisión en el Real Decreto 653/2003 del 30 de Mayo de 2.003 sobre incineración de residuos.

Estos valores garantizados son los siguientes:

- Contenido en partículas: $\leq 10 \text{ mg/Nm}^3$
- **SO₂**: $\leq 50 \text{ mg/Nm}^3$
- **NO_x**: $\leq 200 \text{ mg/Nm}^3$
- **HF**: $\leq 1 \text{ mg/Nm}^3$
- **HCl**: $\leq 10 \text{ mg/Nm}^3$
- **CO**: $\leq 50 \text{ mg/Nm}^3$
- **COT**: $\leq 10 \text{ mg/Nm}^3$

Las mediciones se referirán a un contenido en oxígeno por volumen en el gas seco residual del 6 % por tratarse de una instalación de coincineración.

3. SOLUCIONES APORTADAS PARA LA OPERACIÓN DE LA PLANTA

Soluciones adoptadas antes del cambio de caldera

En primer término se presentan las soluciones aportadas para solventar los problemas, que se fueron presentando, durante los primeros años de operación de Planta hasta que se decidió el cambio de la caldera original Indicando las causas probables de los problemas operación y las medidas adoptadas para minimizar sus efectos negativos.

Como se aprecia en la figura que sigue que representa un corte longitudinal de la caldera Vulcano, donde se quedan definidas: la boca del quemador Coen DAZ, la zona

correspondiente al hogar, la zona de los sobrecalentadores y el economizador; se ha marcado la longitud de la llama que como se observa llega a la parte inferior del sobrecalentador y como se puede ver en la foto siguiente, esto se comprueba ya que ven las partículas incandescentes del final de llama saliendo de la zona en cuestión.



Figura 66 corte de la caldera original marca Vulcano donde se indica el recorrido y alcance de la llama. (Fuente elaboración propia)

En los sistemas de combustible pulverizadas, las temperaturas de llama son relativamente altas, comúnmente alrededor de 1200-1600°C, y los tiempos de residencia de partículas de combustible a estas temperaturas son relativamente cortos, del orden de unos pocos segundos.

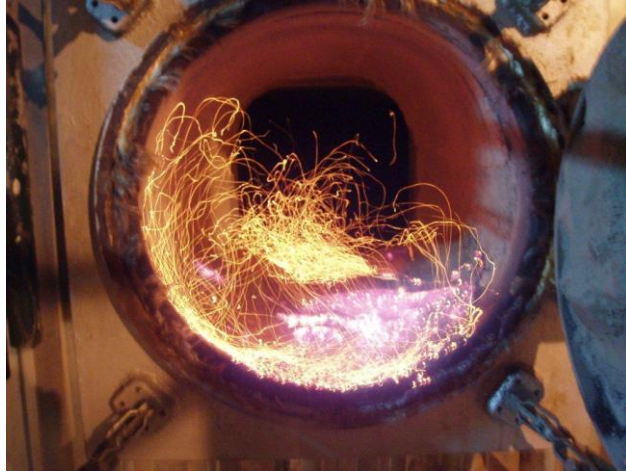


Foto 25 partículas incandescentes saliendo del sobrecalentador. (Fuente elaboración propia)

La corrosión en las calderas que queman biomasa es importante, según se indica en las diversas publicaciones técnicas como la de (Riedl R. et al, 1999) y trae aparejada la formación de sales de hierro que se producen con la actuación de los compuestos de K, Cl y S presentes en los gases de combustión sobre el hierro que migra del acero de los tubos formando capas externas frágiles en la superficie de los mismos, esto se produce a lo largo de toda la longitud del haz, como se ve en las fotografías, especialmente en las zonas más calientes (inferiores) y no en una zona localizada.



Foto 26 haces de sobrecalentador con incrustaciones (Fuente elaboración propia)

En esta caldera el diseño de los sobrecalentadores se hizo a tresbolillo o sea colocando los haces de tubos, en filas paralelas, de modo que los de cada fila correspondan al medio de los huecos de la fila inmediata formando triángulos equiláteros. Con este diseño que pretende incrementar el coeficiente de intercambio de calor en realidad lo que se lograba era que se incrementaba la sinterización de los compuestos de las cenizas volantes sobre los tubos al disminuir la sección de paso y la obstruyeran debiendo parar la planta para limpiar la zona afectada dado que dicha obstrucción hacía que se perdiera la necesaria depresión en el hogar.

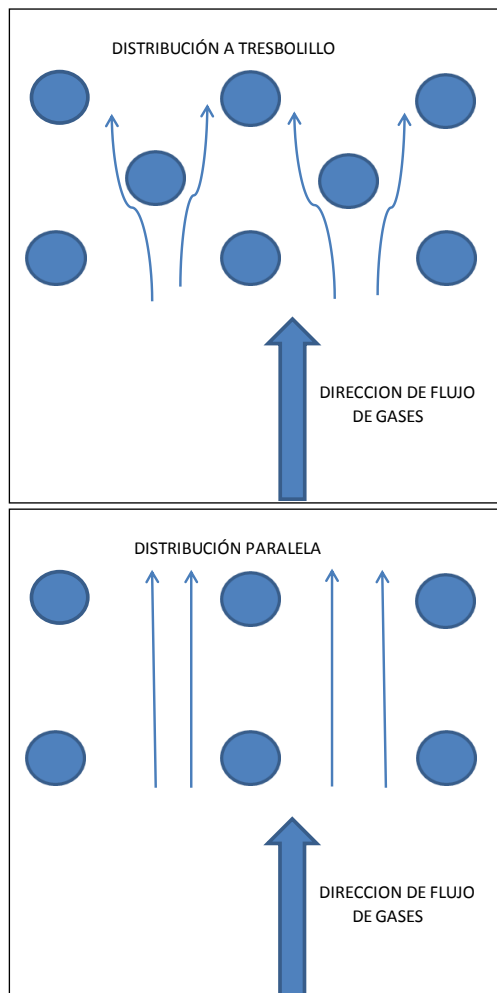


Figura 67 Esquemas del diseño a tresbolillo y de tubos paralelos

La primera solución adoptada, al tener que cambiar el sobrecalentador por el fallo de sus tubos, fue la de cambiar este diseño a uno de haces paralelos ambos conceptos se indican en las figura anterior, donde se observa que se logra una mayor zona de paso con menor capacidad de sinterización.



Foto 27 rotura de tubo por desprendimiento en capas

En la foto anterior, se puede ver el tipo de fallo que se producía en los tubos por adelgazamiento de los mismos al desprenderse las sucesivas capas de oxido de hierro que se forman continuamente como se indica en la literatura enumerada en el punto .2.3 del capítulo C como se transcribe a continuación:

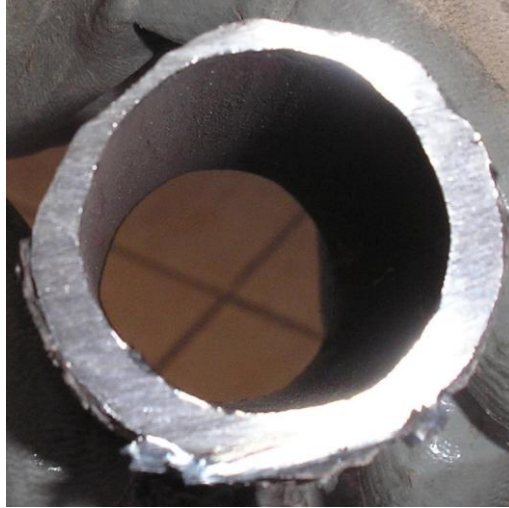
De acuerdo con lo expresado por (Livingston W R. 2007). "En las calderas de biomasa que sufren incrustaciones excesivas en la sección convectiva, se presentan tasas de desgaste erosivas por el impacto de partículas en los tubos de caldera y un desgaste erosivo asociado con el uso regular de los sopladores de la zona convectiva, al intentar controlar el impacto de los depósitos de ensuciamiento".

Se puede observar en el reportaje fotográfico siguiente el efecto de estas tasas de desgaste sobre un trozo de tubo del haz del sobrecalentador, se ve claramente que el desgaste del tubo no es uniforme en toda su circunferencia si no que es mayor en la zona superior llegando a adelgazarlo de tal forma que supera el espesor mínimo

resistente, abriendo el tubo en canal. Esta zona es justamente donde incide el flujo de vapor a presión del sistema de limpieza por sopladores de vapor.

Además coincide longitudinalmente con el ancho del chorro cónico del vapor llegando a perjudicar del orden de 1,5 metros de tubo





Fotos 28 reportaje fotográfico de elaboración propia del fallo y desgaste en tubos del sobrecalentador.

La solución propuesta en primer lugar se indica en el dibujo siguiente:



Figura 68 Esquema ilustrativo de la protección de los tubos con ángulo

Se procedió, entonces a cambiar el trozo de tubo afectado en cada haz del sobrecalentador, y a proteger esta zona con un ángulo de acero de construcción colocado como se indica en la figura anterior soldado al tubo con un cordón continuo de soldadura.

Esta solución no fue efectiva dado las capas de óxidos de hierro fueron térmicamente debilitadas por la fusión del metal de soldadura aportado, presentado durante la operación posterior fallos de tubos de forma continuada.

Esto último obligó a tomar la decisión de cambiar todo el sobrecalentador fabricando el nuevo con haces paralelos como se planteó anteriormente y además se procedió de acuerdo a lo propuesto (Biedermann y Obernberger 2005), a proteger los tubos con un material de aporte de alta dureza para evitar la abrasión de partículas y del chorro de vapor de limpieza

En las imágenes de la foto siguiente se puede observar partes del nuevo sobrecalentador con los haces de tubos paralelos



Foto 29 *Nuevo sobrecalentador vista superior y frontal*

Teniendo en cuenta que como se ha indicado anteriormente que “en los sistemas de combustible pulverizadas, las temperaturas de llama son relativamente altas, comúnmente alrededor de 1200-1600°C, y los tiempos de residencia de partículas de combustible a estas temperaturas son relativamente cortos, del orden de unos pocos segundos” unido este hecho a que las temperaturas de fusibilidad de las cenizas del serrín, que se indican en la tabla siguiente, y la temperatura de vapor de 450°C, se comprueba que la formación de incrustaciones era inevitable.

Como se ha indicado en el punto 1.5 de este capítulo, el serrín es el único combustible que se podía utilizar en esta caldera,

Temperaturas de fusibilidad		
SERRIN		
Inicial	°C	1272
Esfera	°C	1295
Hemiesfera	°C	1312
Fluida	°C	1339

Por ello aun cambiando una etapa del sobrecalentador, no se lograba impedir la formación de escoria que tapaba los pasos de gases y obligaba a parar cada 10 días para limpieza de los mismos.

Soluciones adoptadas con el cambio de caldera

Además del cambio de caldera se realizaron otras modificaciones que para que fuese posible evitar los problemas asociados a las instalaciones complementarias.

Se presentan aquellas más trascendentes que hacen a la eficiencia del ciclo y a la mayor disponibilidad del conjunto de la planta.

Con respecto a la caldera en si misma se la dota de doble sistema de combustión, por un lado un sistema de gasificación (dos gasificadores y una cámara torsional para quemar el gas resultante) y una cámara torsional para quemar finos o tipo serrín de baja granulometría, menor de 20 mm.

Se eligió este sistema para quemar finos o polvos, dada la poca fiabilidad que se obtuvo con el quemador Coen de la caldera anterior (Vulcano), que además requería que las partículas fueran más pequeñas del orden del 1 mm, por lo que había que mantener un segundo sistema de molienda. Como se observa en la fotografía la llama no es completa y si bien tiene turbuladuras no llega a completar el frente de llama en toda la circunferencia del quemador lo que producía oscilaciones del frente de llama. Estas oscilaciones se contenían utilizando el piloto de Gas Natural permanentemente encendido

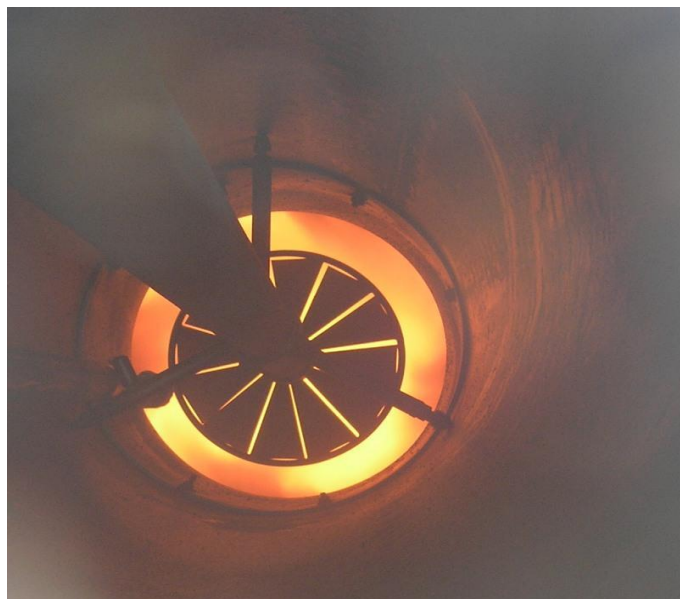


Foto 30 Vista de la llama del quemador Coen

La caldera como se puede apreciar en el corte siguiente tiene cámaras de combustión torsional en los costados de la pared membrana produciéndose la combustión casi totalmente en su interior como se aprecia en la fotografía que se muestra a

continuación, donde si se ve que el frente de llama completa la totalidad de la cámara, aun quemando partículas de mayor granulometría. No hace falta utilizar el quemador de gas natural más que para los arranques.

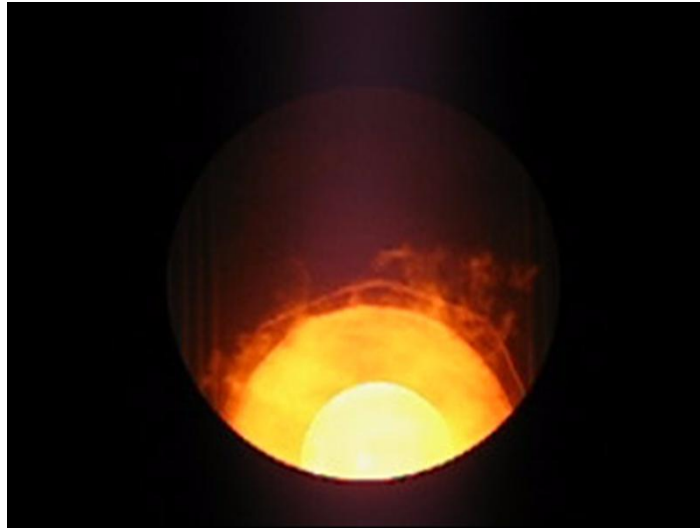


Foto 31 Vista frontal de la cámara de combustión torsional

La cámara torsional que se muestra en la foto anterior es la que se utiliza para quemar serrín con granulometría menor de 20mm con lo que el material separado por medio de una criba de malla adecuada se puede utilizar directamente después de la trituración.

El hogar de la caldera es vertical con cuatro paredes que hacen de conducto de los gases de combustión, estas son paredes membranas donde se lleva a cabo el paso del estado líquido al de vapor hacia el Calderín.

La zona de sobrecalentadores está en un segundo - tercer paso si se consideran las cámaras como primer paso de la combustión ya que tanto el aire primario como el secundario se introducen en la cámara y no en el hogar de la caldera, luego los gases pasan al economizador desde la última etapa de sobrecalentador

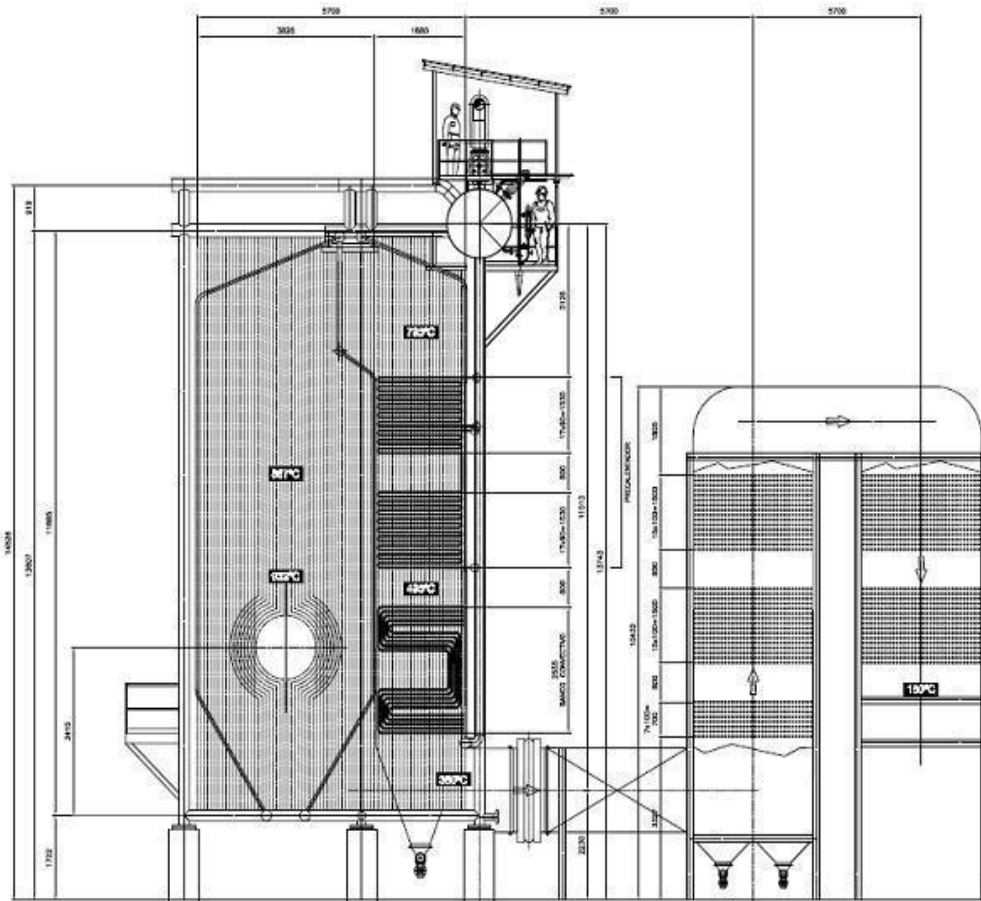


Foto 32 vista en corte de la nueva caldera



Foto 33 vista de los platos inferiores de un gasógeno que hacen de parrilla y de extracción de cenizas

La foto anterior muestra el detalle constructivo de la parrilla o cama de uno de los gasógenos que se utiliza para soportar la combustión de la biomasa y separar y extraer las cenizas a través de una serie de platos rotativos

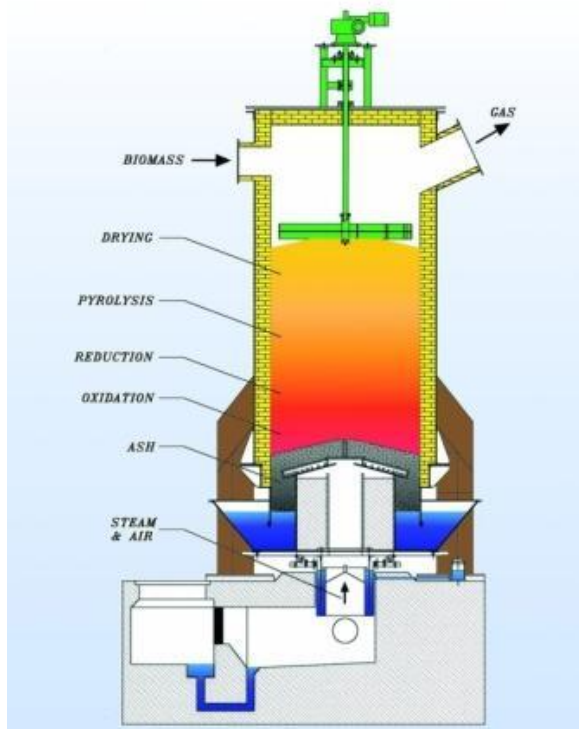


Foto 34 vista y esquema de uno de los gasógenos

En la foto y vista anteriores se muestra uno de los gasógenos y el esquema del sistema empleado que es del tipo updraft como se indico en el punto de la combustión por gasificación.

En el reportaje fotográfico siguiente se muestran las secciones de la una cámara torsional y las dos cámaras una para gases de gasógeno y la otra para serrín.





Foto 35 cámaras torsionales de serrin y de los gasógenos

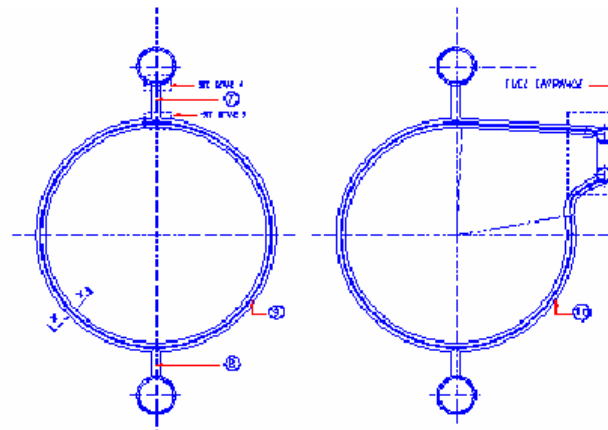


Foto 36 Cámaras torsionales y corte de la misma

A continuación se muestran una serie de fotografías de los sistemas de trituración distribución clasificación y almacenamiento de la biomasa que llega a la planta.

El triturador que se instaló originalmente no era apropiado para el tipo de biomasa que se trataba ya que esta tiene fibras que se estiran y no se cortan y el rozamiento de estas con las cuchillas del triturador yante la presencia de polvo de madera seco produjo dos incendios.

Por esa razón se adquirió el triturador que se muestra en la foto siguiente, que tiene doble eje y par variable con retroceso para evitar el problema que se presentaba con el anterior.



Foto 37 triturador nuevo

El sistema de trituración está provisto asimismo de un electroimán a la salida para retener piezas de metal que pudieran venir con la biomasa luego de pasar por ese elemento la biomasa triturada se dirige a una criba que separa los trozos aptos para la gasificación de los trozos grandes que son recirculados al triturador, asimismo separa los finos partículas de hasta 20mm que se quemarán en la cámara denominada de serrín

En la foto siguiente se muestra el sistema de distribución, cribado, retención de metales y transporte de la biomasa a los silos de alimentación a la caldera



Foto 38 sistema de tratamiento de la biomasa

Se demostró, al cabo de los años de explotación de la planta en su diseño original la necesidad de contar con un almacén de la biomasa triturada y del serrín recolectado para evitar por un lado la contaminación de los productos por tierra u otros contaminantes y su humectación por la exposición a la lluvia, nieve, o nieblas, pero por otro lado se trataba de eliminar las inmisiones elevadas que se producían al levantar los vientos reinantes, el polvo de madera que se encuentra dentro del material ya triturado.



Foto 39 vista exterior del almacén de combustible tratado y su sistema de alimentación



Foto 40 vista interior del almacén

En la fotografía anterior del interior del almacén de biomasa triturada, se aprecian los silos de almacenamiento y el sistema de transporte del material a los mismos. Los silos cuentan con sendos pisos móviles que le permiten conducir el material hacia los reddlers de transporte. En las fotografías siguientes se muestran los tornillos de salida de los pisos móviles que extraen el material acumulado por los pisos hacia la cabecera de los reddlers.



Foto 41 vistas de las salidas de material hacia los transportadores

La última modificación que se menciona es la que corresponde al tratamiento de gases de combustión, como esta planta pretende quemar al mismo tiempo varios combustibles, se la dota del equipamiento necesario para cumplir las máximas exigencias del control de emisiones según lo establecido en el RD 653/2003, y no solo lo establecido en la RESOLUCION 05/06/02 de autorización de la planta según que fijaba las emisiones según el RD 833/1975, que es menos restrictivo, este equipamiento incluye un sistema de inyección de amoníaco para reducir las emisiones de NOx un reactor con inyección de carbón activado e hidróxido de cal y un filtro de mangas para disminuir la emisión de otros contaminantes y de partículas.

En la foto siguiente se puede apreciar el sistema de tratamiento de gases con los sensores de medición en continuo de contaminación como prevé el RD 653.



Foto 42 sistema de tratamiento de gases

Problemas con la operación de la nueva caldera y soluciones adoptadas

Al comenzar a operar la nueva caldera se empezaron a producir escorias de gran tamaño en la parrilla (cama) de los gasógenos que obstruían la salida de cenizas previstas para los mismos, las fotos que siguen muestran trozos de estas escorias de varios centímetros de diámetro medio.



Foto 43 trozos de escoria de la parrilla de los gasógenos

En las fotos que se muestran a continuación se ve el estado en el que quedaron los platos de la parrilla siendo la primera de estas la de su configuración inicial y la segunda su estado después de la abrasión producida por las escorias acumuladas.



Foto 44 Platos de la parrilla de un gasógeno antes y después de la abrasión por escorias

Aplicación de aditivos para disminuir la formación de escorias:

Siguiendo lo realizado por (Fernández Llorente M.J. 2006) y los diversos artículos citados en el punto 2.3 de esta tesis denominado: "Revisión de la literatura sobre la

influencia de la composición de la biomasa en la formación de cenizas, la escorificación y la corrosión”.

En la Planta en estudio teniendo en cuenta esos antecedentes, se decidió realizar ensayos con diferentes aditivos cuyo componente activo es principalmente el calcio, como son: el carbonato de calcio CaCO_3 , el Hidróxido de calcio CaOH_2 y la Dolomita $\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2$, esta última recomendada por (Wang L., 2008), todos estos aditivos fueron añadido alternativamente para apreciar sus resultados siempre con granulometría de 0.25 a 2 mm

Cada uno de los aditivos mencionados precedentemente, se fueron utilizando hasta que se obtuvo la cantidad efectiva para reducir la sinterización a tamaños menores de los 5 mm con los siguientes resultados

Tanto el hidróxido de calcio como el carbonato de calcio, aportando una cantidad equivalente al 5% del peso de combustible utilizado, consiguieron reducir la escorificación a los tamaños exigidos.

La Dolomita se comportó de la misma forma pero debiendo adicionar más del doble para conseguir un efecto equivalente, probablemente y de acuerdo con (Wang L., 2008), al ser la Dolomita solo significativamente activo por encima de los 800°C.

El análisis de los componentes de las cenizas recogidas en las extracciones del gasificador, y en la extracción de ceniza del economizador refleja un incremento en potasio y azufre con respecto a la biomasa inicial, lo que está de acuerdo a lo esperado. La explicación del efecto de la reducción de sinterizados por la adición de caliza se debe muy probablemente, a que el Ca (calcio) suele aumentar el punto de fusión de la ceniza.

Los metales alcalinos, como el calcio también han demostrado tener un efecto sobre la liberación de potasio, (Thy P., et al 2000) realizó mediciones mostrando que se producía una liberación mucho más alta de potasio cuanto mayor es la relación Ca /Si.

Esto fue indicado también por (Knudsen J.N. 2004), quien sugirió que el calcio tiene enlaces más fuertes con el silicio que con el potasio a medida que aumentan las temperaturas.

Con el objeto de comprobar la cantidad de cenizas que se producían en la caldera utilizando una mezcla de los combustibles compuesta del 50% de pino con corteza y otro 50% de astillas, se realizó un ensayo operativo para determinar la cantidad de ceniza producida por la combustión conjunta de los dos tipos de biomasa utilizados, colocando bajo las bocas de salida de cenizas los contenedores de cenizas vacíos y previamente tarados (pesados en vacío), a una misma hora y tomando el dato de la energía producida hasta esa hora en el totalizador de energía producida, se esperó a que transcurriera un período adecuado se retiraron los contenedores y se pesaron obteniendo el peso bruto del cual se descuenta la tara del contenedor como se muestra en la tabla siguiente:

PESADAS DE CENIZA							
HORA ENTRADA	HORA SALIDA		TRANSPORTE	PESO TARA (Kg)	PESO BRUTO(Kg)	PESO NETO(Kg)	OBSERVACIONES
12:38		TORO-CONT	VACÍO	6.980			CONTENDOR VACÍO
12:40		TORO-CONT	VACÍO	6.980			CONTENDOR VACÍO
12:40	16:10	TORO-CONT	CENIZA-ECO	6.980	7280	300	SE RETIRA LLENO
12:40	16:10	TORO-CONT	CENIZA-GASOGENO 2	6.980	7440	460	SE RETIRA LLENO
12:40	16:10	TORO-CONT	CENIZA-GASOGENO 1	6.980	7700	720	SE RETIRA LLENO
					TOTAL CENIZAS	1480	

Tabla 36 pruebas de contenido de cenizas

El tiempo total de la prueba fue de 3h 30' en las que se produjeron 27,30MWh y se consumieron 30,03 t de biomasa que se tenían separadas previamente pesadas en los silos correspondientes. Resultando un total de cenizas de 1.480kg o sea un 4,93% del material utilizado.

Un alto contenido en ceniza del orden del 5%, unido al elevado contenido de cloro (Cl) y potasio (K), hacen que esta biomasa tenga una alta tendencia a la formación de escorias.

El agregado de caliza aumenta la temperatura de fusibilidad de las cenizas y aumenta la liberación del potasio impidiendo restringiendo con el silicio

Los silicatos (Si) tienen un efecto inhibitorio sobre la liberación de potasio (K) ya que este forma fácilmente silicatos de potasio pero el calcio (Ca) al tener enlaces más fuertes con el silicio (Si) que los que tiene este con el potasio aumenta la liberación de este último.

La tabla siguiente muestra las analíticas de las biomásas utilizadas en la operación de la planta en una primera hibridación

Unidades en %b.s.	SERRIN	ASTILLAS	PINO
Cenizas	1.21	1.10	9.51
Volátiles	79.17	80.04	74.82
Carbono	49.25	49.34	45.50
Hidrógeno	5.79	5.96	5.45
Nitrógeno	3.06	1.37	2.07
Azufre	No det	No det	0.68
Fluoruros	No det	No det	No det
Cloruros	0.027	0.028	0.026
Sulfatos	0.131	0.098	1.59
P.C.S kcal/kg	4758	4724	4307
P.C.I kcal/kg	4457	4415	4025

Tabla 37 análisis de las biomasa utilizadas en las pruebas

En la tabla anterior a la biomasa aún no se la había añadido caliza como aditivo con el objeto de no distorsionar los datos resultantes de los análisis

Esto se puede observar en la tabla de análisis de cenizas donde se observa que la mayor parte del silicio (Si) queda retenida en las cenizas de los gasógenos mientras que el potasio (K) liberado es arrastrado por los gases de combustión y se deposita como K_2O , en el economizador casi al final de su recorrido. Estas cenizas se han recogido de las salidas de los sistemas de extracción de cenizas de cada zona de recolección de las mismas en la caldera.

Se realizaron analíticas de los dos lugares más definitorios de las escorias de combustión (Gasógenos) y de las cenizas volantes (Economizador)

CENIZAS ECONOMIZADOR		CENIZAS GASOGENO	
% b.s		%b.s.	
Carbono	7.79	Carbono	0.06
Hidrógeno	0.01	Hidrógeno	0.01
Nitrógeno	0.12	Nitrógeno	0.00
Azufre	4.57	Azufre	0.31
Al ₂ O ₃	4.78	Al ₂ O ₃	3.49
Ca O	42.41	Ca O	34.24
Fe ₂ O ₃	4.04	Fe ₂ O ₃	2.90
K ₂ O	3.07	K ₂ O	0.66
Mg O	4.36	Mg O	2.20
Na ₂ O	0.59	Na ₂ O	No detect
Si O ₂	19.30	Si O ₂	49.94
TiO ₂	1.42	TiO ₂	1.02
ZnO	0.10	ZnO	No detect
MnO ₂	0.21	MnO ₂	0.08

Tabla 38 analítica de las cenizas en dos puntos clave gasógeno y economizador

En la tabla siguiente se puede apreciar que las temperaturas de fusibilidad en las cenizas de los gasógenos son más elevadas que las que se obtienen en estos, lo que es motivado por la adición de la caliza al combustible.

Temperaturas de Fusibilidad	CENIZAS
-----------------------------	---------

	GASOGENO
T^a de deformación Inicial	1250°C
T^a de Reblandecimiento	1338°C
T^a de Hemisferio	1356°C
T^a de Fluidéz	1367°C

Tabla 39 temperaturas de fusibilidad de las cenizas en el gasógeno

La última comprobación necesaria sobre los resultados de la adición de caliza como aditivo es la medición de la distribución de los tamaños de las partículas de escoria que salen del gasógeno que se muestra en la tabla siguiente y el reportaje fotográfico que se realizó de las muestras de varias zonas de la caldera

Apert malla mm	%
Dp > 6.3	7.0
6.3 > dp > 4.75	4.3
4.75 > dp > 3.15	3.3
3.15 > dp > 2	6.2
2 > dp > 1	9.3
Dp < 1	70.0

Tabla 40 distribución de los diámetros medios de las escorias resultantes

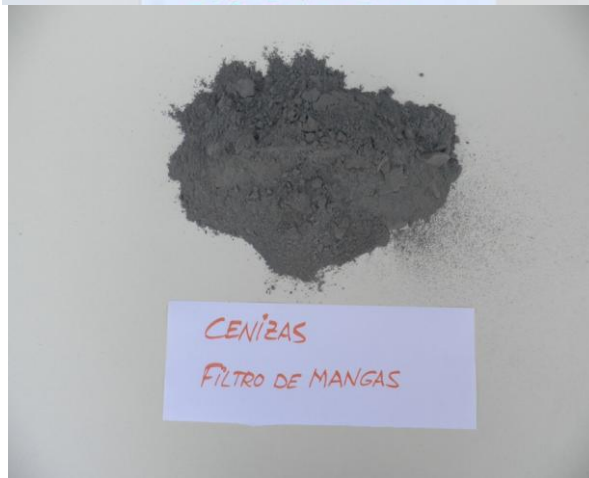
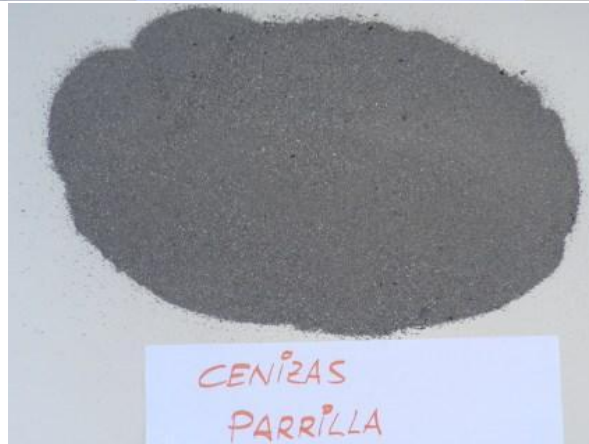


Foto 45 Reportaje fotográfico de las cenizas obtenidas en diferentes zonas de la caldera

Se debe aclarar que donde dice cenizas de parrilla se refiere a las que se extraen del fondo del hogar donde normalmente se coloca una parrilla de combustión.

Los ensayos de combustión realizados en la planta agregando caliza como aditivo han revelado que su utilización es muy favorable por la disminución de la superficie escoriada del tamaño de las escorias que se forman en la parrilla (cama) del gasógeno así como la disminución de su dureza

La utilización de caliza ha sido, también, favorable en el descenso del grado de sinterización encontrado en la ceniza depositada sobre los tubos de intercambio de calor de los sobrecalentadores como se verá en el punto siguiente.

3.1- DESGASTE DE TUBOS DE SOBRECALIENTADORES

El sobrecalentador de la caldera original está ubicado en la parte posterior de la misma dentro de la zona mostrada en la fotografía 3.

El mismo consta de dos partes una superior que es la que nos ocupa y otra inferior de menor tamaño, ambas partes tanto la inferior como la superior son piezas independientes y conectadas entre sí por medio de tuberías que unen sus colectores, en una de ellas la inferior va alojado el atemperador que sirve para regular la temperatura del vapor a la salida de la caldera

Ambas partes tienen 54 haces de tubos ubicados a tresbolillo arrancando y finalizando en sendos colectores, teniendo cada parte recta del haz unos 2,5 m de longitud entre el primer colector y la primera curvatura y de 2 m de longitud entre la primera curva y la segunda y así sucesivamente hasta la última que posee de nuevo 2,5 m de longitud al segundo colector.

El sobrecalentador superior consta de 8 curvas para cada haz de tubos mientras que el inferior tiene 6, con lo que las superficies de intercambio son diferentes siendo mayor la del colector superior y menor la del inferior, esto es así para que el calor aportado por los gases de combustión sean equivalentes en ambos sobrecalentadores ya que la temperatura de gases es menor al alcanzar el segundo sobrecalentador. El material utilizado en la construcción del sobrecalentador es acero 13Cr Mo44

3.2 -DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DEL SINIESTRO OCURRIDO EN EL SOBRECALENTADOR

A primero de mayo de 2008 se produjo una rotura de tubos en la parte alta del sobrecalentador superior, que por disminución de la presión de trabajo y su imposibilidad de mantenerla obligó a parar la Planta.

Una vez inspeccionado el sobrecalentador, se determinó que al menos el 50% de los tubos presentaban roturas y/o fisuras que hacían inviable una reparación localizada, asimismo al medir los espesores de los tubos superiores que no estaban dañados, con un equipo de ultrasonido, se obtuvieron medidas por debajo de 1,8 mm en vez de los 4 mm de espesor nominal lo que comprometía la resistencia mecánica de los mismos y por tanto se requería un recambio completo del sobrecalentador.

Al cortar los tubos dañados se pudo observar que presentaban una reducción de espesor en una zona de una longitud de 1,8 m que va desde aproximadamente unos 0,5 m desde el colector superior hacia la primera curva del haz mientras que el resto del tubo tiene mayor espesor y uniforme por encima de los 2,5 mm.



Foto 46 Detalles del sobrecalentador dañado



Foto 47 Detalle de roturas de los tubos de sobrecalentador



Foto 48 Detalle de uno de los colectores del sobrecalentador

Como se observa en las fotografías los haces de tubos presentan una deformación permanente por dilatación en su parte inferior y en la fotografía del colector donde se cortaron los tubos se puede ver que el espesor es sensiblemente mayor al que presenta en las partes dañadas.

Si bien la corrosión en este tipo de calderas que queman biomasa es importante, según se indica en las diversas publicaciones técnicas (Riedl, Dahl, Obernberger y Narodoslowsky, 1999) y trae aparejada la formación de sales de hierro que se producen con la actuación de los compuestos de K, Cl y S presentes en los gases de combustión sobre el hierro que migra del acero de los tubos formando capas externas frágiles en la superficie de los mismos, esto se produce a lo largo de toda la longitud del haz, como se ve en las fotografías, especialmente en las zonas más calientes (inferiores) y no en una zona localizada como la indicada precedentemente. Por lo que se descarta este fenómeno como la causa del siniestro.

Los haces del sobrecalentador están fijados rígidamente a los colectores, conformando apoyos del tipo empotramiento en ambos extremos, esta disposición les permite la dilatación en las tres dimensiones en el sentido opuesto al empotramiento concentrando tensiones opuestas en los mismos empotramientos, pero dado que no es en estos extremos donde se produce la rotura sino a suficiente distancia de los mismos, y que los tubos en el empotramiento mantienen un espesor uniforme, como se ve en la fotografía del colector, se descarta la rotura por defecto de diseño en los sobrecalentadores.

En las fotografías del sobrecalentador se puede apreciar una deformación permanente de alguno de los tubos asociada a la superación de la tensión de fluencia debida a una carga constante (presión interior del vapor) y una elevada temperatura de trabajo en la parte exterior de los tubos Gases de combustión del orden de 1000°C

Según (Viswanathan R. 1989) Las exposiciones durante largo tiempo a temperaturas elevadas y tensión producen cambios en la estructura de un material, generación y crecimiento de defectos internos y por lo tanto un deterioro de las propiedades funcionales del mismo. Estos cambios en las propiedades, los cuales controlan la vida en componentes de acero de baja aleación al Cr-Mo son causados principalmente por los siguientes procesos microestructurales: precipitación y transformación de carburos, descomposición de áreas de perlita/bainita, segregación de especies químicas, cambios en la morfología de los carburos y cambios en la composición química de la matriz. Tales variaciones estructurales afectan a diversos mecanismos de daño entre los cuales se encuentra el creep. Este mecanismo de daño controla la vida de diversos tipos de componentes en plantas de generación de potencia, refinerías de petróleo y otras que operan en condiciones similares.

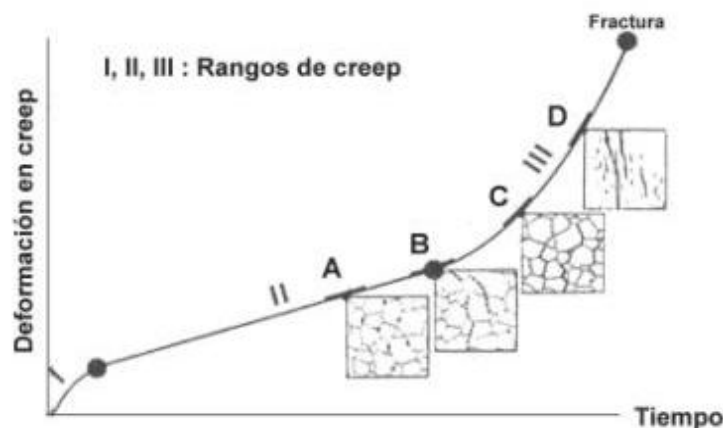


Figura 69 Aparición de daño en la microestructura.

La transición de la etapa secundaria a la terciaria, punto B, está relacionada con una mayor nucleación y orientación. Finalmente en el punto C, las microcavidades comienzan a coalescer para formar microfisuras, en tanto que en el punto D aparecen macrofisuras, las cuales preceden a la fractura. Durante el envejecimiento del acero Cr-Mo en condiciones de operación en plantas de potencia, se producen cambios en los carburos existentes Fe_3C . Adicionalmente, también se produce la precipitación de nuevos

carburos tal como el Cr_7C_3 , que no se encuentran presentes en el acero antes de comenzar el servicio. En efecto, en áreas ferríticas se produce la precipitación y crecimiento de Cr_7C_3 , mientras que en áreas originalmente constituidas por perlita, tiene lugar la esferoidización y cambios en la composición de Fe_3C a Cr_7C_3 .

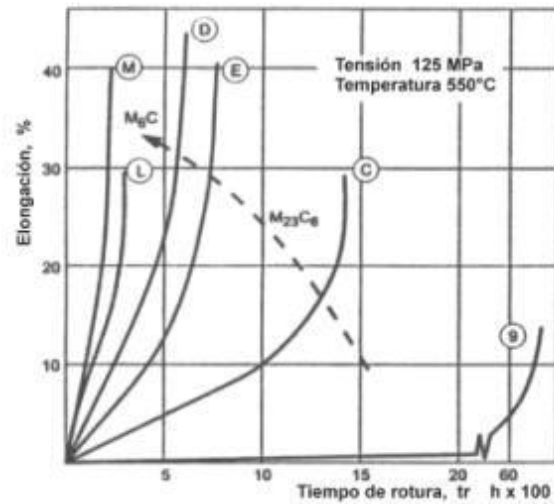


Figura 70 Influencia de la constitución de fases y el tiempo de rotura para un acero Cr-Mo

4. EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS DE EXPLOTACIÓN DE LA NUEVA CALDERA

En este punto se presentan los resultados obtenidos en la operación de la planta, después de la aplicación de las medidas adoptadas para solucionar los problemas operativos que se han mostrado en el punto anterior.

En los dos gráficos siguientes se indica el total de energía generada mes a mes desde el momento de la puesta en marcha de la nueva caldera y demás equipos incorporados. Para un mejor entendimiento se dividen en dos períodos, en el primer gráfico el que va desde la puesta en marcha en noviembre de 2009 hasta la recepción provisional de la planta que se lleva a cabo en septiembre de 2010 en ese período la operación y las pruebas de prestaciones y los ajustes correspondientes se realizaron por parte del contratista.

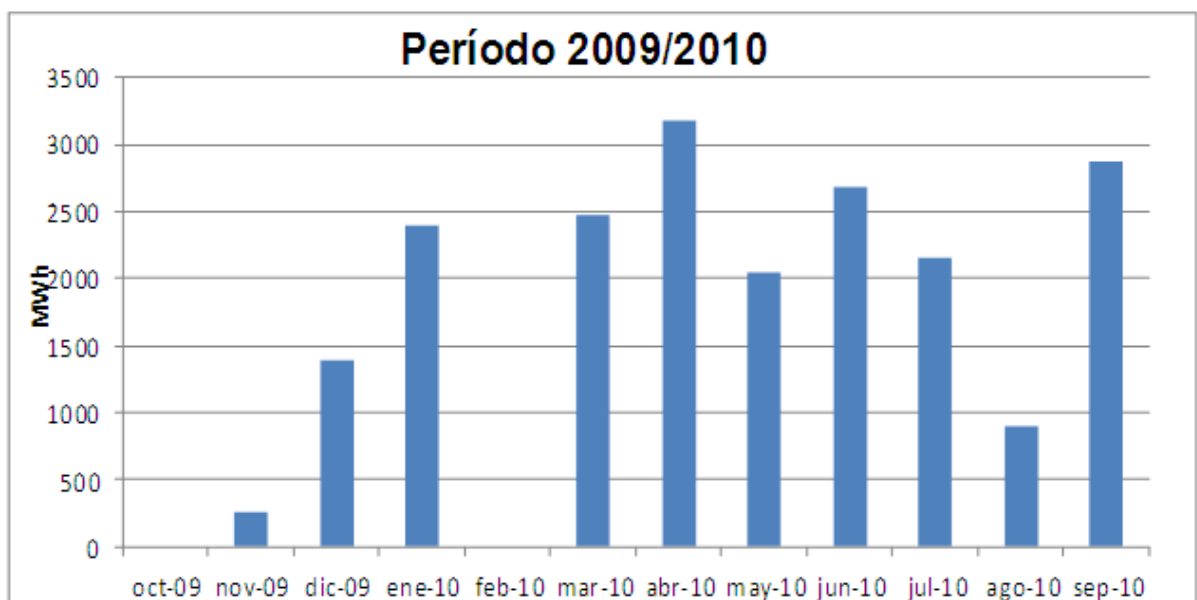


Tabla 41 resultados de explotación en el período 2009/2010

En el gráfico siguiente se muestran los resultados de operación en el período de un año que va desde el mes siguiente a la recepción provisional hasta septiembre de 2011. Período en el que la explotación se lleva con personal propio. Como se puede observar en el mes de noviembre se disminuye la producción pero es debido a una parada programada para el mantenimiento de la turbina y a partir de ese mes se continúa con un resultado más o menos estable.

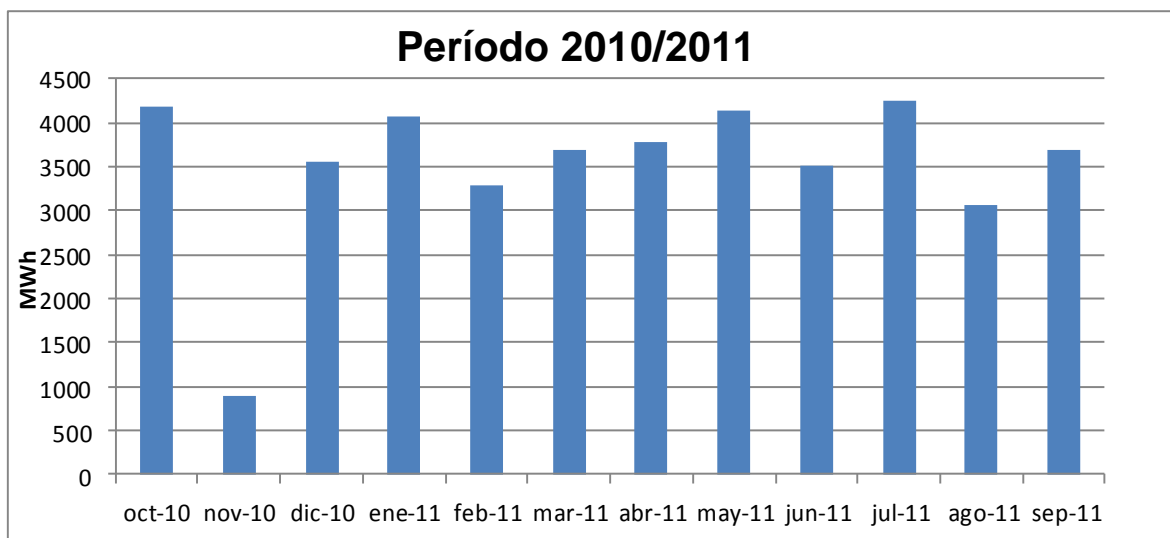


Tabla 42 resultados de explotación en el período 2010/2011

En la tabla siguiente se detallan los valores de energía generada mes a mes desde enero de 2011 a septiembre de ese mismo año, se calculan las horas de producción equivalentes o sea las horas resultantes de dividir el total de la energía generada en el mes por la potencia máxima de generación con lo que se obtiene un número de horas a plena potencia que se relaciona a su vez con las horas totales del mes para obtener la disponibilidad de la planta.

Mes	Energía producida MWh	Horas de producción equivalentes	Disponibilidad
ene-11	4.083	523	70,4%
feb-11	3.297	423	62,9%
mar-11	3.692	473	63,6%
abr-11	3.777	484	67,3%
may-11	4.143	531	71,4%
jun-11	3.520	451	62,7%
jul-11	4.251	545	73,3%
ago-11	3.077	394	53,0%
sep-11	3.692	473	65,7%
TOTAL	33.532	4.299	65,6%

Tabla 43 resultados de la explotación y disponibilidad

Como se ve la disponibilidad mensual no superó el 72% y la disponibilidad promedio del período no superó el 66% valores a todas luces inferiores a los esperados en diseño.

La causa de esta diferencia la encontramos en las diferentes incidencias de los nuevos equipos y sistemas pero se pueden resumir en dos causas principales la escoriación de las cenizas y las abrasiones ocasionadas por estas y problemas en los sistemas de alimentación por defectos en el diseño.

Estos dos problemas se solucionarán en una parada programada cambiando los diseños de las parrillas (camas) y los sistemas de evacuación de cenizas de los gasógenos y redimensionando y duplicando los sistemas de alimentación.

En los gráficos siguientes se compara la curva de carga horaria de dos días equivalentes uno correspondiente al año 2010 y el otro al 2011, donde se aprecia la menor carga y la parada técnica que se solían producir en el período 2009 - 2010 donde todavía no se había alcanzado la experiencia suficiente y el otro del período 2010 - 2011 donde ya se operaba correctamente aunque persisten los problemas mencionados precedentemente.

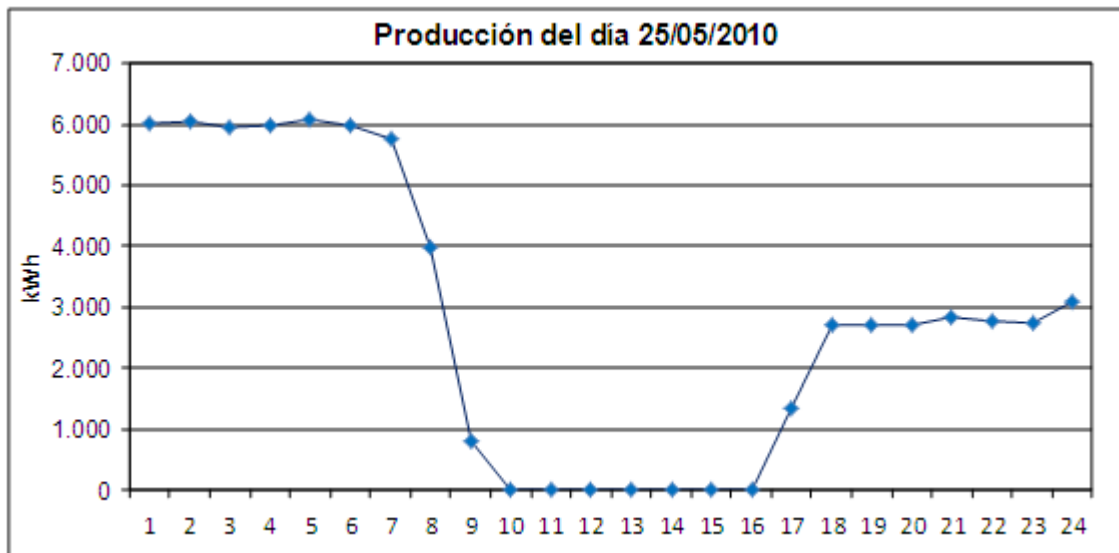


Tabla 44 curva de carga de un día en 2010

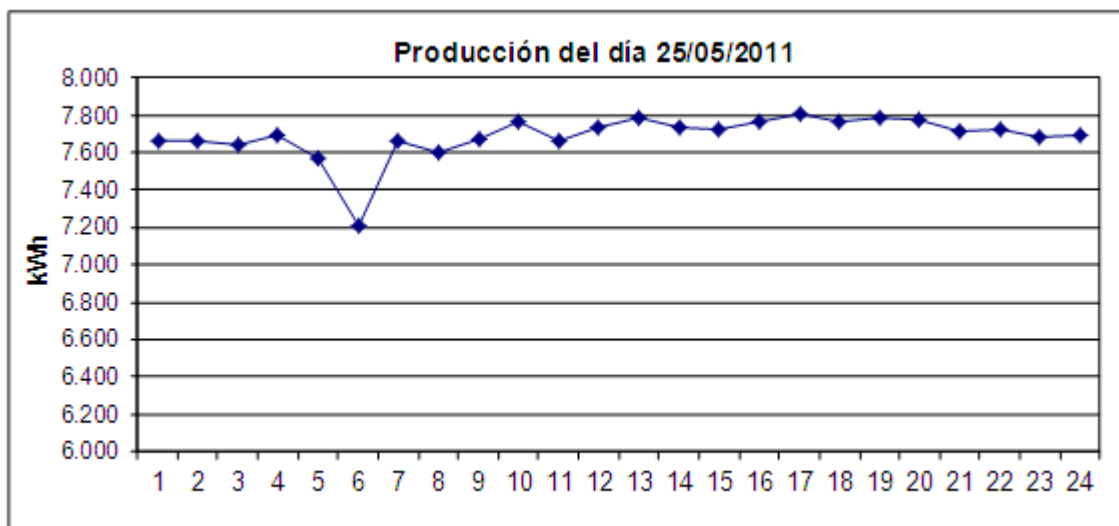


Tabla 45 Curva de carga de un día en 2011

Para mayor abundamiento sobre los resultados de todas las soluciones adoptadas se muestra una comparación de los resultados operativos desde el año 2007 al 2011 en la siguiente tabla y en el gráfico correspondiente

AÑO	Energía producida MWh/mes	Horas de producción equivalentes	Disponibilidad	PRECIO MEDIO €/MWh
2007	7.639	1.107	14,0%	71,6
2008	10.153	1.471	18,7%	72,0
2009	4.973	721	9,1%	54,3
2010	23.962	3.471	44,0%	106,1
EXP 2011	43.882	5.626	71,4%	116,5

Tabla 46 Parámetros anuales de explotación

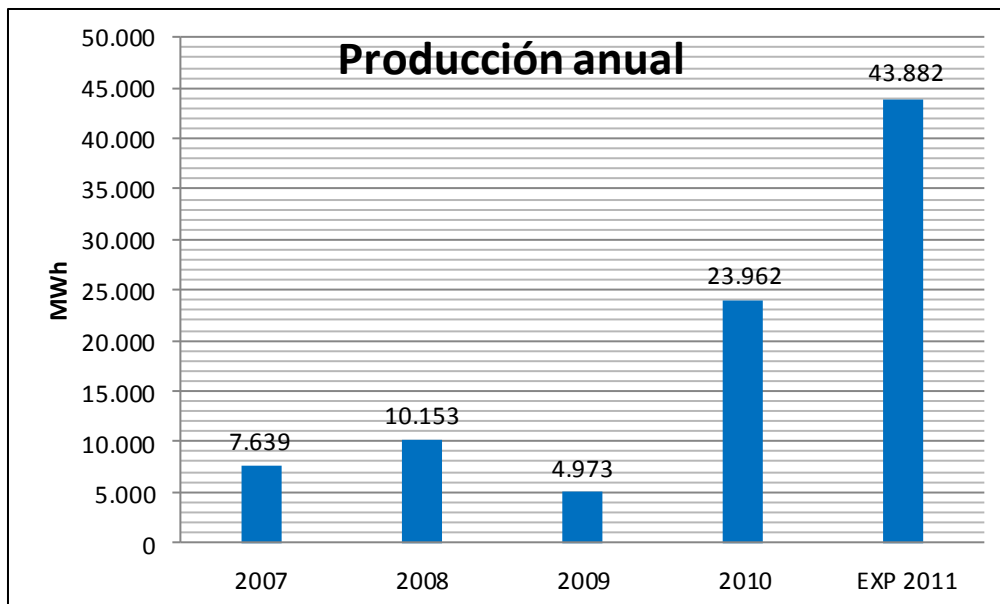


Tabla 47 Producciones anuales en MWh

Como se observa en la tabla anterior el precio medio también ha subido y eso es debido a aprovechar el concepto de hibridación o sea la utilización de diferentes tipos de biomasa en una misma instalación que prevé el RD 661/2007 de instalaciones de producción de energía eléctrica en Régimen Especial: "Se entiende por hibridación la generación de energía eléctrica en una instalación, utilizando combustibles y/o tecnologías de los grupos o subgrupos siguientes b.1.2, b.6, b.7, b.8 y c.4".

La hibridación de combustibles biomásicos

En la planta en estudio se decidió analizar la posibilidad de utilizar distintos tipos de biomasa, en especial aquellos para los que las primas asignadas fuesen más

elevadas que la original que pertenecía al subgrupo b.8.2 (biomasa procedente de instalaciones industriales del sector forestal), En las fotos siguientes se muestran diferentes biomásas almacenadas en la planta de las que se puede disponer para quemar en la nueva caldera.



Foto 49 Podas y Cepas de Sarmientos

Foto 50 Podas de monte de pinos



Foto 51 Troncos no maderables de pino con corteza

Foto 52 Palets

Teniendo en cuenta el sistema de combustión adoptado en la nueva caldera, Gasificación y Cámara Torsional, se puede quemar y además de forma conjunta las biomásas mostradas en la foto anterior con lo que se incrementa el precio final de venta de energía.

En la tabla siguiente se indican resaltados los subgrupos que se han adoptado para utilizar en la planta los porcentajes utilizados son: 20% del b.8.2, 40% del b.6.3 y 40% del b.6.2

Subgrupo	Descripción	Potencia	Tarifa regulada c€/kWh	Prima de referencia c€/kWh
b.6.1	Cultivos Energéticos	$P \leq 2$ MW	17,16	12,94
		$P \geq 2$ MW	15,83	11,39
b.6.2	Residuos Agrícolas	$P \leq 2$ MW	13,58	9,35
		$P \geq 2$ MW	11,61	7,17
b.6.3.	Residuos Forestales	$P \leq 2$ MW	13,58	9,35
		$P \geq 2$ MW	12,78	8,33
b.8.1.	Residuos de industrias	$P \leq 2$ MW	13,58	9,35
		$P \geq 2$ MW	11,61	7,17
b.8.2.	Residuos de industrias	$P \leq 2$ MW	10,02	5,80
		$P \geq 2$ MW	7,03	2,59
b.8.3.	Lejías negras	$P \leq 2$ MW	10,02	6,07
		$P \geq 2$ MW	8,64	3,96

Tabla 48 Tarifas y primas por subgrupo para 2011(Hibridación)

En el gráfico que sigue se muestran los resultados correspondientes a los precios medios de venta del MWh antes y después de la hibridación, la diferencia entre los correspondientes a 2010 y 2011 se deben a que durante el primer trimestre de 2010 todavía no se había obtenido la autorización correspondiente y se facturaba con las primas del b.8.2 exclusivamente.

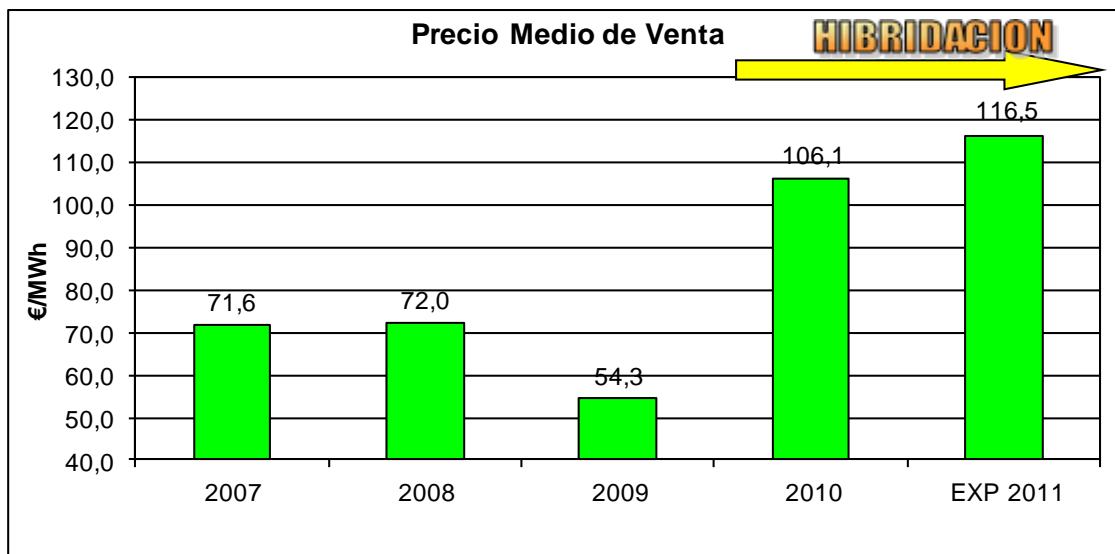


Tabla 49 precios medios anuales de venta de energía

Al incorporar biomásas con mayor cantidad de cloro se realizaron estudios para determinar el grado de ataque por oxidación sobre los sobrecalentadores, en la figura siguiente se muestra el corte de la caldera y la zona de sobrecalentadores sobre la que se realizaron las mediciones así como el recorrido de los gases de combustión.

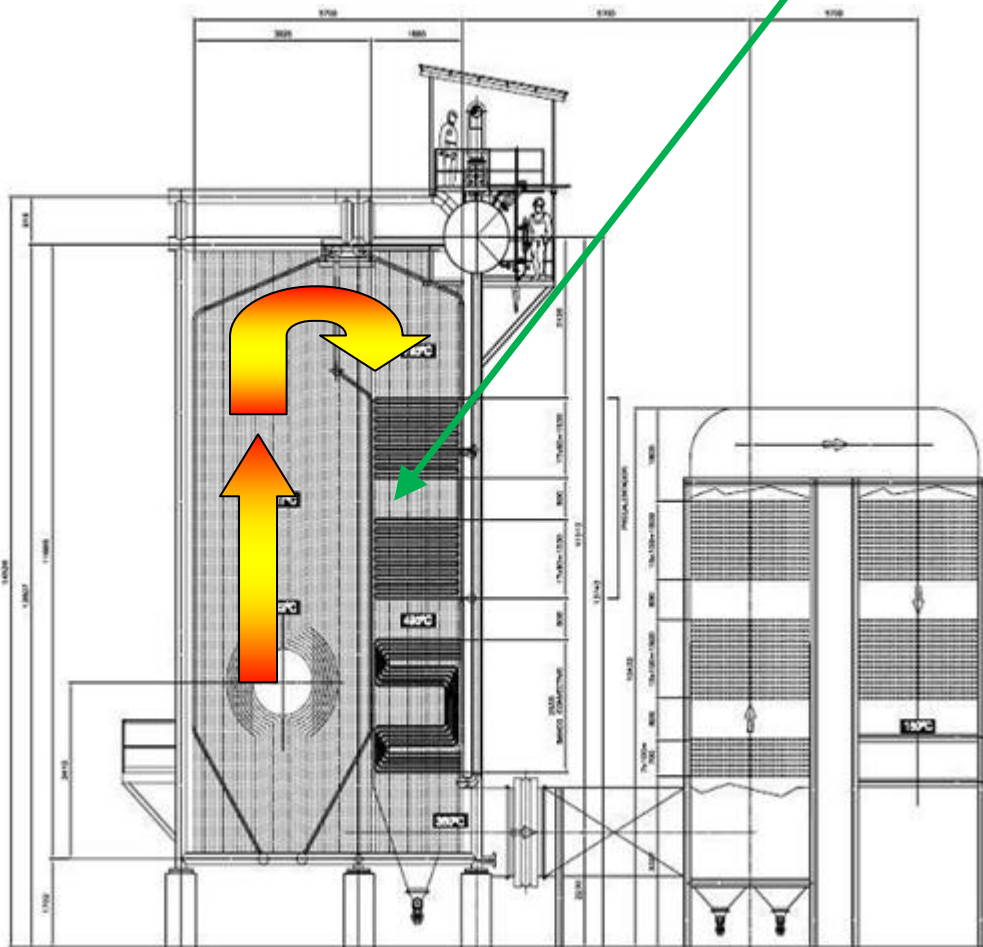


Figura 71 corte de la nueva caldera indicando el recorrido de gases y la zona de sobrecalentadores

Para determinar las tasas de corrosión en los tubos de los sobrecalentadores propuestas por (Montgomery et al 2002) y (Henriksen et al 2002), se procedió a medir los espesores de una serie de tubos de la parte inferior y otra de la superior del banco de sobrecalentadores.

Se han elegido esas etapas por ser una, la zona donde la temperatura de gases es más baja pero con posibilidad de sinterización de las partículas volantes en los tubos y la otra por ser la zona donde la temperatura más elevada de los gases puede arrastrar más cloro libre. En las páginas que siguen se muestran los resultados de las mediciones y se calculan las tasas de corrosión correspondientes.

Las mediciones se realizaron con un equipo de ultrasonido marca modelo con palpador especial para tubos

SOBRECALENTADOR (PARTE INFERIOR)

Nº TUBO	LADO IZQUIERDO		LADO DERECHO	
	21/10/2011	02/01/2012	21/10/2011	02/01/2012
1	4,02	3,97	4	3,84
5	3,98	3,88	3,88	3,8
10	4	3,89	4	3,94
14	4,01	3,8	4,2	3,88
18	3,85	3,81	3,91	3,85
23	4,01	3,87	4,01	3,88
27	3,99	3,96	3,9	3,79
31	4,01	3,8	3,9	3,9
35	4	3,95	3,92	3,85
40	3,9	3,85	3,9	3,84
44	3,8	3,75	3,83	3,75
49	3,99	3,96	4,1	3,95
54	4,01	3,99	3,9	3,83
59	3,87	3,85	3,8	3,73



Tabla 50 Medidas de espesores de tubos (mm)

Foto 53 Sobrecalentador inferior

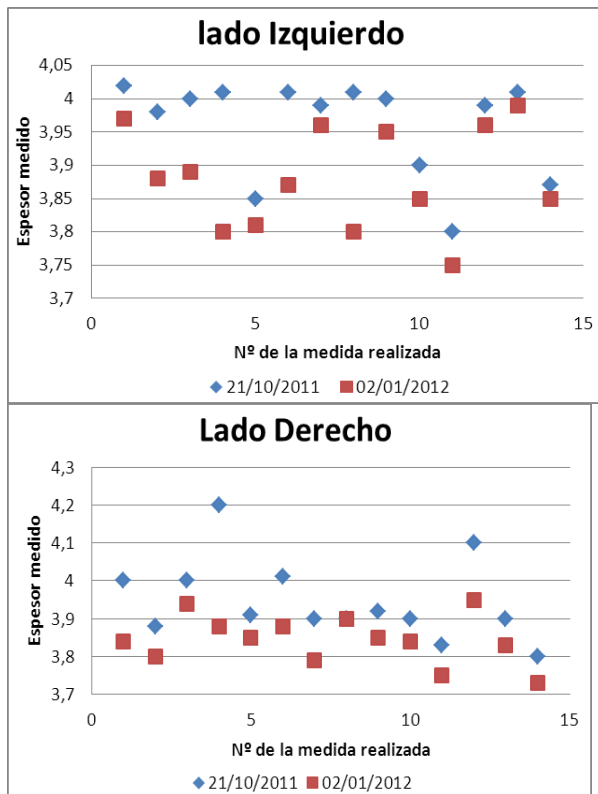


Tabla 51 *Dispersión de medidas*

Calculando los valores promedio que resultan de 3,96 y 3,88 mm en los valores del lado izquierdo y de 3,95 y 3,85 mm en los valores del lado derecho, haciendo la diferencia entre ambos y dividiendo por los días transcurridos entre ambas mediciones resulta una tasa de disminución del espesor de 0.0012 mm/día. O sea de 0,39 mm/año

Considerando además que de acuerdo a los cálculos de presión de estos elementos el espesor mínimo resistente es de 1,08mm, se puede inferir que esta etapa del sobrecalentador operando al 85% de disponibilidad que es la máxima esperada podrá alcanzar los 7,8 años antes de colapsar. O sea de 0,57 mm/año

Hay que tener en cuenta como se ve en las graficas que el desgaste no es uniforme y puede ocurrir que algunos tubos empiecen a colapsar antes de ese período

SOBRECALENTADOR (PARTE SUPERIOR)

Nº TUBO	LADO IZQUIERDO		LADO DERECHO	
	21/10/2011	02/01/2012	21/10/2011	02/01/2012
1	3,6	3,56	3,65	3,6
6	3,7	3,54	3,67	3,6
11	3,8	3,71	3,8	3,74
16	3,67	3,56	3,91	3,85
21	3,85	3,7	3,75	3,57
26	3,8	3,66	3,58	3,49
31	3,8	3,68	3,89	3,61
36	3,67	3,62	3,91	3,6
41	3,6	3,48	3,62	3,54
46	3,69	3,54	3,9	3,7
51	3,78	3,66	3,85	3,55
56	3,76	3,59	3,76	3,66
61	3,87	3,66	3,78	3,74



Tabla 52 Medidas de espesores de tubos (mm)

Foto 54 Sobrecalentador superior

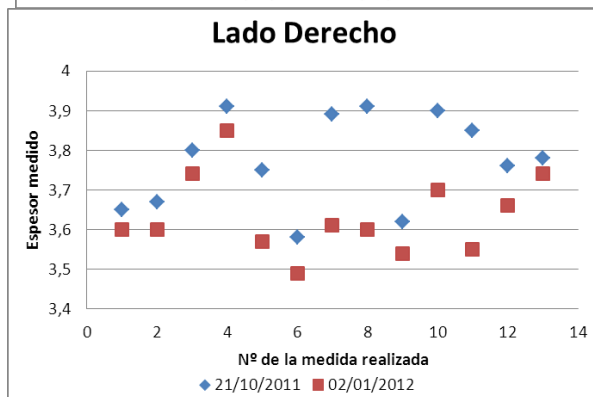
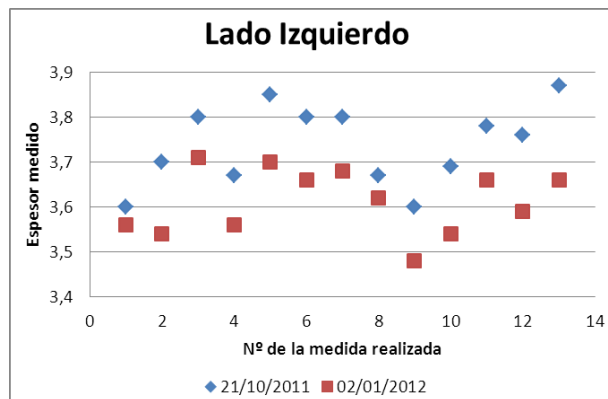


Tabla 53 Dispersión de medidas

Calculando, para esta etapa del sobrecalentador, los valores promedio que resultan de 3,74 y 3,61 mm en los valores del lado izquierdo y de 3,77 y 3,63 mm en los valores del lado derecho, haciendo la diferencia entre ambos y dividiendo por los días transcurridos entre ambas mediciones resulta una tasa de disminución del espesor de 0.0018 mm/día.

Considerando que como en la etapa anterior, de acuerdo a los cálculos de presión de estos elementos el espesor mínimo resistente es de 1,08mm, se puede inferir que esta etapa del sobrecalentador operando al 85% de disponibilidad que es la máxima esperada, podrá alcanzar los 5,2 años antes de colapsar.

Hay que tener en cuenta como se ve en las graficas que el desgaste no es uniforme y puede ocurrir que algunos tubos empiecen a colapsar antes de ese período.

La disminución en el tiempo de vida estimado se debe según lo visto por (Montgomery et al 2002), a que la temperatura de gases es mucho más elevada en esta etapa, que es la inicial de entrada de gases al sobrecalentador, del orden de los 780°C, que en la etapa anterior del sobrecalentador de salida de los gases del sobrecalentador donde la temperatura de gases es apenas un poco mayor que la del vapor principal > 450°C.

No obstante esto, los resultados globales, de acuerdo a lo indicado por (Montgomery et al 2002) y (Henriksen et al 2002), indican que las tasas de corrosión obtenidas son bajas respecto a las del orden de 0,8 a 2,4 mm p.a. que estos autores consideran elevadas y de elevado riesgo para la caldera.

5. ANALISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE LA PLANTA

Siguiendo la metodología presentada en el punto 3 del capítulo C, en este punto se lleva a cabo un análisis exergético de la central termoeléctrica a partir de biomasa que se ha descrito, en los puntos anteriores de este mismo capítulo, analizando sus problemas de operación, detallando las soluciones adoptadas y evaluando los resultados de explotación.

Para la aplicación del método de análisis energético y exergético de esta planta, se dará, en función de los parámetros necesarios para su análisis, una descripción de la central estudiada y de su ciclo de vapor; para a continuación, describir los métodos de obtención de datos tanto de diseño como de operación; posteriormente se delimitan los componentes a estudiar, se define el ambiente de referencia; a continuación, se llevan a cabo los cálculos relevantes del análisis haciendo uso de la base de datos y de las ecuaciones desarrolladas en el punto 3 del capítulo C ya mencionado, finalmente, se resumen los resultados convenientemente en tablas para su presentación.

El análisis que se elabora se hace en base a los datos de la central antes y después del cambio sustancial que se ha realizado y que fue detallado en los puntos anteriores para tener una comparación en el mismo entorno.

Asimismo en el anexo se presentan los resultados de eficiencia de plantas de biomasa de diferente tamaño para comparar la incidencia que tiene el tamaño de la planta en la eficiencia de la misma.

5.1 DESCRIPCIÓN DE LA CENTRAL Y DE SU CICLO DE VAPOR

La central en estudio como se ha indicado pertenece a la empresa Térmica AFAP, S.A. ubicada en la localidad de Villacañas en la provincia de Toledo del Reino de España.

La potencia máxima de generación es de 7.800 kW, por medio de un proceso termodinámico denominado ciclo de Rankine. La fuente de energía primaria para la central estudiada es Biomasa procedente de varios sectores aunque para el estudio se han utilizado los datos de los residuos de madera provenientes de la fabricación de puertas en forma de Serrín y trozos con la siguiente composición (en peso) Carbón (44.71%), Hidrógeno (5.13%) Oxígeno (36.28%) Nitrógeno (1.71%) Azufre (0.00%), ceniza (4.05%), humedad (8.11%).

Los principales componentes de la central estudiada se muestran esquemáticamente en la figura siguiente mientras que a continuación se muestra un esquema del generador de vapor y el diagrama Temperatura- Entropía del ciclo de vapor de la planta. En estos esquemas aparece la numeración de las corrientes de acuerdo a los datos de medida en operación.

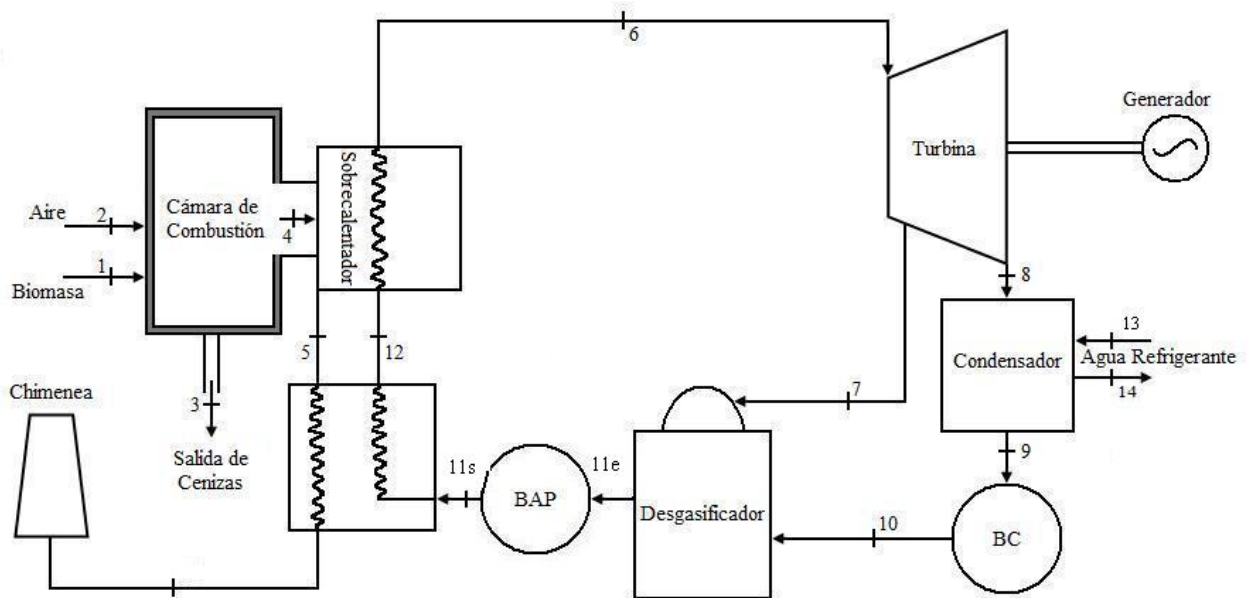


Figura 72 Diagrama esquemático del ciclo de vapor de la central termoeléctrica estudiada.

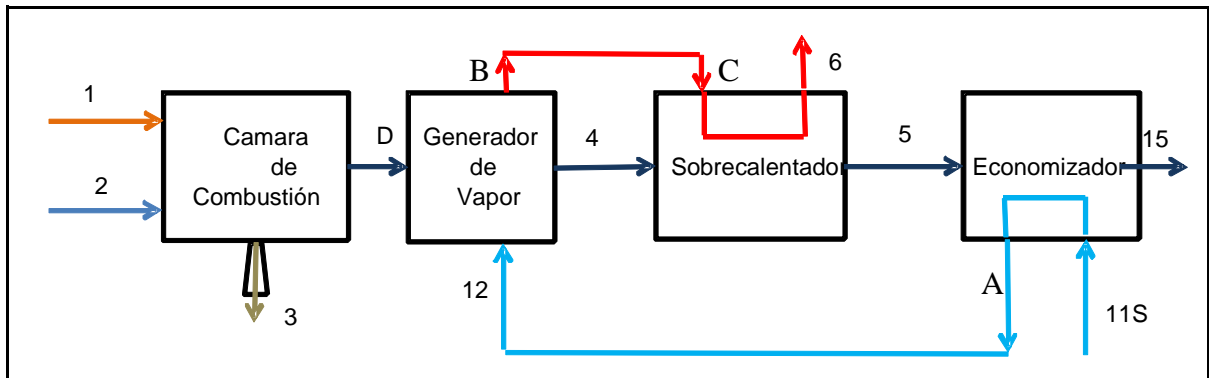


Figura 73 Diagrama esquemático de la caldera

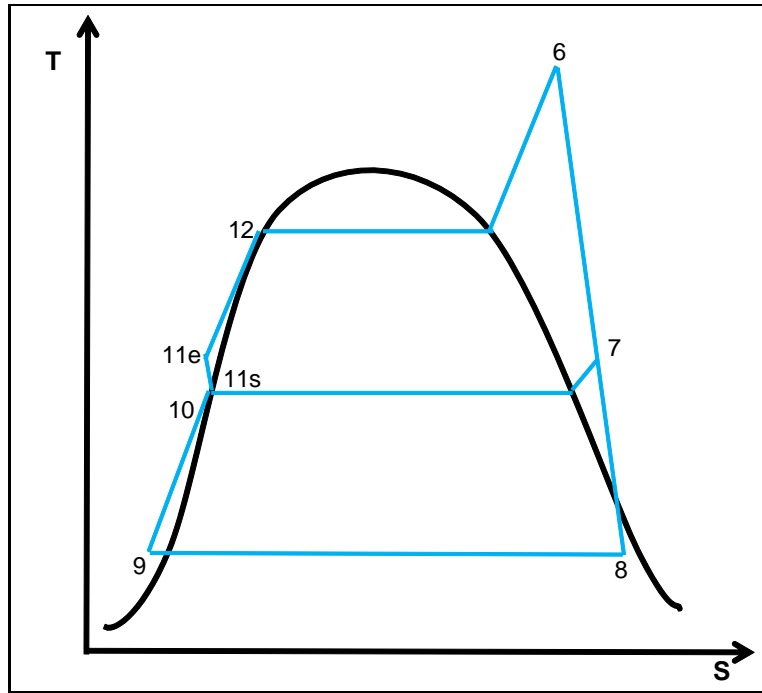


Figura 74 Diagrama de Temperatura Entropía del ciclo de vapor de la central

	T0 = 298,16		h0= 104,9	de la correspondiente al liquido en cond de T0					
	P0= 1bar		s0= 0,367	idem					
	Punto	Denominacion	p(bar)	T(°C)	m (Tn/h)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°K)	ex (kJ/kg)	Ex (kW)
1	6	entrada turbina	39	448	34	3327,95	6,9453	1.261,7	11.916
2	7	extraccion turbina	4	214,4	3,32	2890,98	7,2348	738,4	681
3	8	entrada condensad	0,08	41,5	30,67	2444,48	7,8086	120,8	1.029
4	9	salida condensad	0,08	41,5	30,67	173,8	0,5923	1,7	15
5	10	salida bba extracc	2	41,5	30,67	175,5	0,6023	0,4	4
6	11e	salida desgasificador	2	105	34	440,27	1,3633	38,3	362
7	11s	Salida de Bba de AP	45	104	34	436,05	1,3522	37,4	353
8	12e	salida del economizado	43	194	34	825,44	2,2739	152,0	1.435
9	12s	salida de sobrecalentad	40	450	34	3330,99	6,9383	1.266,8	11.964

5.2 OBTENCIÓN DE DATOS

Los valores recopilados fueron la presión y la temperatura en puntos relevantes del ciclo. Posteriormente, utilizando un programa comercial de tablas de vapor, se obtuvieron los valores de las entalpías y entropías correspondientes. Adicionalmente, a partir de estos datos y los balances de masa y energía se calcularon los valores del flujo másico en dichos puntos. Los valores de diseño tanto de presión y temperatura como de entalpía y flujo másico se muestran en la tabla anterior.

En la tabla anterior se muestran así mismo los valores de entropía obtenidos como parte del presente trabajo a partir de los valores de presión y temperatura usando las funciones de vapor de Excel. Adicionalmente, en dicha tabla se muestran los valores de la exergía de flujo específica calculados haciendo uso de la ecuación:

$$ex_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0)$$

5.3 ESPECIFICACIONES DE LOS VOLUMENES DE CONTROL

Los componentes de la central que se analizan como volúmenes de control en este trabajo son las indicadas en las figuras 60 y 61 que se introdujeron el punto 4.D del Capítulo C que se corresponden con los sistemas general de caldera denominado (S1) y el del ciclo de vapor denominado (S2). Además, se analiza el ciclo de vapor en su conjunto.

A continuación y para mayor abundamiento se muestran las figuras mencionadas en el párrafo anterior

Subsistema general de caldera (S1)



Figura 60 Esquema del subsistema S1 de la planta en estudio

Subsistema del ciclo de vapor (S2)

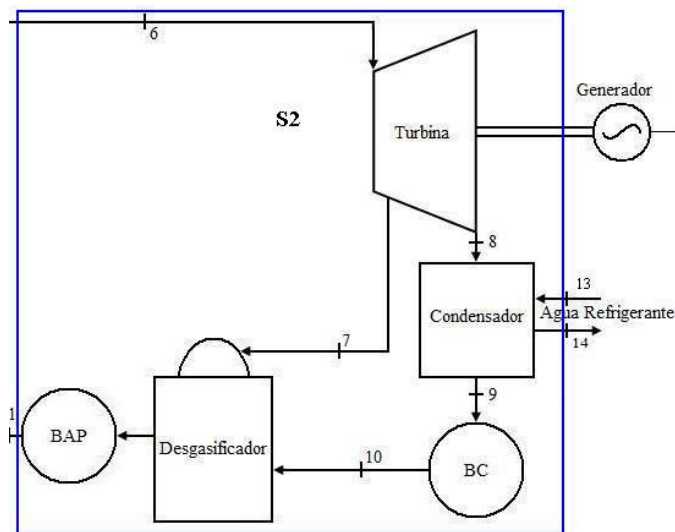


Figura 61 Esquema del subsistema S2 de la planta en estudio

Por otro lado, quedan fuera de este análisis las bombas de agua de enfriamiento que no forma parte del ciclo de vapor, así como las torres de refrigeración y las tuberías.

Las fronteras de los volúmenes de control corresponden a las fronteras físicas de cada sistema. La temperatura en la parte de la frontera del condensador en la que

intercambia calor con el ambiente es la correspondiente a la temperatura de salida del agua de enfriamiento.

5.4 DEFINICIÓN DEL AMBIENTE DE REFERENCIA

Para especificar el ambiente, en este trabajo se toman los valores estándar de temperatura y presión ambientales de $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ y $p = 1\text{bar}$, respectivamente. Estos valores son muy cercanos a los de la temperatura promedio anual y presión atmosférica en Villacañas, provincia de Toledo, ciudad donde se localiza la central estudiada, los cuales son de $14,6^\circ \text{C}$ y $0,97 \text{ bar}$, respectivamente.

5.5 IDEALIZACIONES

Los supuestos sobre los que se basa el análisis son los enumerados en el punto 3 del capítulo C.

5.6 ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO CON LOS DATOS DE DISEÑO

Tanto el análisis con Primera Ley como el análisis exergético, el cálculo de las eficiencias exergéticas y el cálculo de los radios de destrucción de exergía se desarrollan en esta sección utilizando los datos medidos en la central, mostrados en el punto 5.1.

a) Análisis energético de la Cámara de Combustión

Tanto el Combustible como el aire entran en la cámara de combustión en las condiciones ambientales y producen los productos de combustión a la temperatura T_p . Para un estado estacionario el proceso de reacción no realiza ningún trabajo, por tanto los balances de energía y exergía se reducen a:

$$\sum_i n_r h_r + Q = \sum_i n_p h_p$$

Donde, n_r, n_p, h_r, h_p y Q son: el flujo molar de los reactantes, el flujo molar de los productos, la entalpía específica molar de los reactantes, la entalpía específica molar de los productos y la pérdida de calor desde la cámara de combustión respectivamente.

El flujo molar de los reactantes es la suma de los flujos molares del Carbono, el Hidrógeno, el Oxígeno, el Azufre, las cenizas, la humedad y el aire. Estos flujos molares de los reactantes, excepto los del aire, se extraen de análisis del combustible

Definimos las siguientes relaciones:

$$a_1 = \frac{C}{M_C}, a_2 = \frac{H}{M_H}, a_3 = \frac{O}{M_O}, a_4 = \frac{N}{M_N}, a_5 = \frac{S}{M_S}, a_6 = \frac{w}{M_{H_2O}}$$

En estas relaciones a_1 a a_6 son los flujos molares del carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno, azufre, y la humedad respectivamente, mientras que M representa el peso molecular de estos elementos.

Para mayor comodidad, la determinación del caudal de cenizas se realiza sobre el balance de masa, de la misma manera se procede para el caudal de combustible.

La entalpía molar específica de un compuesto en un estado distinto del estado de referencia es la suma de la entalpía de formación del compuesto más la entalpía específica del cambio entre el estado de referencia y el estado de interés. Es decir

$$h_{T,p} = h_f^0 + h_{T,p} - h_0$$

El flujo de entalpía de los reactantes para el volumen de control, contiene tanto la contribución de los del combustible y como los del aire. Las entalpías de formación de varios compuestos utilizados en el análisis se incluyen en (Cengel Y, et al 2006).

Mientras, la entalpía de formación de la biomasa se encuentra con la siguiente ecuación (Eisermann W, et al 1980):

$$h_{comb}^0 = PCS_{comb} + a_1 h_{CO_2}^0 + \frac{a_2}{2} h_{H_2O}^0 + a_5 h_{SO_2}^0$$

Substance	Standard Enthalpy (MJ/mol)	Standard Exergy (MJ/mol)
O _{2(g)}	0	3.97
N _{2(g)}	0	0.72
CO _{2(g)}	-393.52	19.87
H _{2O(g)}	-241.82	9.5
H _{2O(l)}	-285.83	0.9
SO _{2(g)}	-297.10*	313.40
NO(g)	90.59*	88.90
NO _{2(g)}	33.72*	55.60

Tabla 54 Entalpía estándar y exergía estándar de varias sustancias. Fuente Cengel Y, et al 2006

La entalpía estándar de las cenizas de la biomasa se calcula a partir de su composición real, dada en el análisis del combustible, a fin de obtener resultados más precisos. La entalpía estándar de la ceniza se calcula sumando los productos del tanto por ciento en peso y entalpía para cada uno de los componentes individuales de la ceniza. El correspondiente peso molecular y entalpías estándar de los componentes de la ceniza se dan en la tabla siguiente:

Constituent	Molecular Weight (kg/kmol)	Standard Enthalpy (MJ/kmol)
Silica (SiO ₂)	60	-911.3
Aluminum Oxide (Al ₂ O ₃)	102	-1674.4
Ferric Oxide (Fe ₂ O ₃)	160	-825.9
Calcium Oxide (CaO)	56	-634.6
Magnesium Oxide (MgO)	40	-601.5
Titanium Oxide (TiO ₂)	80	-945.2
Alkalies (Na ₂ O + K ₂ O)	62	-418.2
Sulphur Trioxide (SO ₃)	80	-437.9
Phosphorus Pentaoxide (P ₂ O ₅)*	142	-1505.99

Tabla 55 Peso molecular y entalpías de los componentes de la ceniza. Fuentes Eisermann W, et al 1980 y

(*) (Woods T., et al 1987)

Para calcular el cambio de entalpía (Δh_{comb}), son necesarios los valores de las entalpías a diferentes temperaturas. Sin embargo, el cambio de entalpías del combustible y el de la ceniza se calculan como:

$$\Delta h_{comb} = C_{p,comb} T - T^0$$

$$\Delta h_{ceniza} = C_{p,ceniza} T - T^0$$

Para el cálculo de Δh_{comb} del combustible y de la ceniza a partir de la ecuación anterior, son necesarios los calores específicos de los combustibles. Estos se calculan mediante la siguiente correlación:

$$C_{p,comb} = FC_F + V_1C_{V_1} + V_2C_{V_2}$$

Donde $C_{p,comb}$, denota el calor específico del combustible (kJ/kg), mientras que F , V_1 , V_2 , indican las fracciones de masas de carbono fijo, materia volátil primaria y materia volátil secundaria en base libre de ceniza seca, respectivamente.

El carbono fijo se obtiene del análisis del combustible. La materia volátil primaria se estima como la cantidad en exceso del 10% sobre la base seca, libre de cenizas. La materia volátil secundaria se limita como el 10% del contenido de materia volátil aunque este sea superior al 10%. Las relaciones de los calores específicos de materia volátil primaria, carbono fijo y materia volátil secundaria son los siguientes:

$$C_F = -0,218 + 3,807 \times 10^{-3}T - 1,7558 \times 10^{-3}T^2$$

$$C_{V_1} = 0,728 + 3,391 \times 10^{-3}T$$

$$C_{V_2} = 2,273 + 2,554 \times 10^{-3}T$$

b) Análisis exergético de la Caldera

Los balances de exergía se calculan para cada componente de la caldera: la cámara de combustión y los intercambiadores de calor, los flujos de exergía y las

irreversibilidades para estos componentes se indican encuentran a continuación. A partir de estos se determinan las pérdidas de exergía de la caldera y eficiencia de exergía.

Análisis exergético de la cámara de combustión

El balance exergético de la cámara de combustión se puede escribir como:

$$Ex_{Comb} + Ex_{aire} + Ex_{calor} = Ex_{gc} + I_{cc}$$

Donde Ex_{Comb} , Ex_{aire} , Ex_{gc} , I_{cc} y Ex_{calor} , son el flujo exergético del combustible, el flujo de exergía del aire, el flujo exergético de los gases de combustión, la tasa de irreversibilidad de la cámara de combustión y la tasa de pérdidas de exergía debidas a la radiación y la convección desde la superficie exterior de la cámara.

La exergía física de la biomasa y el aire es cero porque que entran a T_0 y P_0 .

Para encontrar la exergía química específica de la biomasa, se utiliza el método propuesto por (Szargut 2005). De acuerdo a ese método, la exergía química específica de un combustible sólido puede ser expresada como:

$$ex_{comb}^q = \beta_{comb} PCI_{comb} + wh_{gc} + w ex_{q\ agua}^0$$

Donde w es el tanto por ciento del peso de la humedad en el combustible y $w ex_{q\ agua}^0$ es la exergía química específica del agua líquida a las condiciones de referencia. El coeficiente β_{comb} se desarrolló a partir de correlaciones estadísticas y para la biomasa es:

$$\beta_{biom} = \frac{1.044 + 0.0160 H C - 0.3493 O C}{1 - 0.4124 O C} + 0.053 H C$$

Donde el C, H y O son el tanto por ciento en peso del carbono, hidrógeno y oxígeno respectivamente en el combustible y se determinan en el análisis del mismo. La exergía química del aire puede ser calculada con la ecuación:

$$Ex_{aire}^q = A_a \ ex_{O_2}^0 + 3.76 \ ex_{N_2}^0 + R_u T_0 \ln 0.21 + \ln 0.79$$

En la ecuación anterior, Ex_{aire}^q , $ex_{O_2}^0$, $ex_{N_2}^0$ y A_a son: la exergía química del caudal de aire, la exergía química específica del oxígeno a la temperatura de referencia, la exergía química específica del nitrógeno a la temperatura de referencia y el caudal molar del aire.

Asimismo, la exergía química y la exergía física para los gases de combustión pueden escribirse con las ecuaciones que siguen donde se da el ejemplo para el gas de dióxido de carbono:

$$Ex_{CO_2}^q = b_1 \ ex_{CO_2}^0 + R_u T_0 \ln \frac{b_1}{i \ b_i}$$

$$E_{CO_2}^{Fis} = b_1 \ \bar{h}_p - \bar{h}_0 - T_0 \ \bar{s}_p - \bar{s}_0$$

Para encontrar el flujo de exergía de las cenizas, se necesitan calcular los cambios de entalpía y entropía. El método para encontrar el cambio de entalpía ya se ha descrito anteriormente. El cambio de entropía se encuentra como:

$$\Delta s = C_p \ln \frac{T}{T_0}$$

Mientras que la entropía estándar de la ceniza se encuentra de forma similar como se encuentra la entalpía estándar de la ceniza. Las entropías estándar de componentes de ceniza se enumeran en la tabla siguiente:

Constituent	Standard Entropy (MJ/kmol)
Silica (SiO ₂)	41.9
Aluminum Oxide (Al ₂ O ₃)	51.1
Ferric Oxide (Fe ₂ O ₃)	90.0
Calcium Oxide (CaO)	39.8
Magnesium Oxide (MgO)	26.8
Titanium Oxide (TiO ₂)	50.2
Alkalies (Na ₂ O + K ₂ O)	72.9
Sulphur Trioxide (SO ₃)	132.7
Phosphorus Pentaoxide (P ₂ O ₅)*	114.19

Tabla 56 Entropía estándar de los constituyentes de la ceniza. Fuentes Eisermann W. et al 1980 y (*) Woods T. y Garrels R. 1987

A fin de encontrar a la tasa de pérdida de exergía por transferencia desde la superficie exterior de la caldera, es necesario conocer la temperatura de la pared del horno. Se utiliza la ecuación dada por (Fauklker L. et al 2010) para encontrar la temperatura de pared exterior del horno. Este método supone que existe un aislamiento sobre toda la superficie exterior del horno que representa la principal resistencia a la transferencia de calor al ambiente. La temperatura de pared se calcula como:

$$U T_{horno} - T_0 = \frac{k_{aisl}}{X_{aisl}} T_{ll} - T_w$$

Donde U , k_{aisl} , X_{aisl} y T_{horno} , son respectivamente el coeficiente global de transferencia de calor, la conductividad térmica de los materiales de aislamiento de la pared, el espesor del aislamiento y la temperatura del horno. La conductividad térmica y el espesor de aislamiento se suponen que son de 0,06 W/m⁰K y 5 mm respectivamente. Mientras que el coeficiente de transferencia de calor global puede escribirse como:

$$U = 1,9468 T_{horno} - T_0^{\frac{1}{4}} 2,68633 V + 1^{\frac{1}{2}} + 5,75 \times 10^{-8} \epsilon_{aisl} \frac{T_{horno}^4 - T_0^4}{T_{horno} - T_0}$$

Donde V y ϵ_{aisl} son la emisividad de aislamiento y velocidad del viento. La velocidad media del viento en Villacañas es de 12 km/h, se adopta un valor de 0,01 en el

aislamiento y la temperatura del horno es estimada por la ecuación empírica de (Basu P. et al 1999):

$$T_{\text{horno}} = 0,925 \sqrt{T_{\text{adiab}} \times T_{\text{gs}}}$$

Donde T_{adiab} y T_{gs} , son la temperatura de la llama adiabática y la temperatura de salida del gas del horno, respectivamente.

Sustituyendo los valores numéricos de los datos de entrada en las ecuaciones siguientes, se obtienen los resultados esperados.

Calor transferido el fluido de trabajo en la caldera:

$$Q_e = m_6 h_6 - h_{12}$$

Calor transferido al fluido de trabajo en el economizador de la caldera:

$$Q_{eco} = m_A h_A - h_{11S}$$

Calor transferido al fluido de trabajo en la vaporización:

$$Q_{vap} = m_B h_B - h_{12}$$

Calor transferido al fluido de trabajo en el sobrecalentador:

$$Q_{SC} = m_6 h_6 - h_C$$

Exergía destruida en la caldera:

$$Ex_{d_{cal}} = m_{11S} ex_{11S} - m_6 ex_6 + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j$$

Exergía destruida en el economizador:

$$Ex_{d_{eco}} = Ex_A - Ex_{11S} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{eco}}\right) Q_{eco}$$

Exergía destruida en la vaporización:

$$Ex_{d_{vap}} = Ex_B - Ex_{12} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{vap}}\right) Q_{vap}$$

Exergía destruida en el sobrecalentador:

$$Ex_{d_{SC}} = Ex_6 - Ex_C + \left(1 - \frac{T_0}{T_{SC}}\right) Q_{SC}$$

Exergía transferida al fluido de trabajo en la caldera:

$$E_{f_{trab}} = E_6 - E_{11S}$$

Exergía que entra al ciclo procedente de la combustión:

$$Ex_{Q_{comb}} = Ex_{f_{trab}} + Ex_{eco} + Ex_{vap} + Ex_{CS}$$

Exergía perdida con los gases que se ventilan a la atmósfera por la chimenea:

$$Ex_{p_{gases}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{gases}}\right) Q_{gases}$$

Trabajo generado por la expansión en la turbina:

$$W_T = m_6 h_6 - h_7 + m_8 h_7 - h_8$$

Exergía destruida en la expansión de la turbina.

$$Ex_{dT} = Ex_6 - Ex_7 - Ex_8 - W_T$$

Calor transferido al ambiente por el condensador:

$$Q_v = m_8 h_8 - h_9$$

Exergía destruida en el condensador:

$$Ex_{d_{cond}} = Ex_8 - Ex_9 - 1 - \frac{T_0}{T_{cond}} Q_v$$

Exergía destruida en el intercambiador de calor desgasificador:

$$Ex_{Q_{desgasif}} = m_{10}ex_{10} + m_7ex_7 - m_{11e}ex_{11e}$$

Trabajo utilizado por cada bomba:

$$W_{BC} = m_9 h_{10} - h_9$$

$$W_{BAP} = m_{11s} h_{11s} - h_{11e}$$

Exergía destruida en cada bomba:

$$Ex_{d_{BC}} = Ex_{10} - Ex_9 + W_{BC}$$

$$Ex_{d_{BAP}} = Ex_{11s} - Ex_{11e} + W_{BAP}$$

Usando la nomenclatura de los esquemas, las ecuaciones indicadas previamente para las eficiencias exergéticas de cada componente resultan las siguientes.

Eficiencia exergética de la turbina:

$$\varepsilon_T = \frac{W_T}{Ex_6 - Ex_7 - Ex_8}$$

Eficiencia exergética de la cada bomba:

$$\varepsilon_{BC} = \frac{Ex_9 - Ex_{10}}{W_{BC}}$$

$$\varepsilon_{BAP} = \frac{Ex_{11s} - Ex_{11e}}{W_{BAP}}$$

Eficiencia exergética de los intercambiadores de calor:

$$\varepsilon_{Desg} = \frac{Ex_{11e} - Ex_{10}}{Ex_7 + Ex_{10}}$$

Eficiencia exergética de la caldera:

$$\varepsilon = \frac{Ex_6 - Ex_{12}}{E_Q}$$

Eficiencia exergética del economizador:

$$\varepsilon = \frac{Ex_A - E_{11}}{1 - \frac{T_o}{T_{eco}} Q_{eco}}$$

Eficiencia exergética de la vaporización:

$$\varepsilon = \frac{Ex_B - Ex_{12}}{1 - \frac{T_o}{T_{vap}} Q_{vap}}$$

Eficiencia exergética del sobrecalentador:

$$\varepsilon = \frac{Ex_6 - Ex_c}{1 - \frac{T_o}{T_{SC}} Q_{SC}}$$

Eficiencia exergética del ciclo de vapor:

$$\varepsilon = \frac{W_v}{Ex_{Q_{comb}} + W_{BC} + W_{BAP}}$$

5.7. ANÁLISIS CON LOS DATOS DE OPERACIÓN

Tanto el análisis con Primera Ley, el análisis exergético, el cálculo de las eficiencias exergéticas como el cálculo de los radios de destrucción de exergía, se desarrollan en esta sección utilizando los valores obtenidos del proceso, los cuales corresponden a los datos de operación.

El calor transferido a la caldera, el trabajo generado por la turbina, el calor cedido al ambiente por el condensador y el trabajo utilizado por las bombas, así como la magnitud de la destrucción de la exergía en cada componente se calculan usando las ecuaciones resumidas en la anteriormente usando los datos de proceso.

Sustituyendo los valores numéricos obtenidos en las ecuaciones anteriores, se obtienen los valores mostrados en las tablas siguientes:

CALCULOS DE COMBUSTION

Combustión de Madera

01/12/2004

Composición en peso:(kg / kg comb.seco)

Carbono : 0,502
Hidrógeno 0,070
Oxígeno: 0,420
Nitrógeno: 0,002
Azufre: 0,001
Cenizas: 0,005

Total seco: 1,000

Composición en peso:(kg / kg comb.húmedo)

Carbono : 0,4367
Hidrógeno 0,0609
Oxígeno: 0,3654
Nitrógeno: 0,0017
Azufre: 0,0012
Cenizas: 0,0044
Humedad: 0,1299

Total húmedo: 1,000

Humedad del combustible promedio: %

13

Base Tal cual

Base Seca % 14,94

	base tal cual		base tal cual
Madera seca	Humedad %	Madera Húmeda	Humedad %
	0,5		0,5
			0,13

Estequiometría para combustión completa:

CO2:	0,036395	kmol CO2 / kg combustible Tcual
H2O:	0,03045	kmol H2O de combustión / kg combustible Tcual
SO2:	1,90313E-05	kmol SO2 / kg combustible Tcual
O2:	0,040220281	kmol O2 en el aire estequiométrico / kg combustible Tcual
Aire esteg.:	0,191448539	kmol de aire estequiométrico / kg combustible Tcual
N2:	6,21429E-05	kmol N2 en el combustible / kg combustible Tcual
H2O:	0,007222222	kmol H2O en el combustible / kg combustible Tcual
Gases secos estequiom.:	0,187704432	kmol gases secos estequiom./kg comb.Tcual
Gases húmed.estequiom.:	0,225376654	kmol gases húmed.estequiom./kgcomb.Tcual

Madera mezcl Humedad %
1 0,315 base tal cual

CO2 Máximo = α_o = 19,39 %

O2 medido = 1 %
CO2 medido = Alfa = 18,47 %

Fecha:

Oxígeno en Exceso de aire : 1,972E-03 Kmol O2 en exceso de aire / kg comb.Tcual
Exceso de aire : e = 4,902E+00 %

Aire seco (en masa) A: 5,818E+00 kg aire seco / kg combustible Tcual
Aire seco esteg.(vol.normal) 4,288E+00 Nm3 aire seco estequiom./kg combustibleTcual
Aire seco(volum.normal) A: 4,500E+00 Nm3 aire seco / kg combustible Tcual

Gases Secos (ξ_{ni}) = 1,971E-01 Kmol gases secos / kg combustible Tcual
Gases Secos (ξ_{Vs}) = 4,415E+00 Nm3 gases secos / kg combustible Tcual
Gases Secos (ξ_{Gs}) = 6,109E+00 Kg gases secos / kg combustible Tcual

Gases húmedos (ξ_{nh}) = 2,348E-01 Kmol gases húmedos / kg combustible Tcual
Gases húmedos (ξ_{Vh}) = 5,259E+00 Nm3 gases húmedos / kg combustible Tcual
Gases húmedos (ξ_{Gh}) = 6,788E+00 kg gases húmedos / kg combustible Tcual

Calores específicos medios:

Aire ambiente cpo = 0,312 Kcal/Nm3°C
Aire caliente(0/200 °C)cpa= 0,316 Kcal/Nm3°C

Gases secos(0/400°C)cps= 3,451E-01 Kcal/Nm3°C
Gases húmed(0/400°C)cps= 3,504E-01 Kcal/Nm3°C

Consumos específicos en caldera:

Caudal de vapor: kg/h 17712

Vapor Saturado: Temperatura °C 191 Presión:kg/cm2 12
entalpía kcal/kg 666,6

Agua de alimentación: Temperatura °C 102 Presión:kg/cm2 16
entalpía kcal/kg 102

Purga continua: kg/h 0 (30 ciclos de concentración)
Purga continua:(% del vapor) 0,0 entalpía: 234 kcal/kg

Combustible: madera

Humedad: % 13,00
PCI: Kcal / kg combustible seco 4300
PCI: Kcal/kg combustibleTcual 3671

Temperatura de gases de escape °C: 230
Temperatura ambiente de referencia: °C 20

Pérdidas de calor de escape: % 10,54
Pérdidas de calor por radiación y convección: % 1
Pérdidas de calor por incombustos: % 0,1
Pérdidas por purga de caldera: Qp % 0,00
Rendimiento aproximado : % 88,4

$$PCI \times \eta = Gv \text{ iv} + Gp \text{ ip} - Ga \text{ ia}$$

$$Gv + Gp = Ga$$

PCI x η	3243,5	kcal/kg combustible Tcual
iv	667	kcal/kg
ip	234	kcal/kg
ia	102	kcal/kg
Gv	5,745	kg vapor/kg combustible Tcual
Ga	5,74	kg agua/kg combustible Tcual
Qp	0,00	%

Vaporización específica: 564,6 Kcal/kg vapor
Liberación de calor a proceso: 10.000.195,2 Kcal/h
Liberación de calor : 11.317.747,1 Kcal/h

Madera consumida kgr/h: 2.632,0

Tabla 57 cálculos de combustión

Composición en peso:(kg / kg comb.seco) **Composición en peso:**(kg / kg comb.húmedo)

Carbono :	0,502
Hidrógeno	0,070
Oxígeno:	0,420
Nitrógeno:	0,002
Azufre:	0,001
Cenizas:	0,005
Total seco:	1,000

Carbono :	0,3439
Hidrógeno	0,0480
Oxígeno:	0,2877
Nitrógeno:	0,0014
Azufre:	0,0010
Cenizas:	0,0034
Humedad:	0,3149
Total húmedo:	1,000

Humedad del combustible promedio: % **31,5** Base Tal cual
Base Seca % 45,96

base tal cual base tal cual
Madera seca Humedad % Madera Húmeda Humedad %
0,5 0,13 0,5 0,5

Estequiometría para combustión incompleta:

CO	0,028655833	kmol CO / kg combustible Tcual
H2	0,023975	kmol H2 de combustible / kg combustible Tcual
S2	1,49844E-05	kmol S2 / kg combustible Tcual
O2:	0,005337292	kmol O2 en el aire estequiométrico / kg combustible Tcual
Aire esteg.:	0,025405508	kmol de aire estequiométrico / kg combustible Tcual
N2:	4,89286E-05	kmol N2 en el combustible / kg combustible Tcual
H2O:	0,0175	kmol H2O en el combustible / kg combustible Tcual
Gases secos estequiom.:	0,072762963	kmol gases secos estequiom./kg comb.Tcual
Gases húmed.estequiom.:	0,090262963	kmol gases húmed.estequiom./kg comb.Tcual
Gases secos estequiom.:	1,62989037	Nm3 gases secos estequiom./kg comb.Tcual
Gases húmed.estequiom.:	2,02189037	Nm3 gases húmed.estequiom./kg comb.Tcual

Madera mezc Humedad %
1 0,315 base tal cual
C (==>) CO 2200 Kcal/kg C
C (==>) CO 756,5 Kcal/ kg combustible Tcual
Gasificación/Combustión 27,3 % Liberación de calor

Composición de los gases de leña estequiométricos:

CO	0,393824443	kmol CO / kmol gases secos estequiométricos
H2	0,329494554	kmol H2 / kmol de gases secos estequiométricos
S2	0,000205934	kmol S2 / kmol de gases secos estequiométricos
N2:	0,27647507	kmol N2 / kmol de gases secos estequiométricos
H2O:	0,240506973	kmol H2O / kmol de gases secos estequiométricos

CO (==>) CO2 2414 Kcal/kg C
CO (==>) CO2 1937 Kcal/ kg combustible Tcual
H2 (==>) H2O 28650,7 Kcal/kg H2
H2 (==>) H2O 1374 Kcal/ kg combustible Tcual

Aire estequiom.gasificación	0,025405508	kmol aire estequiométrico / kg combustible Tcual
	7,360E-01	kg aire seco estequiom. / kg combustible Tcual
	5,691E-01	Nm3 aire seco estequiom. / kg combustibleTcual

S2 (==>) SO2 2211 Kcal/kg S
S2 (==>) SO2 1,1 Kcal/ kg combustible Tcual

3311,8 Kcal/ kg combustible Tcual

Estequiometría para combustión completa de gases de leña:

CO2:	0,028655833	kmol CO2 / kg combustible Tcual
H2O:	0,023975	kmol H2O de combustión / kg combustible Tcual
SO2:	1,49844E-05	kmol SO2 / kg combustible Tcual
O2:	0,026330401	kmol O2 en el aire estequiométrico / kg combustible Tcual
Aire esteg.:	0,125332709	kmol de aire estequiométrico / kg combustible Tcual
N2:	4,89286E-05	kmol N2 en el combustible / kg combustible Tcual
H2O:	0,0175	kmol H2O en el combustible / kg combustible Tcual
Gases secos estequiom.:	0,147790271	kmol gases secos estequiom./kg comb.Tcual
Gases húmed.estequiom.:	0,189265271	kmol gases húmed.estequiom./kgcomb.Tcual

CO2 Máximo = α_o = 19,39 %

O2 medido = 4,3 % Fecha:
CO2 medido = Alfa = 15,42 %

Oxígeno en Exceso de aire : 7,994E-03 Kmol O2 en exceso de aire / kg comb.Tcual
Exceso de aire : e = 2,524E+01 %

Aire secundario de combustión:

Aire seco (en masa) A:	4,733E+00	kg aire seco / kg combustible Tcual
Aire seco esteg. (vol.normal)	2,807E+00	Nm3 aire seco estequiomét./kg combustibleTcual
Aire seco(volum.normal) A:	3,661E+00	Nm3 aire seco / kg combustible Tcual

Gases Secos (ξ_{ni}) = 1,858E-01 Kmol gases secos / kg combustible Tcual
Gases Secos (ξ_{Vs}) = 4,163E+00 Nm3 gases secos / kg combustible Tcual
Gases Secos (ξ_{Gs}) = 5,695E+00 Kg gases secos / kg combustible Tcual

Gases húmedos (ξ_{nh}) = 2,273E-01 Kmol gases húmedos / kg combustible Tcual
Gases húmedos (ξ_{Vh}) = 5,092E+00 Nm3 gases húmedos / kg combustible Tcual
Gases húmedos (ξ_{Gh}) = 6,441E+00 kg gases húmedos / kg combustible Tcual

Calores específicos medios:

Aire ambiente cpo = 0,312 Kcal/Nm3°C
Aire caliente(0/200 °C)cpa= 0,316 Kcal/Nm3°C

Gases secos(0/400°C)cps= 3,410E-01 Kcal/Nm3°C
Gases húmed(0/400°C)cps= 3,477E-01 Kcal/Nm3°C

Consumos específicos en caldera:

Caudal de vapor: kg/h **17500**
Vapor Saturado: Temperatura °C 133 Presión:kg/cm2 2
entalpía kcal/kg 651,6
Agua de alimentación: Temperatura °C 80 Presión:kg/cm2 5
entalpía kcal/kg 80
Purga continua: kg/h 0 (30 ciclos de concentración)
Purga continua:(% del vapor) 0,0 entalpía: 133 kcal/kg

CALDERA CON BIOMASA PULVERIZADA

Caudal de vapor: 34.000 kg/h

Presión: 40 bar man

Temperatura: 450°C

Entalpía: 3327,6 kJ/kg

Entropía: 6,9216 kJ/kg.°K

Vapor saturado a 40 bar man

Entalpía: 2801,8 kJ/kg

Entropía: 6,0609 kJ/kg.°K

Agua de alimentación:

Temperatura: 105°C

Entalpía: 439,5 kJ/kg

Entropía: 1,362 kJ/kg.°K

Condiciones de gases de salida:

Temperatura: 166 °C

Oxígeno: 10,5 %

Caudal: 68970 Nm³/h

Combustible

Consumo 7480 kg/h

PCI 3690 kcal/kg

Perfil de temperaturas:

Salida parte radiante 1010 °C cp 0,37 kcal/Nm³.°C

Salida sobrecalentador 860 °C 0,361

Salida convección 280 °C 0,343

Salida economizador 167 °C 0,337

Balance evaporación

kcal/h MW

Calor intercambiado en parte radiante 2209894,5 2,56964477

Calor intercambiado en sobrecalentador 4361662,8 5,07170093
0

Calor intercambiado en convección 14788547,4 17,1959853

Calor intercambiado en evaporadores 16998441,9 19,7656301

0

Calor intercambiado en economizador 2742316,17 3,18873973

0

Calor total intercambiado en caldera 24102420,9 28,0260708

Calor absorbido por el vapor

Calor en evaporador 16495276,9 0,97039934

Calor en sobrecalentador 4269895,86 0,97896056

Calor en economizador 2742316,17

Salto temperatura economizador 79,0432308

Temperatura salida economizador 184,043231

Calor total absorbido 23452642,6 0,97304095

Rendimiento global caldera 0,84969648

Rendimiento referido a los gases	0,85936979		0,98874372
Pérdidas por radiación y otras		%	1,12562758
Balances exergéticos			
Exergía del combustible	32094,4186 kWh/h		
Temperatura adiabática de llama	1082,17703 °C		
Exergía de los gases	18860,3253 kWh/h		
Rendimiento exergético combustion	58,7651254 %		
Exergía del vapor	12154,388 kWh/h		
Rendimiento exergético global de la caldera	37,8707219 %		
Rendimiento exergético del intercambio gases - vapor	64,4442117 %		

Tabla 59 balances de energía I

CALDERA CON GASOGENOS

Caudal de vapor (m)	34.000 kg/h	36000		
Presión (p)	40 bar man	38	37,8	
Temperatura (T)	450 °C	445	443,8	15
Entalpía:	3331,17 kJ/kg	3322,44	3319,96	
Entropía:	6,9386 kJ/kg.°K	6,9492	6,9481	
Vapor saturado (p _{vs})	40 bar man			
Entalpía:	2801,8 kJ/kg			
Entropía:	6,0609 kJ/kg.°K			
Agua de alimentación:				
Temperatura: 105°C				
Entalpía:	439,5 kJ/kg			
Entropía:	1,362 kJ/kg.°K			
Condiciones de gases de salida:				
Temperatura:	166 °C			
Oxígeno:	3,52 %			
Caudal:	39750 Nm3/h			
Combustible				
Consumo	7030 kg/h			
PCI	3690 kcal/kg			
Perfil de temperaturas:				
Salida parte radiante	812 °C	cp	0,36 kcal/Nm3.°C	
Salida convección	691 °C		0,357	
Salida sobrecalentador	384 °C		0,347	
Salida economizador	167 °C		0,337	
Balance evaporación		kcal/h	MW	
Calor intercambiado en parte radiante		14535630	16,9018953	
Calor intercambiado en convección		1813911,75	2,10919971	
Calor total para evaporación		16349541,8	19,0110951	
			0	
Calor intercambiado en sobrecalentador		4509200,25	5,2432561	
			0	
Calor intercambiado en economizador		3059517,75	3,55757878	
			0	
Calor total intercambiado en caldera		23918259,8	27,8119299	
Calor absorbido por el vapor				
Calor en evaporador		16153824,2	0,98802917	
Calor en sobrecalentador		4298886,98	0,95335907	
Calor en economizador		3059517,75		
Salto temperatura economizador		89,085958		
Temperatura salida economizador		194,085958		
Calor total absorbido		23481633,7	0,98174507	
Rendimiento global caldera		0,90520432		

	kcal/h	MW
Balance evaporación		
Calor intercambiado en parte radiante	14535630	16,9018953
Calor intercambiado en convección	1813911,75	2,10919971
Calor total para evaporación	16349541,8	19,0110951
		0
Calor intercambiado en sobrecalentador	4509200,25	5,2432561
		0
Calor intercambiado en economizador	3059517,75	3,55757878
		0
Calor total intercambiado en caldera	23918259,8	27,8119299
Calor absorbido por el vapor		
Calor en evaporador	16153824,2	0,98802917
Calor en sobrecalentador	4298886,98	0,95335907
Calor en economizador	3059517,75	
Salto temperatura economizador	89,085958	

Tabla 60 balances de energía II

Datos de entrada: TURBINA

Caudal de vapor	34000 kg/h	448 °C		
Entalpía del vapor	3327,95 kJ/kg	39 bar		
Entropía del vapor	6,9216 kJ/kg.°K			214,469112
	200	250	50	14,469112
	2861	2964,6	103,6	29,98
	7,1724	7,3805	0,2081	0,0626
				15,0408457

Vapor de extracción

presion de extraccion	4 bar	
Caudal de vapor	3327 kg/h	3327
Entalpía de vapor	2890,98 kJ/kg	2890,98
Entropía del vapor	7,235 kJ/kg.°K	7,235
Temperatura del vapor	214,4 °C	

Vapor al condensador

Caudal de vapor	30673 kg/h	
Entalpía	2444,48 kJ/kg	
T°C	41,5 °C	p
Entalpía vapor saturado	2576,3 kJ/kg	
Entalpía agua saturada	173,8 kJ/kg	41,5 Cal/kg
Entropía vapor saturado	8,2275 kJ/kg.°K	
Entropía agua saturada	0,5923 kJ/kg.°K	

Título del vapor	0,94513215
Entalpía salida al condensador	2444,48 kJ/kg
Entropía salida a condensador	7,80857302 kJ/kg.°K

Potencia de salida turbina 7530,15939

Exergías:

Entrada turbina 12603,8869 kW

Salida extracción 746,07975 kW

Salida a condesandor 1666,6598 kW

Rendimiento exergético turbina 0,73889221 %

Rendimiento exergético sin considerar la exergía a condensador 0,63503811 %

BALANCE TURBINA VAPOR

Entalpía vapor: 3327,6 kJ/kg
 Entropía vapor: 6,9216 kJ/kg.°K

Presión del condensador 0,08 bara 0,912

Entropía vapor cond. 8,2266
 Entropía agua cond 0,5718

Título de evolución isoentrópica

X 0,829518733

Entalpía de la evolución isoentrópica

Entalpía vapor	2576,3	0,94528355	
Entalpía condensado	167,3	7,80775654	12600,5813
			746,07975
h	2165,610629		1668,55667
			10185,9449
Salto entálpico isoentrópico		2444,48808	0,7392696
	1161,989371		11854,5016
			0,63521518

Rendimiento estimado respecto de la evolución isoentrópica
 0,76

Salto entálpico real

883,1119222 kJ/kg
 210,9276589 kcal/kg

Extracción a 4 bara

Entalpía de la evolución isoentrópica (s= 6,9216 kJ/kg.°K)
 2753,1 kJ/kg

Salto entálpico de la evolución isoentrópica
 574,5

Salto entálpico real

436,62 kJ/kg
 104,2848954 kcal/kg

Entalpía vapor salida turbina de 4 bara

2890,98 kJ/kg 439,614
 690,4987102 kcal/kg

Balanxe de masa y energía en tanque de agua

Caudal de vapor de extracción: 30673
 G 3326,663006 kg/h

Generación eléctrica estimada:

7926,483565 kWh/h

Rendimiento mecánico y eléctrico

0,95

Generación real

7530,159387 kWh/h

Rendimiento del ciclo con gasógenos

24,96438829 %

Rendimiento del ciclo con biomasa pulverizada

23,46252001 %

Tabla 61 balances de energía III

DIAGRAMA DE CALIDAD GASÓGENOS

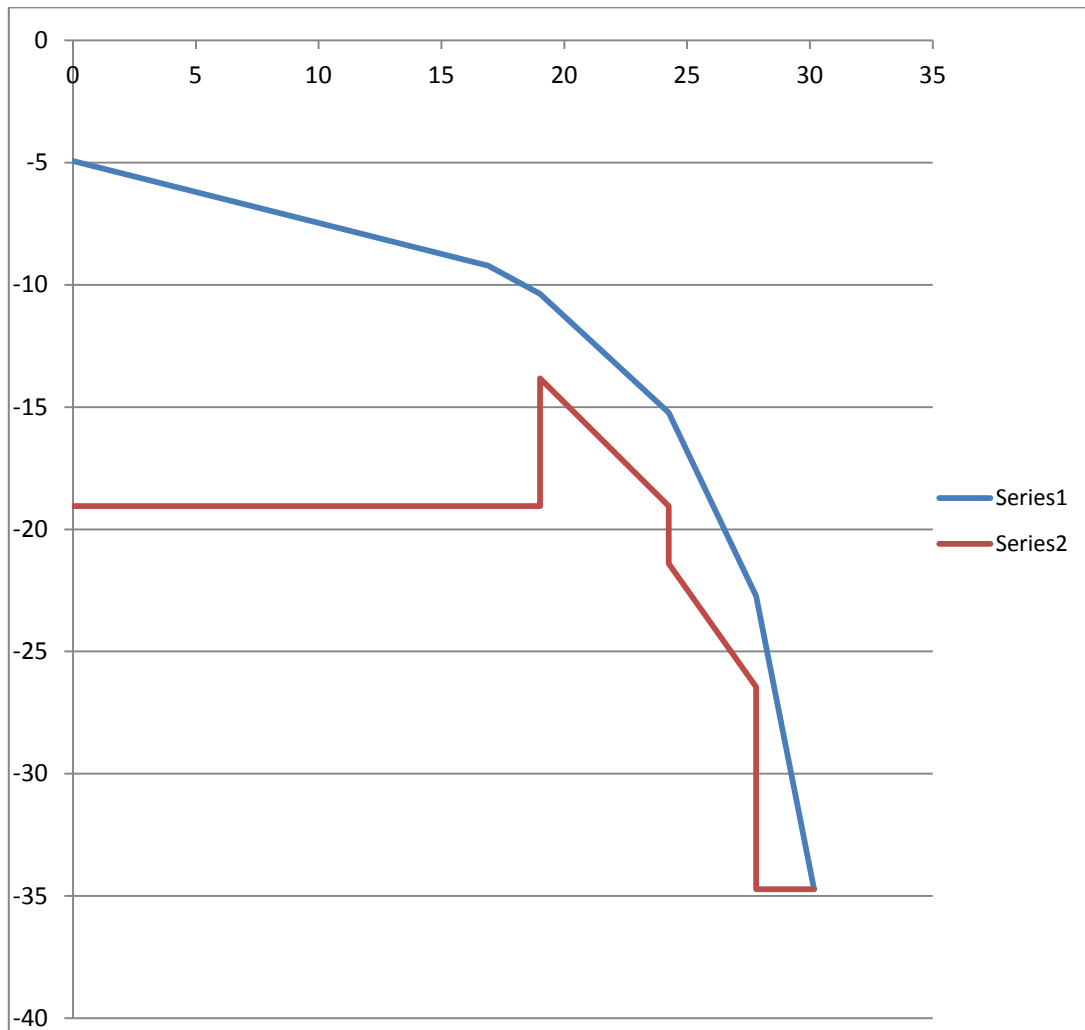


Figura 75 diagrama de calidad gasógenos

DIAGRAMA DE CALIDAD PARA BIOMASA PULVERIZADA

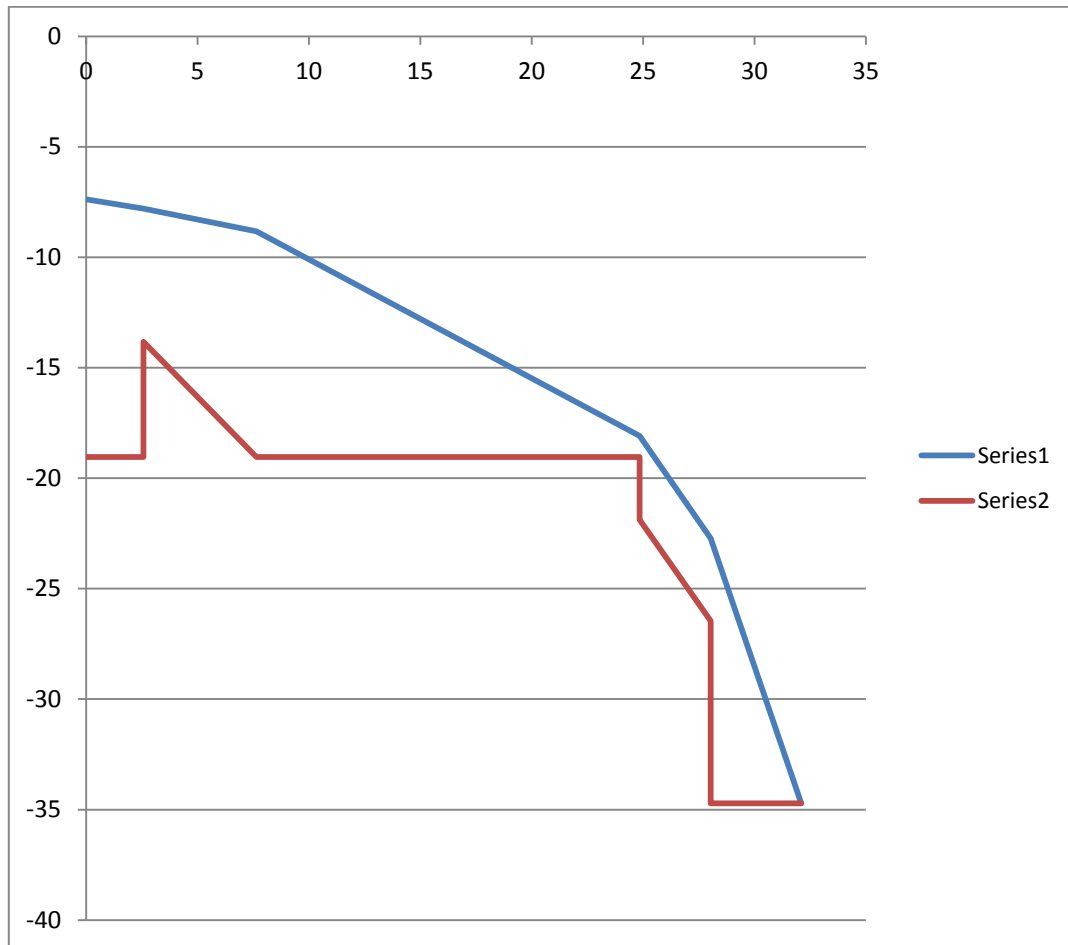


Figura 76 diagrama de calidad para biomasa pulverizada

Comparando los resultados y los dos diagramas anteriores se puede apreciar que al trabajar con mucho mayor exceso de aire, la caldera con biomasa pulverizada destruye mucha más exergía en el mismo proceso de combustión.

Esto va a representar mayores dificultades para intercambiar calor, dado que lo va a hacer a menores saltos de temperatura con respecto a la caldera con gasógeno.

Como resultado, tendrá menor rendimiento, pues los gases, si bien salen a la misma temperatura tienen mucho mayor caudal.

Además, como los saltos de temperatura son menores, se necesita mayor superficie de intercambio respecto al otro caso.

También se puede ver (en especial en los gráficos) que la ubicación del sobrecalentador está en una zona de menor temperatura en la caldera con gasógeno,

Esto, si bien significa mayor superficie de sobrecalentador, representa también mayor seguridad respecto de la formación de cenizas fundidas.

E.- CONCLUSIONES

En este último capítulo se exponen las conclusiones y propuestas finales de esta investigación, después de realizar un amplio recorrido teórico y de aplicar empíricamente determinadas metodologías de análisis que han generado unos resultados, en línea con el nivel de conocimiento científico actual del sector y de acuerdo con el propósito y los objetivos establecidos como punto de partida.

Asimismo se presentan, desde una visión integrada de carácter cualitativo y cuantitativo, los parámetros más significativos obtenidos de esta tesis doctoral. Las propuestas que cierran esta investigación, pueden servir como pautas, tanto en el sector público como privado, para una evaluación más acertada de las expectativas que se pueden alcanzar para la implantación de la generación de energía eléctrica a partir de biomasa como una solución más sostenible en el mix energético Nacional tanto para disminuir la dependencia energética como para la mejora del medio ambiente. A continuación pasamos a detallarlas:

Primera.- La utilización de la biomasa para la generación de energía eléctrica está muy poco desarrollada a pesar de ser una de las fuentes renovables citada habitualmente como adecuada para contribuir, desde el lado de la oferta, a la mitigación de las emisiones de gases de efecto invernadero, problema ambiental global de considerable envergadura. La tesis presentada destaca, no obstante, que las políticas medidas de ahorro y eficiencia energética han de seguir presentes para lograr efectos por el lado de la demanda de energía hacia el logro de los objetivos ambientales globales internacionales, la sostenibilidad, la seguridad del suministro y la mejora del medio ambiente en el ámbito nacional, regional y local.

Segunda.- El presente documento contribuye a aumentar los escasos trabajos de investigación disponibles acerca de cómo optimizar la utilización de la biomasa mediante la construcción y puesta en funcionamiento de una planta de tamaño industrial diseñada con criterios de seguridad y eficiencia, al servicio de la protección y mejora del medio ambiente.

Tercera.- La parte empírica de esta investigación consiste en el estudio de un caso concreto: la planta de biomasa de Térmica AFAP S.A. (situada en Villacañas, Toledo), de potencia eléctrica de 7,8 MW, que utiliza residuos de industrias forestales como combustible. Se ha analizado su explotación, durante un período cinco años, revelándose los problemas presentados y sus causas, con el fin de llegar a conclusiones que permitan mejorar el diseño de otras plantas, en un próximo futuro, en beneficio de la optimización energética, la seguridad del suministro de electricidad y la mejora ambiental.

Cuarta.- La metodología del análisis ha exigido poner en relación los datos obtenidos de la planta de biomasa seleccionada con los procedentes de las centrales que generan energía eléctrica mediante la combustión de carbón, las cuales tienen similares procesos, equipos y dificultades en la explotación:

- a) ambas trabajan bajo el ciclo termodinámico de Rankine.
- b) ambas utilizan combustibles sólidos que deben ser pretratados (triturados).
- c) ambos combustibles, dependiendo de su procedencia y tipología, tiene una cantidad más o menos importante de minerales que producen formación de escorias y el consecuente desgaste por abrasión en los equipos.
- d) Las eficiencias energéticas de ambas dependen de las condiciones de entrada y de salida determinadas por las mismas variables (presión y Temperatura).
- e) El ciclo Rankine a través de los años se fue optimizando del ciclo simple, que es el que tiene la central en estudio y todas las centrales de biomasa en España a ciclos con recalentamiento y regenerativos con parámetros de entrada cada vez más elevados (presión y Temperatura del vapor) pasando en el último siglo, de eficiencias del 20% al 40%. El tamaño de las plantas de biomasa existentes en España, no hace rentable económicamente pasar del ciclo simple al ciclo con recalentamiento y regenerativo por lo que estas centrales tienen rendimientos muy bajos
- f) Los análisis exergéticos en las plantas de carbón demuestran que la mayor ineficiencia exergética se produce en el proceso de combustión, en el caso de la planta en estudio se comprueba este mismo hecho.

Quinta. - en este trabajo de investigación se comprueba que existen dos alternativas para incrementar la eficiencia en las centrales de carbón que son: la reducción de los autoconsumos energéticos en los sistemas auxiliares del proceso y la modernización de las turbinas elevando los niveles de los parámetros de entrada de vapor.

Estas actuaciones producen al mismo tiempo la disminución de las emisiones de Gases de efecto invernadero y a la menor necesidad de combustible para producir la misma unidad de energía eléctrica.

Estas mismas actuaciones son extrapolables a las plantas de biomasa dadas las similitudes enumeradas en la conclusión cuarta.

Sexta.- Se han identificado los equipos de los sistemas auxiliares de mayor consumo sobre los que se puede actuar para reducirlo, que son: los Filtros Electrostáticos, los Sistemas de Molienda, los Sistemas de Manipulación de Cenizas, los Ventiladores y las Bombas que representan el 90% del total de la energía consumida por los sistemas auxiliares.

Respecto a aquellas actuaciones de modernización de las turbinas de vapor de centrales de carbón se han puesto de manifiesto que la eficiencia total de las plantas donde se han aplicado, se ha incrementado hasta dos puntos porcentuales, con un incremento de potencia del 5% y con un ahorro en emisiones del dióxido de carbono de 193 kt por año.

Séptima. – Previa a la ejecución de las plantas de generación eléctrica con biomasa se determinan los resultados de un estudio de viabilidad técnico, económico y financiero de la inversión, que tiene en cuenta entre otros, dos parámetros fundamentales:

- a) La disponibilidad de la planta que se estima de al menos 7.500 hs/año.
- b) El coste y la disponibilidad de la materia prima.

Sobre ambas cuestiones, analizadas en esta investigación, se han obtenido los siguientes resultados:

- a) La media de la disponibilidad de las plantas existentes es menor de 4.300 hs de producción anual con un máximo de 6.661hs/año y un mínimo de 1.756hs/año. En el caso de la planta utilizada en la presente investigación, las horas de

operación han aumentado de mil cuatrocientas horas año a cinco mil seiscientas, y ese incremento ha sido debido a solución de los problemas tecnológicos que se fueron presentando. Por tanto constituye un hecho comprobado , procedente de la experiencia obtenida en la planta en estudio, que el número de horas de operación de las plantas de biomasa existentes no alcanzan, en la realidad, a los valores previstos en los cálculos de viabilidad correspondientes, lo que no solo se debe a la limitación en el suministro de la biomasa, si no también a la imposibilidad técnica de utilizar otro tipo de biomasa distinta de aquella para la que fue diseñada la planta y a problemas tecnológicos aún no resueltos como las escoriaciones.

- b) La disponibilidad de la materia prima a nivel Nacional permitiría en las condiciones nominales actuales la instalación de una potencia de 6.627 MW, casi cinco veces superior a la potencia total prevista en el PER 2011- 2020. El coste de la materia prima está ligado a los costes propios de suministro (coste en origen) más el coste de transporte, que pueden incrementar entre 1,5 a 2,2 veces según la distancia de transporte el coste en origen. Los costes de transporte de la biomasa se reducen, considerablemente, si esta se transporta con un sistema modal (camión, ferrocarril, camión), lo que además hace posible no limitar el suministro solo a distancias cortas de la planta y disminuye las emisiones de Gases de Efecto Invernadero.

Octava. – La utilización de diferentes tipos de biomasa, con la opción denominada “hibridación” a lo largo del presente trabajo, permite aprovechar las diferentes primas existentes en España para la fijación de los precios de venta de la energía eléctrica, mejorando su valor medio (ya que maximiza la prima resultante). Ello resulta posible al poder aprovecharse de la capacidad de los sistemas de gasificación de combustionar diferentes tipos de combustibles biomasicos. Adicionalmente, la hibridación amplía las posibilidades de obtener mayor cantidad de biomasa para combustionar, en la misma zona de suministro habitual de las plantas de biomasa. Por último se ha comprobado que al quemar los diferentes tipos de biomasa, en forma conjunta, cantidades significativas de cenizas generadas por determinados inputs biomasicos se diluyen entre las bajas cantidades de estos residuos procedentes de otras biomosas. La hibridación se logró aplicar exclusivamente en la planta de biomasa de Térmica AFAP S.A. utilizada para la aplicación empírica en el presente trabajo.

Novena. - El problema más importante para alcanzar la disponibilidad esperada de la planta fue, desde el principio, la sinterización de las cenizas formando escorias que en la caldera inicial taponaban el paso de gases a través del sobrecalentador, produciendo elevados niveles de desgaste de los tubos de los sobrecalentadores. Dichos residuos producían, en la nueva caldera piedras de sinterización que destruían por abrasión las partes móviles de los sistemas de combustión y extracción de cenizas.

Así pues, esta investigación corrobora lo ya previsto por varios autores en la revisión bibliográfica realizada, respecto a que:

- 1) Los componentes de la formación de ceniza, resultante de la combustión de la biomasa son: metales alcalinos, metales alcalinotérreos y el Silicio (Si). Las biomásas más comúnmente utilizadas como combustibles, tales como corteza, paja y cereales contienen concentraciones similares de C, H pero muestran diferencias significativas en las concentraciones de los principales constituyentes de sus cenizas (Si, Ca, Mg, K, Na, P, S, Cl, Al, Fe, Mn) y en la de cantidad de metales pesados (Cu, Zn, Co, Mo, As, Ni, Cr, Pb, Cd, V, Hg) Estos elementos inorgánicos - tal como se detalla en el capítulo C, epígrafe 3.2.1.A - influyen en el proceso de combustión en una variedad de formas:
 - definiendo la formación de las emisiones de gases y sólidos
 - determinando significativamente el punto de fusión de la ceniza
 - a través del comportamiento de las incrustaciones y la corrosión en las paredes del hogar

- 2) La materia mineral no combustible presente en los combustibles sólidos pulverizados (carbón, biomasa, etc), constituye una de las principales fuentes de los problemas detectados en la operación de las calderas de las centrales térmicas de producción de energía. La formación de depósitos de esta materia mineral en las paredes de las calderas y en los tubos de intercambio de calor disminuye el rendimiento energético de la central, acelera la corrosión de los tubos y el desprendimiento de las capas de óxido/metal es causa de importantes daños. En conjunto, las consecuencias

negativas sobre la fiabilidad y la eficiencia de la planta son muy significativas, y bien conocidas.

- 3) El Ca y el Mg suelen aumentar el punto de fusión de la ceniza mientras que el K y el Na suelen reducirlo. Los Cloruros y el bajo punto de fusión del álcali y los aluminosilicatos pueden también disminuir significativamente el punto de fusión de la ceniza. Un punto de fusión bajo de las cenizas conduce a la sinterización o formación de escoria en la cámara de combustión, lo que hace que, la planta de biomasa sea de reducida eficiencia y corta vida.

- 4) El factor clave que controla el grado de formación de escoria y la naturaleza de la misma es el comportamiento de fusión, tanto de las partículas individuales de las cenizas volantes como el de la superficie de la escoria. Cuando las biomásas tienen Cl en concentraciones superiores a 0,1% en peso sobre base seca, se deben esperar problemas asociados a la corrosión.

Por tanto, para diseñar una Planta de biomasa con un sistema de control de combustión adecuado para un input, en particular, se deben tener muy en cuenta las cantidades de elementos inorgánicos de este concreto input y los efectos que causan en el proceso de su combustión y en la formación de cenizas y escorias.

Decima. - Se ha comprobado en la planta de biomasa de Térmica AFAP S.A., utilizada para la aplicación empírica en el presente trabajo, que quemando en sus calderas una amplia gama de biomásas limpias, a temperaturas de vapor del orden de 450°C, se pueden producir pérdidas de metal por corrosión, en los tubos de los sobrecalentadores, a tasas muy elevadas. Mientras que en calderas que queman biomásas contaminadas, con altos contenidos de metales alcalinos, con contenidos significativos de cloro y con contenidos bajos de azufre, se puede producir un alto nivel de corrosión de los tubos de los sobrecalentadores a temperaturas más bajas de vapor.

Asimismo, en la planta utilizada para el estudio empírico de la presente investigación se han ensayado, a escala industrial, dos de las medidas correctivas recomendadas para disminuir los problemas de corrosión y sinterización, en estudios publicados que contienen experiencias realizadas a nivel de laboratorio o en probetas, como son:

- 1) La utilización de aditivos en el combustible que, una vez que forman parte de los gases de combustión, pueden modificar la composición química de estos gases y la de los depósitos de cenizas.

Los ensayos, en la Planta de biomasa utilizada para el presente estudio, se realizaron con diferentes aditivos cuyo componente activo es principalmente el calcio, como son: el carbonato de calcio CaCO_3 , el Hidróxido de calcio CaOH_2 y la Dolomita $\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2$ y todos ellos fueron añadidos alternativamente para apreciar sus resultados, siempre con granulometría de 0.25 a 2 mm

Cada uno de los aditivos mencionados precedentemente, se fueron utilizando hasta que se obtuvo la cantidad efectiva para reducir la sinterización a tamaños menores de los 5 mm con los siguientes resultados:

- Tanto el hidróxido de calcio como el carbonato de calcio, aportando una cantidad equivalente al 5% del peso de combustible utilizado, consiguieron reducir la escorificación a los tamaños exigidos.
- La Dolomita se comportó de la misma forma, pero debiendo adicionar más del doble de las cantidades de los otros aditivos, para conseguir un efecto equivalente, probablemente por ser la Dolomita solo significativamente activa por encima de los 800°C .

Los análisis de los componentes de las cenizas resultantes de la combustión de biomásas con agregado de aditivos, reflejan un incremento en potasio (K) y azufre (S), con respecto a los componentes de las cenizas resultantes de la combustión de biomásas sin aditivo, lo que está de acuerdo con lo esperado. La explicación del efecto de la reducción de sinterizados por la adición de caliza se debe muy probablemente, a que el Ca (calcio) suele aumentar el punto de fusión de la ceniza.

En base a los resultados obtenidos se puede confirmar lo siguiente:

- Un alto contenido en ceniza del orden del 5% en peso del input biomásico quemado, unido al elevado contenido de cloro (Cl) y potasio (K), hacen que esta biomasa de estas características, tenga una alta tendencia a la formación de escorias.
- El agregado de caliza aumenta la temperatura de fusibilidad de las cenizas y aumenta la liberación del potasio restringiendo al silicio

- Los silicatos (Si) tienen un efecto inhibitorio sobre la liberación de potasio (K) ya que este forma fácilmente silicatos de potasio pero el calcio (Ca) al tener enlaces más fuertes con el silicio (Si) que los que tiene este con el potasio aumenta la liberación de este último.

Los ensayos de combustión realizados en la planta de biomasa de Térmica AFAP S.A., agregando caliza como aditivo han revelado que su utilización es muy favorable por la disminución de la superficie escorificada del tamaño de las escorias que se forman en la parrilla (cama) del gasógeno así como la disminución de su dureza. La utilización de caliza ha sido, también, favorable en el descenso del grado de sinterización encontrado en la ceniza depositada sobre los tubos de intercambio de calor de los sobrecalentadores.

- 2) La selección de aleaciones más resistentes a la corrosión para utilizar en la construcción de los sobrecalentadores.

Se ha comprobado que en las calderas de biomasa que sufren incrustaciones excesivas en la sección convectiva, se presentan tasas de desgaste erosivas por el impacto de partículas en los tubos de caldera y un desgaste erosivo asociado con el uso regular de los sopladores de la zona convectiva, al intentar controlar el impacto de los depósitos de ensuciamiento.

Este fenómeno se demostró con el deterioro sufrido por los sobrecalentadores que obligó a su cambio con un diseño no a tresbolillo colocando unos protectores de acero y aportando metal más duro pos electrodos en la superficie de ataque el soplador.

Undécima. - Al incorporar diferente tipo de biomasa para hibridación, alguna de estas con una mayor cantidad de cloro se realizaron mediciones de espesores de tubos, para determinar el grado de ataque por oxidación sobre los sobrecalentadores. Los resultados de los dos extremos de los sobrecalentadores son los siguientes:

- Para la parte inferior del sobrecalentador, resultó una tasa de disminución del espesor de 0.0012 mm/día; es decir, de 0,39 mm/año.

- Para la etapa superior del sobrecalentador, resulta una tasa de disminución del espesor de 0.0018 mm/día; es decir, de 0,65 mm/año.

La disminución mayor en la etapa superior se debe a que la temperatura de gases es mucho más elevada en esta etapa, que es la inicial de entrada de gases al sobrecalentador -del orden de los 780°C- que en la etapa anterior del sobrecalentador o de salida de los gases del sobrecalentador, donde la temperatura de gases es apenas un poco mayor que la del vapor principal > 450°C. De acuerdo a la literatura existente al respecto las tasas de corrosión obtenidas son bajas en relación a las del orden de 0,8 a 2,4 mm p.a. que en dicha bibliografía se consideran elevadas y de alto riesgo para la caldera.

Duodécima. - Se ha comprobado, mediante ensayos realizados en la planta utilizada para el estudio empírico de la presente investigación, que la solución de pasar por una combustión para generar energía eléctrica, es una de las vías más irreversibles de todas las usadas por la humanidad para obtener energía.

Los ensayos se llevaron a cabo tanto en la planta original (con caldera de biomasa pulverizada) como en la planta modificada (con caldera de gasógenos).

Los parámetros obtenidos en dichos ensayos, se utilizaron para realizar sendos análisis energéticos y exergéticos, aplicando para ello las herramientas de análisis que se presentan en los puntos 3 y 4 del capítulo C del presente trabajo de investigación, con el objetivo de determinar las irreversibilidades de cada sistema de combustión y compararlos.

Los resultados de los cálculos de los análisis exergéticos y de los diagramas de calidad correspondientes a la planta original y a la planta modificada nos indican que:

- Al comparar los resultados y los diagramas se puede apreciar que al trabajar con mucho mayor exceso de aire, la caldera con biomasa pulverizada destruye mucha más exergía en el proceso de combustión.
- La caldera con biomasa pulverizada presenta mayor dificultad para intercambiar calor, dado que lo hace con menores saltos de temperatura que los de la caldera con gasógeno.

- Como resultado de lo anterior, la caldera de biomasa pulverizada tiene menor rendimiento que la de gasógenos, pues los gases de combustión, si bien salen a la misma temperatura tienen mucho mayor caudal.
- Además, al ser los saltos de temperatura menores, se necesita mayor superficie de intercambio respecto al otro caso.
- También se observa en los gráficos que la ubicación del sobrecalentador está en una zona de menor temperatura en la caldera con gasógeno. Esto, si bien significa mayor superficie de sobrecalentador, representa también mayor seguridad respecto de la formación de cenizas fundidas.

En resumen, pues, las plantas de generación de biomasa que instalen calderas con gasógenos son más eficientes que aquellas que utilizan sistemas de combustión de biomasa pulverizada

Decimotercera. - La eficiencia energética en las centrales de generación con carbón que utilizan el mismo ciclo Rankine que las plantas de biomasa, está ligada a su tamaño – como se deduce de los resultados obtenidos y de los datos que presentan en la última tabla del anexo, coincidentes con los hallazgos de la bibliografía especializada-. Es posible adicionar medidas para aumentar el rendimiento como son: el precalentamiento del aire de combustión, el recalentamiento del vapor, los sistemas regenerativos de calentamiento del agua de alimentación etc. Las medidas citadas únicamente son en instalaciones de más de 100MW de potencia, viables por razones técnico económicas.

Por tanto se puede afirmar que, respecto de la eficiencia tanto energética como exergética, si en vez de utilizar la biomasa en instalaciones de potencia unitaria del orden de 10 MW con un rendimiento medio del 20% como es el caso de la planta en estudio en esta tesis, y la mayoría de las instaladas en España, lo hacemos en plantas de potencia media de 100 o más MW con un rendimiento del 40% como en el caso de las centrales de carbón de alta eficiencia, se podría obtener el doble de potencia instalada y de energía generada. Esta característica de las plantas de biomasa de poder actuar como plantas de generación convencional, remplazando el uso actual de las plantas de carbón como apoyo a la generación eólica y solar, contrasta con respecto a otras plantas de energías renovables.

Decimocuarta.- A lo largo del trabajo de investigación realizado, se ha detectado que existen aún muchos temas para realizar trabajos de investigación posteriores, pudiendo citarse como más destacables en un futuro próximo:

- ✓ El modelado numérico y en 3D de una Cámara Torsional para la combustión de partículas finas de biomasa y para la combustión del gas de la gasificación de biomasa que es el caso de la planta en estudio, inexistente hoy día.
- ✓ El estudio de sistemas de análisis y comparación de los combustibles a utilizar con objeto de potenciar sus mezclas reduciendo a mínimo posible la incidencia de sus elementos componentes en la formación de escorias.
- ✓ El uso de otros productos aditivos que permitan disminuir la formación de escorias y la captura del cloro residual.
- ✓ El establecimiento de una teoría unificada sobre la formación de escorias y la corrosión de los tubos de caldera.
- ✓ El estudio de materiales de tubos y tratamientos superficiales que permitan aumentar la temperatura de vapor disminuyendo el deterioro de los equipos
- ✓ Un amplio elenco de aspectos pertenecientes a diferentes campos de estudio relacionados con la eficiencia energética en la generación termoeléctrica, en especial en plantas de biomasa a nivel industrial.

BIBLIOGRAFÍA

Alconchel Ungría José Andrés, (1988). Tesis doctoral "Modelización exergetica de ciclos de vapor en plantas termoeléctricas". Presentada en la ETSII Zaragoza.

Andersen K.H. , F.J. Frandsen, P.F.B. Hansen, K. Wieck-Hansen, I. Rasmussen, P. Overgaard, and K. Dam-Johansen, (2000). Deposit Formation in a 150 MWe Utility PF-Boiler during Co-combustion of Coal and Straw, *Energy & Fuels*, 14 765-780

Andersson C., "ChlorOut I Brista KVV", (2004). Vattenfall Research and Development AB, Report nr: U 04:77

Andrea Jordan C.; Galip Akay. (January 2012), Speciation and distribution of alkali, alkali earth metals and major ash forming elements during gasification of fuel cane bagasse *Fuel* 91 (1), pg. 253-263.

Anfac, Asociación Española de Fabricantes de Automóviles y Camiones. (2009) Estudio de Costes del Transporte de Mercancías por Ferrocarril. <http://www.anfac.com/publi.htm>

Aranda A. - , Scarpellini S. (1996). Análisis de la Eficiencia Energética de la Industria Española y su Potencial de Ahorro.

Arauzo, I. - Lacarta, L. (julio-agosto 1993) Metodología y Sistema para la Optimización del consumo de Auxiliares en CCTT... *Rev. Energía*

Arauzo, I. - Royo J. (Sep 20-24 1993) Strategies for Auxiliary Systems Consumption Optimization in Coal Power plants. Thenth Annual International Pittsburgh Coal Conference. USA

Badarach, M. - Gantulga, D. (February 2006) Energy Efficiency Study of Thermal Power Plant # 4 Ulaanbaatar, Promotion of Renewable Energy, Energy Efficiency and Greenhouse Gas Abatement (Prega) Mongolia.

Baker AJ. Wood Fuel Properties and Fuel Products from Woods. Fuel wood, management and utilization seminar. East Lansing, MI: Michigan State University; p. 9-11.

Bartels M, Lin W, Nijenhuis J, Kapteijn F, van Ommen JR. (1982) Agglomeration in fluidized beds at high temperatures: Mechanisms, detection and prevention. *Progress in Energy and Combustion Science* 2008; In Press.

Basu, P., Kefa, C. and Jestin L. *Boilers and Burners* (1999) Design and Theory Springer: New York.

BAUTISTA PAREJO C. (1998) *Residuos: Guía técnico-jurídica*. Editorial: Mundi-Prensa, 377pp.

Baxter LL, Miles TR, Miles Jr TR, Jenkins BM, Milne T, Dayton, (1998) The behaviour of inorganic material in biomass-fired power boilers: field and laboratory experiences. *Fuel Processing Technology*, 54(1-3):47-78.

Beall, F.C. and Eickener, H.W. (May 1970). Thermal degradation of wood components: a review of the literature. U.S.D.A. Forest Service Research Paper. Forest Products Laboratory Service 130.

Bergeles G, Bouris D, Yianneskis M, Balabani S, Kravaritis A, Itskos S. (1997) Effects of fouling on the efficiency of heat exchangers in lignite utility boilers. *Applied Thermal Engineering*, 17(8-10):739-749.

Berman R. G. and Brown T. H. (1985) "Heat Capacity of Minerals in the System Na₂O-K₂O-CaO-MgO-FeO-Fe₂O₃-Al₂O₃-SiO₂-TiO₂-H₂O-CO₂: Representation,

- Estimation, and High Temperature Extrapolation" Contributions to Mineralogy and Petrology 89.2-3: 168-163.
- Biedermann, F. & Obernberger, I. (2005) Ash related problems in biomass combustion plants: Inaugural lecture for the appointment as professor for "Thermochemical Biomass Conversion". Eindhoven
- Blauwens, J., B. Smets, and J. Peeters (1977). Mechanism of \prompt" NO formation in hydrocarbonames. In 16th Symp. (Int'l.) on Combustion, pp. 1055{1064. The Combustion Institute.
- Bo Leckner, Chalmers University of Technology Göteborg Sweden, (abril 2008) Curso en la Universidad Carlos III de Madrid.
- Boström D., M. Broström, E. Lindström, C. Boman, R. Backman, A. Grimm, and M. Öhman.(2010) Ash transformation chemistry during energy conversion of agricultural biomass. in Impacts of Fuel Quality on Power Production & Environment. Saarisälkä, Finland.
- Bourgois, J., Bartholin, M.C. and Guyonnet, R. (1989). Thermal treatment of wood: analysis of the obtained product. Wood Science and Technology, 23(4), 303-310. In Hill, C.A.S. 2006. Wood Modification: Chemical, Thermal and other processes. p.104.
- Boyles, D. (1984) Bio-energy technology, thermodynamics and costs. Publication Details: Chichester Horwood 1984 encargado a AMASON Para 29 a 31 de October
- Boysan, F., R. Weber, J. Swithenbank, and C. J. Lawn (1986). Modeling coal-red cyclone combustors. Combust. Flame 63 (1-2), 73-86.
- Bridgewater, A.V. (1995). The technical and economic feasibility of biomass.
- Bronte, J. (noviembre-diciembre 1994) Gestión de Vida de Centrales Térmicas. Energía.
- Broström M, Kassman H, Helgesson A, Berg M, Andersson C, Backman R (2007) Sulfation of corrosive alkali chlorides by ammonium sulfate in a biomass fired CFB boiler. Fuel Processing Technology ;88:1171-7
- Broström M. (2010) Aspects of alkali chloride chemistry on deposit formation and high temperature corrosion in biomass and waste fired boilers. Academic dissertation 2010 Umeå University Printed by: Print & Media Umeå, Sweden ISBN: 978-91-7459-009-8
- Brus E., M. Öhman, and A. Nordin, (2005)Mechanisms of bed agglomeration during fluidized-bed combustion of biomass fuels, Energy and Fuels, 19, 825- 832
- Burns, Andrew (Alternative Green Energy Syst. Inc.)(2002) Integrated biomass combustion systems Source: Annual Meeting - Technical Section, Canadian Pulp and Paper Association, Preprints, v B, p B83-B86
- Canalis, P. - Villa, J. et al Automatización del circuito Aire-Gases de una Central Térmica para la optimización del Rendimiento. Universidad de Zaragoza Fundación Circe.
- Cengel Y. A. and Boles M. A. (2006) Thermodynamics: An Engineering Approach. 5th ed. Boston: McGraw Hill.
- Cengel, Y. A., (1996) "An intuitive and unfired approach to teaching Thermodynamics", AES-Vol.36, Proceedings of the ASME Conference Pg. 251-260
- Chandrakant Turare, "Biomass Gasification Technology and Utilization, Impact Of Fuel Properties on Gasification", ARTES Institute, University of Flensburg, Flensburg, Germany.

- Chen, J. C. and C. A. Lin (1999). Computations of strongly swirling flows with second-moment closures. *Int. J. Numer. Meth. Fl.* 30 (5), 493-508.
- Collins, S. Repowering. (July 1993) Reap the Benefits of Advanced Technologies. Special Report, Power.
- CORDIS. (2005). Solving corrosion issues in combustion biomass, <http://icadc.cordis.lu/fepcgi/srchidad>.
- Cortés, C. (julio 1991) Fusión de Escorias en Calderas de Potencia con Carbón de Bajo Rango. Análisis, Diagnóstico y Estrategias Preventivas de Operación. Zaragoza.
- Dalai K., N. Batta, I. Eswaramoorthi, (2008-2009) "Gasification of Refuse Derived Fuel in a Fixed Bed Reactor for Syngas Production," *Waste Management*, Vol. 29, No. 1, 2009, pp. 252-258. doi:10.1016/j.wasman.
- Dare P. (2002) Combustion performance of biomass residue and purpose grown species. *Fuel and Energy Abstracts*, 43(4):276.
- Davidsson K.O., L.-E. Åmand, B.-M. Steenari, A.-L. Elled, D. Eskilsson, B. Leckner. (November 2008) Countermeasures against alkali-related problems during combustion of biomass in a circulating fluidized bed boiler *Chemical Engineering Science*, Volume 63, Issue 21, Pages 5314-5329
- Davidsson K.O, Pettersson J.B.C. (February 2002) Birch wood particle shrinkage during rapid pyrolysis. *Fuel* Volume 81, Issue 3, Pages 263-270.
- Davidsson, K.O., J.G. Koresgren., J.B.C. Pettersson, and U. Jaglid.(2002). The effects of fuel washing techniques on alkali release from biomass. *Fuel* 81, 137-142.
- Dechamps, P. (23-25 de agosto 1995) Incremental Cost Optimization of Heat Recovery Steam Generators. Asme-Vienna, Austria.
- Deloitte (2009). Estudio del Impacto Macroeconómico de las Energías Renovables en España. Asociación de Productores de Energías Renovables (APPA). Madrid. 112 pp.
- Demirbas A. (1997) Calculation of higher heating values of biomass fuels. *Fuel*;76:431-4.
- Demirbas A. (1998) Determination of combustion heat of fuels by using non-calorimetric experimental data. *Energy Edu Sci Technol* ;1:7-12.
- Demirbas A.(2001) Relationships between lignin contents and heating values of biomass. *Energy Convers Manage*; 42:183-8.
- Demirbas, A. (2004). Combustion characteristics of different biomass fuels. *Progress in Energy Combustion Science*; 30:219-30.
- Díez Pinilla Luis Ignacio, (2002) Tesis Doctoral "Monitorización y simulación en tiempo real de calderas de potencia de carbón pulverizado". Presentada en la ETSII Zaragoza.
- Díez Pinilla, L. (Diciembre 2002) Monitorización y Simulación en Tiempo Real de Calderas de Potencia de Carbón Pulverizado. Zaragoza.
- DIRECTIVA 2009/28/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO (23 de abril de 2009) relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables y por la que se modifican y se derogan las Directivas 2001/77/CE y 2003/30/CE. *Diario Oficial de la Unión Europea* del 5 de junio de 2009, páginas L 140/16 a L 140/62

Dobrzanski, J., Hernas, A., (1996), "Relationship between microstructure and residual life time of low alloy Cr-Mo steels", Proceedings of the Six International Conference on Creep and Fatigue.

Don J. Stevens;(2001) "Hot Gas Conditioning: Recent Progress with Larger-Scale Biomass Gasification Systems". Report of National Renewable Energy Laboratory, Washington.

Drbal L. F., Boston P.G., Westra K. L.(1996). Power Plant Engineering 1st ed. Chapman and Hall: New York.

Eisermann W. Johnson P. and Conger W. L.(1980) "Estimating Thermodynamic Properties of Coal, Char, Tar and Ash" Fuel Process Technology 3.1: 39-53.

Energy Information Administration,(junio 2007) International Energy Outlook 2007.

Escosa, J. - Romeo, L. et al Repowering y Transformación a Ciclo Combinado de Centrales Térmicas para la Reducción de Emisión de CO2. Acción y Efecto Inteligentes de la Generación Española Frente a Kyoto. Universidad de Zaragoza

EUBION (European Bioenergy Networks), ALTENER, Biomass co-firing-an efficient way to reduce greenhouse gas emissions (<http://ec.europa.eu/old-address-ec.htm>)

EurObserv'ER "Solid Biomass Barometer"(November 2010) solaires le journal des energies renouvelables N° 200. Paris/France. <http://www.euroobserver.org/pdf/baro200c.pdf>

European Biomass Association et al. (2000). Woodpellets in Europe. State of the Art, Technologies, Activities, Markets. Thermie B DIS/2043/98-AT, Industrial Network on Wood Pellets, http://www.energyagency.at/en/publ/pdf/pellets_net_en.pdf

European Commision transparency platform.(December 2009): Member States' forecast documents, forecasting expected transfers of shares of renewable energy (import needs and export availability) as statistical transfers or Joint projects. Brussels, Belgium.
http://ec.europa.eu/energy/renewables/transparency_platform/forecast_documents_en.htm

EUROPEAN COMMISSION DIRECTORATE-GENERAL JRC JOINT RESEARCH CENTRE (june 2008)Institute for Prospective Technological Studies Competitiveness and Sustainability Unit European IPPC Bureau June 2008 Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency

EUROPEAN COMMISSION DIRECTORATE-GENERAL JRC JOINT RESEARCH CENTRE (june 2008) Institute for Prospective Technological Studies Competitiveness and Sustainability Unit European IPPC Bureau Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency

EVERIS (2007) Estudio Preparado para ENERCLUB sobre Eficiencia Energética en la Península Ibérica

Fauklker L.de Souza-Santos M. L. (2010) Solid Fuels Combustion and Gasification 2nd ed. CRC Press.

Fernández Llorente M.J., R. Escalada Cuadrado, J.M. Murillo Laplaza, J.E. Carrasco García (Oct 1,2006) Combustion in bubbling fluidised bed with bed material of limestone to reduce the biomass ash agglomeration and sintering. Fuel , Volume 85 (14) Elsevier.

Fernández M. J., E. Borjabad, R. Barro, J. Losada, R. Bados, R. Ramos y J. E. Carrasco (CIEMAT) CIEMAT- CEDER,(2007). Estudio sobre sinterización de las cenizas de biomásas en la combustión. Informe técnico correspondiente al periodo: 1 de enero de 2007 a 31 de diciembre de 2007. Parte 5ª del Proyecto Singular

estratégico Desarrollo, demostración y evaluación de la producción de energía en España a partir de la biomasa de cultivos energéticos” (PSE On Cultivos). <http://www.oncultivos.es/informes.html>.

Flagan RC, Sarofim AF. (1984) Comments on the paper by W. T. Reid. Progress in Energy and Combustion Science 10:170-5.

Flower, W. L., R. K. Hanson, and C. H. Kruger (1975). In 15th Symp. (Int'l.) on Combustion, pp.823. The Combustion Institute.

Frandsen F. (2005) Utilizing biomass and waste for power production--a decade of contributing to the understanding, interpretation and analysis of deposits and corrosion products, Fuel, 84, 1277-1294

Fuertes Sánchez, Alicia (2009) Posibilidades técnicas del uso de biomasa no alimentaria para la obtención de energía en España. Proyecto Fin de Carrera, E.T.S.I. Agrónomos (UPM). http://oa.upm.es/1456/1/PFC_ALICIA_FUERTES_SANCHEZ.pdf

Galletti, A. Turbinas de Gas para Potenciar Centrales Eléctricas y Estaciones Cogeneradoras.

Gallo W. L. R. and Milanez L. F...(1990) "Choice of a Reference State for Exergetic Analysis" Energy 15.2 113-121.

Gallucci K., S. Stendardo and P. U. Foscolo,(2008) "CO2 Cap-ture by Means of Dolomite in Hydrogen Production from Syn Gas," International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 33, No. 12, pp. 3049-3055. doi:10.1016/j.ijhydene.2008.03.039

Ganapathy T., Alagumurthi N., Gakkhar R. P. 1 and Murugesan K. (2009) "Exergy Analysis of Operating Lignite Fired Thermal Power Plant" Journal of Engineering Science and Technology Review 2 (1) 123-130

Gareta, R. - Romeo, L. (October 2001) Methodology for the Economic Evaluation of Gas Turbine Air-Cooling Systems in Combined Cycle Applications. Circe.

Glarborg P., (2007)"Hidden interactions- Trace species governing combustion and emissions, Department of Chemical Engineering, Technical University of Denmark, Proceedings of the combustion institute 31 77-98

GLIESSMAN, S. L. (2002) Agroecología: Procesos ecológicos en Agricultura Sostenible. Editorial Catie, Costa Rica, 358 pp. Ed.

Gómez, J.L, González, M., Sierra, C. (1990) "Termodinámica, Análisis Exergético". Editorial Reverté,

Goran G. JANKES, Nebojsa M. Milovanovic,(2002) "Biomass Gasification in Small-Scale Units for the Use in Agriculture and Forestry in Serbia". Review paper.

Hansen L.A., Nielsen H.P., Frandsen F.J., Dam-Johansen K., Hörlyck S., Karlsson A., (2000) "Influence of deposit formation on corrosion at a straw-fired boiler", Fuel processing technology 64 189-209

Hanson, R. K. and S. Salimian (1984). Survey of Rate Constants in H/N/O Systems. In W. C.Gardiner (Ed.), Combustion Chemistry, pp. 361.

Harnisch, B. y Peikert, G. (julio-agosto 1993) Accionamientos de velocidad variable en la nueva tecnología de centrales eléctricas. Energia.

Hauenschild, R.- Jury, W. (Agosto 1995) Economical and Efficient Combined Cycle Selection for new Plants and Repowering of Existing Steam Plants with the GT 24/26 Gas Turbine ASME Viena, Austria.

Haykırı-Acma H. (2003) Combustion characteristics of different biomass materials. Energy Convers Manage ;44: 155–62.

Heinzel T, Siegle V, Spliethoff H, Hein KRG.(1998) Investigation of slagging in pulverized fuel cocombustion of biomass and coal at a pilot-scale test facility. *Fuel Processing Technology*; 54(1-3): 109-25.

Hill, C. A. S. (2006). *Wood Modification: Chemical, Thermal and other processes*. Wiley Series in Renewable Resources. School of Agricultural and Forest Sciences, University of Wales, Bangor.

Hobbs, B.- Centolella P.(June 2000) Environmental Policies and Their Effects on Utility Planning and Operations. *Energy* vol 20 (255-271) 1995 *Int. J. Applied Thermodynamics*, vol 3, nº 2 (83-90)

Hogg, S. and M. A. Leschziner (1989a). 2nd-moment-closure calculation of strongly swirling coned own with large density gradients. *Int. J. Heat Fluid Fl.* 10 (1), 16-27.

Hogg, S. and M. A. Leschziner (1989b). Computation of highly swirling coned own with a Reynolds stress turbulence model. *AIAA J.* 27 (1), 57-63.

Hytönen J. (2000); *Use of Agricultural Plant Based Biomasses and Residues in Energy Production in Scandinavian Area*.

Ibrahim bin Hussein, Mohd Zamri bin Yusoff and Azree Idris, (1998)“Power Plant Optimization using exergy analysis”, *Proceeding of TNB Technical Conference, UNITEN*.

IDAE. (2007) *Energía de la biomasa. Serie: manuales de energía de la biomasa 2*. Editorial IDAE, Madrid, 134 pp.

IDAE. (2005) *Plan de Energías Renovables en España 2005-2010*. Editorial IDAE, Madrid, 347pp.

IDAE. (2011) *Plan de Energías Renovables en España 2011-2020*. Web IDAE, Madrid. <http://www.idae.es/index.php/id.670/mod.pags/mem.detalle>

IEEE. (1997, Octubre). Proposed terms and definitions for flexible AC transmission system (FACTS). *Transactions on Power Delivery*, 12(4), pág. 1848–1853.

INVENTARIO DE EMISIONES DE GASES DE EFECTO INVERNADERO DE ESPAÑA AÑOS 1990-2002. COMUNICACIÓN A LA COMISIÓN EUROPEA (DECISIÓN 1999/296/CE)

IPTS (June 2008) *Integrated Pollution Prevention and Control Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency of the CE*.

J. B. Jones, G. Hawkins,(1986) “Three main successive stages of biomass gasification source”. *Engineering thermodynamics*, p. 456.

Jaya Shankar Tumuluru, Shahab Sokhansanj, Christopher T. Wright, Richard D. Boardman, Neal A. YanceyA .(August 7-10 2011) “Review on Biomass Classification and Composition, Co-Firing Issues and Pretreatment Methods”. *ASABE Annual International Meeting*. Paper Number: 1110458.

Jenkins B.M., Williams R.B., Bakker R.R., Blunk S., Yomogida D.E., Carlson W., Duffy J., Bates R., Stucki K., Tiangco V. (1999) *Combustion of Leached Rice Straw for Power Generation*. *Proceedings of the Fourth Biomass Conference of the Americas*, Pergamon, Elsevier Science, Oxford, UK, pp. 1357-1363.

Jenkins, B.M. (1980). *Down-draught gasification characteristics of major California residue-derived fuels*, Ph.D. Thesis, Engineering, University of California, Davis, U.S.A.

Jenkins, B.M.; Baxter, L.L.; Miles, T.R. Jr.; Miles, T.R. (1998) *Combustion properties of biomass*. Source: *Fuel Processing Technology*, v 54, n 1-3, Mar, 1998, p 17-46

- Jensen P.A., Frandsen F.J., Dam-Johansen K., Sander B.,(2000) "Experimental investigation of the transformation and release to gas phase of potassium and Chlorine during straw pyrolysis", *Energy and Fuels* 14 1280-1285
- Jensen P.A., Sander B., Dam-Johansen K.,(2001) Removal of K and Cl by leaching of straw char. *Biomass & Bioenergy*, 20(6), pp.447-457.
- Jolly, S. – Donald, P (2003) Inlet Air Colling for Frame 7 EA Based Combined Cycle Power Plant. GE
- Jørgensen T.L., Livbjerg H., Glarborg P.,(2007) "Homogeneous and heterogeneously catalyzed oxidation of SO₂", *Chemical Engineering Science* 62 4496 – 4499.
- Jürgen Möser, Henry Hartmann, (2003)Development of a Product Type Power Plant for Biomasa Fuels and Experience from the Helbra-Project. Presentada en Power-Gen Europe
- Kadam KL, Camobreco Glazebrook, Forrest LH, Jacobson WA, Simeroth DC, Blackburn W, NKC (1999). Environmental Life cycle implications of fuel oxygenate production from California biomass. NREL Report no. NREL/TP-580-25688, National Renewable Energy Laboratory Golden, Colorado.
- Kameyama H., Yoshinda K., Yamauchi S. and Fueki K.(1982). "Evaluation of Reference Exergies for the Elements" *Applied Energy* 11.1 : 69-83.
- KESTIN, J.(1980) Availability: the concept and associated terminology. *Energy*, Vol. 5,pp 679-692,
- Kim et al. (2001). Thermal decomposition of cellulose crystallites in wood, *Holzforschung* 55, 521-524.
- Kissin, I. (1942). Gas producers for motor vehicles and their operation with forest fuels, Imperial Forestry Bureau, Oxford, U.K.
- Knudsen J.N., (2004)"Volatilization of inorganic matter during combustion of annual biomass", Technical University of Denmark, Ph.D. Thesis
- Knudsen J.N., Jensen P.A., Dam-Johansen K.,(2004) "Transformation and release to the gas phase of Cl, K and S during combustion of annual biomass", *Energy and fuels* 18 1385-1399
- KOPPEJAN. J., VAN LOO, S. (2004) Workshop on Public Perception of Biomass Co firing, Minutes of the meeting, IEA Bioenergy Agreement, Task 32, available on www.ieabcc.nl
- Kotas T.J.,(1980) "Exergy Concepts for Thermal Plant" First of two papers on exergy techniques in thermal plant analysis *INT J. HEAT & FLUID FLOW*. Vol 2 No 3 pg. 105-114.
- Kotas T.J., (1980)"Exergy Criteria of Performance for Thermal Plant" Second of two papers on exergy techniques in thermal plant analysis. *INT J. HEAT & FLUID FLOW*. Vol 2 No 4 pg. 147-163.
- Kotas T.J.,(1995) "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Krieger Publishing Co.,
- Kumar Mandal, P. Efficiency Improvement in Pulverized Coal Based Power Stations.
- L. Faulkner, M. L. de Souza-Santos. (2010) *Solid Fuels Combustion and Gasification* 2nd ed. CRC Press,
- Laursen K, Grace JR.(2002) Some implications of co-combustion of biomass and coal in a fluidized bed boiler. *Fuel Processing Technology*, 76:(2): 77-89.

Libro Verde de la Comisión EUROPEA, (22 de junio de 2005), «Sobre la eficiencia energética; cómo hacer más con menos» [COM 265 final - no publicado en el Diario Oficial].

Lind T, Kauppinen EI, Valmari T, Sfiris G, Nilsson K, Maenhaut W.(1998) Ash transformations during fluidized bed combustion of willow and forest residue. *Journal of Aerosol Science* 29:S573-S4.

Lind T. (1999) Ash formation in circulating fluidised bed combustion of coal and solid biomass. VTT Publications;

Livingston W R. Biomass ash characteristics and behaviour in combustion, gasification and pyrolysis systems. Report No: 34/07/005 Doosan Babcock Energy.

Llera, E. (septiembre 1992) Desarrollo de un Modelo Semiempírico de Escorificación de Calderas Alimentadas por Mezclas de Carbones. III Salon de la Cogeneración. -

Loo S. V. and Koppejan J., Editors.(2008) *The Handbook of Biomass Combustion and Cofiring*. London: Earthscan.

Lozano M. A. and Valero A.(1982) "Evaluation of Reference Exergies for the Elements". *Applied Energy* 11.1 : 69-83.

Lozano, M. – Valero, A. (Enero-febrero 1986) Evaluación de los Rendimientos Energético y Exergético de Calderas de Vapor por Pérdidas Separadas. *Energía*.

Lozano, M.A. (1987) Metodología para el análisis exergético de calderas de vapor en Centrales térmicas, Tesis Doctoral, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, España

Mahishi M. R. and D. Y. Goswami,(2007) "An Experimental Study of Hydrogen Production by Gasification of Bio-mass in the Presence of a CO₂ Sorbent," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 32, No. 14, 2007, pp. 2803-2808. doi:10.1016/j.ijhydene.2007.03.030

Makansi, J.(June 1994) Repowering: Options Proliferate for Managing Generation Assets. *Power*.

Manyele S. V. (June 2007)"Lifecycle assessment of biofuel production from wood pyrolysis technology" *Educational Research and Review* Vol. 2 (6), pp. 141-150,

Marier P., Dibbs H.P., (1974)"The Catalytic Conversion of SO₂ to SO₃ By Fly Ash and the Capture of SO₂ and SO₃ by CaO and MgO", *Thermochim. Acta* 8 155-165

Meier, A. – Solomon, B. (1995) The Epa's Protocols for Verifying Savings from Utility Energy-Conservation Programs. *Energy* vol 20 (105-115)

Menéndez Pérez Emilio (1999). La biomasa vector energético de difícil gestión pero necesaria. *Revista Química e Industria*. Quibal enero. Pág. 28-32

Michael Hogan, Jens Otterstedt, Roine Morin, Jonas Wilde(2010) European Climate Foundation. Biomass for heat and power - Opportunity and economics.

Miguez, C., Peña, E. Rendimiento en Centrales Térmicas, (enero-febrero 1992) Su Monitorización Continua como Base del Mantenimiento predictivo., *Rev. Energía*.

Mikko Hupa , Åbo Akademi, Turku, Finland, (april 2008) Chemical aspects of industrial utilization of biofuels Course at the Universidad Carlos III de Madrid.

Mikko Hupa Abo Akademi (31.01.2007) Process chemistry center of Abo University Academy Finland Chemistry in Biomass Combustion Liekkipäivä.

Miles, T. R. Jr.; Baxter, L. L.; Bryers, R. W.; Jenkins, Bryan M.; Oden, L. L. (1996) Boiler deposits from firing biomass fuels. *Source: Biomass and Bioenergy*, v 10, n 2-3, p 125-138

- Milne, T. A. & Evans F. W. (1998). Biomass Gasification "Tars" Their Nature, Formation and Conversion.
- Miro R. Susta, Peter Luby, Dr. Sohif Bin Mat, (2003) Biomass Energy Utilization & Environment Protection - Commercial Reality and Outlook. Malaysia. Powergen Asia
- MITYC. (2008, Mayo). PLANIFICACIÓN DE LOS SECTORES DE ELECTRICIDAD Y GAS 2008-2016, DESARROLLO DE LAS REDES DE TRANSPORTE. Secretaría General de Energía, Subdirección General de Planificación Energética.
- MITYC. (2010, Noviembre 12). Orden ITC/2906/2010, de 8 de noviembre, por la que se aprueba el programa anual de instalaciones y actuaciones de carácter excepcional de las redes de transporte de energía eléctrica y gas natural. BOE, 274(SEC. III.), 95012.
- Monat, J. P., R. K. Hanson, and C. H. Kruger (1979). In 17th Symp. (Int'l.) on Combustion, pp.543. The Combustion Institute.
- Montes J.M., Hernández J.M., Xiberta J., Cámara A., Querol E., (2001) "Análisis Exergético" apuntes de cátedra del Depto. De Ingeniería Química de la E.T.S. Ing. de Minas UPM.
- Moran M.J.,(1982) "Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use" Prentice-Hall,
- Moran M.J., Sciubba E.(April 1994) "Exergy Analysis: Principles and Practice". Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 116 pag.285-290.
- Morán, M. J., Shapiro, H. N.(2008) "Fundamentos de Termodinámica Técnica". Ed. Editorial Reverté.
- Morris D. R. and Szargut.J.(1986) "Standard Chemical Exergy of Some Elements and Compounds on the Planet Earth" Energy 11.8 : 733-755.
- Mueller C, Selenius M, Theis M, Skrifvars B-J, Backman R, Hupa M (2005) Deposition behaviour of molten alkali-rich fly ashes--development of a sub model for CFD applications. Proceedings of the Combustion Institute ;30:2991-8.
- National Institute of Standards and Technology NIST. Libro del Web de Química. <http://webbook.nist.gov/chemistry/>
- Negri di Montenegro, G.- Gambini,M. (agosto 1995) Reheat and Regenerative Gas Turbines for Repowering With a Heat Recovery Steam Generator. Asme , Viena, Austria.
- Neubauer, B., Wedel, U., Woodford D.A. and Whitehead J.R (1983), "Restlife estimation of creeping components by means of replicas", in Advances in Life Prediction Methods. Ed. ASME, pp 307-314.
- Nielsen HP, Frandsen FJ, Dam-Johansen K, Baxter LL.(2000) The implications of chlorine-associated corrosion on the operation of biomass-fired boilers. Progress in Energy and Combustion Science ;26:283-98
- Nogués, F. - Royo Herrer, J.(Abril 2002) CICLO ENERGÍAS RENOVABLES, JORNADAS DE BIOMASA. Fundación CIRCE.
- Obernberger, I.; Thek, G. (2004) Physical characterization and chemical composition of dandified biomass fuels with regard to their combustion behaviour. Source: Biomass and Bioenergy, v 27, n 6, p 653-669
- Obernberger, I; Biedermann, F; Widmann, W; Riedl, Rudolf. (1997) Concentrations of inorganic elements in biomass fuels and recovery in the different ash fractions. Source: Biomass and Bioenergy, v 12, n 3, p 211-224

Observatorio del Transporte de Mercancías por Carretera,(2010) editado por el Centro de Publicaciones Secretaria General Técnica del Ministerio de Fomento con el Nº 19 .

ODUM, E.P.(1971) Ecología. Editorial Interamericana, México, 307 pp. Ed.

Öhman M., C. Boman, H. Hedman, A. Nordin, and D. Boström, (2004) Slagging tendencies of wood pellet ash during combustion in residential pellet burners, Biomass and bioenergy, 27, 585-596

Öhman M., D. Boström, A. Nordin, and H. Hedman, (2004)Effect of Kaolin and Limestone Addition on Slag Formation during Combustion of Wood Fuels, Energy & Fuels, 18, 1370-1376

Olabarrieta Rubio José Luis. (julio-agosto 2008) Aplicaciones de los dispositivos FACTS en generadores eólicos Revista Técnica Industrial Nº 276 pág. 36-41

Ortega Izquierdo, Margarita (Febrero 2011) Impacto socioeconómico de la generación eléctrica con energías renovables. DEA Departamento de Ingeniería Electromecánica E.T.S.I.I. UBU

P. Basu, C. Kefa, and L. Jestin. Boilers and Burners: Design and Theory Springer: New York.

Parker, J.D., (1996), "Assessment of Remanent Life Using Strain Monitoring Techniques", Proceedings of Ninth International Symposium, pp 122-130.

Paul, I. - Kaushik S. (1994) Energy Conservation Aspects in Indian Thermal Power Stations By Technological Innovations: Experience and Prospective. Heat Recovery & CHP vol 14 nº 6 (639-649)

Paulrud, S. (2004) Upgraded Biofuels - Effects of Quality on Processing, Handling Characteristics, Combustion and Ash Melting, Printed by: SLU, Grafiska Enheten, Umeå 2004

Peddle, B.E., Pickles, C.A., (2001), "Carbide Development in the Heat Affected Zone of Tempered and Post-Weld Heat Treated 2.25Cr-1Mo Steel Weldments", Canadian Metallurgical Quarterly, Vol. 40, Nº1, pp 105-126.

Perry SW,(1973) Chilton CN. Chemical engineers handbook. 5th ed. New York: McGraw-Hill;

PLAN D'ACTION DU CONSEIL EUROPÉEN (2007-2009) UNE POLITIQUE ÉNERGÉTIQUE POUR L'EUROPE Conclusions de la Présidence - Bruxelles,

Quaak Peter, Knoef Harrie, Stassen Hubert,(1999) Energy from Biomass A Review of Combustion and Gasification Technologies WORLD BANK TECHNICAL PAPER NO. 422 Energy Series.

Raask E. (1985) Mineral impurities in coal combustion : behavior, problems, and remedial measures. Washington: Hemisphere Pub. Corp.;

Rajvanshi, A. K. (1986). Biomass Gasification. Alternative Energy in Agriculture. D. Yogi Goswami and CRC Press. Vol. II: pgs. 83-102.

Ralph P. Overend, (2004), DIRECT COMBUSTION OF BIOMASS, in Renewable Energy Sources Charged with Energy from the Sun and Originated from Earth-Moon Interaction, [Ed. Evald E. Shpilrain], in Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), Developed under the Auspices of the UNESCO, Eolss Publishers, Oxford ,UK, [<http://www.eolss.net>] [Retrieved October 2, 2011]

RED ELECTRICA DE ESPAÑA - REE, & RED ELECTRICA DE ESPAÑA - REE. (2010, Mayo 18). Notas de prensa > Sala de prensa > Red Eléctrica de España. http://www.ree.es/sala_prensa/web/notas_detalle.aspx?id_nota=165.

RED ELECTRICA DE ESPAÑA - REE, & RED ELECTRICA DE ESPAÑA - REE. (s.f.). Gestión de la demanda de electricidad > Gestión de demanda > Operación del sistema eléctrico > Red Eléctrica de España. Recuperado a partir de http://www.ree.es/operacion/gestion_demanda.asp.

RED ELECTRICA DE ESPAÑA - REE. (2007). Impacto de los parques eólicos en la Red de Transporte. Presented at the II Jornada de Ingeniería Eléctrica, Huelva.

Red Eléctrica de España. (2010). El Sistema Eléctrico Español 09.

REE (julio 2007) Estudio de Prospectiva energética en España en el horizonte 2030 Informe sobre el sector eléctrico para la Secretaria General de Energía del MITyC

Reid WT.(January 1984)The relation of mineral composition to slagging, fouling and erosion during and after combustion Progress in Energy and Combustion Science , 10 (2), pg. 159-169.

Reini, M. – Taccani, R. (December 2002) Improving the Energy Diagnosis of Steam Power Plants Using the Lost Work Impact Formula. Int. J. Applied thermodynamics ,vol 5 nº 4 (189-202)

Reini, M. – Taccani, R.(December 2002) On Energy Diagnosis of Steam Power Plants: A Comparison among Three Global Losses Formulations. Int J. Applied Thermodynamics, vol 5 nº 4 (177- 188)

Riedl, R. Dahl, J. Obernberger, I. Narodoslawsky, N. (1999). Corrosion in fire tube boilers of biomass combustion plants. Fuente: proceedings of the China International Corrosion Control Conference '99, paper Nr 90129

Rivas, R. (2009, Mayo). Operación del Sistema con alta penetración de generación eólica. Presented at the eoi - Máster en Energías Renovables y Mercado Energético 2008/09.

Rivero R. and Garfias M.(2006) "Standard Chemical Exergy of Elements Updated" Energy 31.15 : 3310-3326.

RODOREDA, M.(2005) Análisis exergético de una central termoeléctrica de ciclo de vapor. Universidad de las Américas Puebla, Departamento de Física y Matemáticas. México.

Romeo, L.- Escosa Repowering con Turbina de Gas de una Central Termoeléctrica de Carbón de 335 MW.. Universidad de Zaragoza

Rosen M. A. and. Dincer I.(2007) Exergy, Energy, Environment, and Sustainable Development. 1st ed. Elsevier.

Rosen M.A., (1999) "Second-Law Analysis: approaches and implications", International Journal of Energy Research, 23, 415-429, Wiley.

Royo, J. - Zaleta, A. et al. A Typical Power Plant : Design and Operating Variables and Constraints. Circe, University of Zaragoza, Spain.

S. Chopra and A. Jain.(April 2007) "A Review of Fixed Bed Gasification Systems for Biomass". Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal. Invited Overview No. 5. Vol. IX.

S. Turn, C. Kinoshita, Z. Zhang, (1998) "An Experimental Investigation of Hydrogen Production from Biomass Gasification," International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 23, No. 8, pp. 641-648. doi:10.1016/S0360-3199(97)00118- De paper Influence of Catalyst and Temperature on Gasification Performance / A Combustion borrador

Salmenoja K.,(2000) "Field and laboratory studies on chlorine –induced superheater corrosion in boilers fired with biofuels", Thesis, Report 00-1, Åbo Akademi, Åbo, Finland.

Sander, Bo (1997) Properties of Danish biofuels and the requirements for power production (ELSAMPROJEKT A/S) Source: Biomass and Bioenergy, v 12, n 3, p 177-183

Sarabchi, K. – Polley, G. (1994)Thermodynamical Optimization of a Combined Cycle Plant Performance Gas Turbine The Hague, Netherlands June 13-16

Seggiani M.(1999) Empirical correlations of the ash fusion temperatures and temperature of critical viscosity for coal and biomass ashes. Fuel, 78(9):1121-5.

Singer, Joseph G. (1981)editor de Combustion Fósil Power Systems. 3^a edition. Publicado por Combustión Engineering, Inc.

Skrifvars Bengt-Johan, Mikko Hupa, (1999) ASH CHEMISTRY AND BEHAVIOUR IN ADVANCED CO-COMBUSTION Result Report from EU/JOULE,- euro-cleancoal.net

Skrifvars BJ, Backman R, Hupa M, Salmenoja K, Vakkilainen E. (2008) Corrosion of superheater steel materials under alkali salt deposits Part 1: The effect of salt deposit composition and temperature. Corrosion Science ;50:1274-82

Skrifvars BJ, Backman R, Hupa M, Sfiris G, Åbyhammar T, Lyngfelt A.(1998) Ash behaviour in a CFB boiler during combustion of coal, peat or wood. Fuel, 77(1-2): 65-70.

Skrifvars BJ, Hupa M, Hyoty P.(1990) Superheater fouling in coal-fired boilers due to lime injection. Proceedings - Annual International Pittsburgh Coal Conference 7th:33-42.

Skrifvars B-J, Lauren T, Hupa M, Korbee R and Ljung P (2004) Ash behaviour in a pulverised wood fired boiler – a case study. Fuel 83 1371-1379 (2004)

Smiarowski, M. – Railner, L. et all Steam Turbine Modernization Solutions Provide a Wide Spectrum of Options to Improve Performance, Siemens Power Generation (PG) USA

Srivastava R.K., Miller C.A.(june 2004) "Emissions of sulphur trioxide from coalfired plants", Journal of the Air & Waste Management Association, volume 54

Stephen M. de Bruyn Kops and Philip C. Malte.(2004) Final Technical Report: Simulation and Modeling of Wood Dust Combustion in Cyclone Burners. U. of Washington. Prepared for: U. S. DOE.

Suárez-García F, Martínez-Alonso A, Fernández Llorente M, Tascón JMD.(2002) Inorganic matter characterization in vegetable biomass feedstocks. Fuel, 81(9): 1161-9.

Suresh M. V. J. J., Reddy K. S., and Kolar A. K.(2010) "3-E Analysis of Advanced Power Plants Based on High Ash Coal" International Journal of Energy Research 34.8 716-735

Szaargut, J. Humid Air Turbine as a Primary Link of a Coal-Fired Steam Power Plant.

Szargut J.(1989) "Chemical Exergies of the Elements" Applied Energy 32.4 : 269-286.

Szargut J. and Morris D. R..(1986) "Standard Chemical Exergy of Some Elements and Compounds on the Planet Earth" Energy 11.8 : 733-755.

Szargut, J.(1980) "International progress in second law analysis". Energy, Vol. 5. Pergamon Press Ltd, p. 709-718.

Szargut, J. (march 1999) Energy and Ecological Effects of the Primary Gas-Turbine Supplementing a Coal-Fired Power Plant. *Int J. Applied Thermodynamics*, vol. 2. n° 1 (1-4).

Szargut, J.(2005) *Exergy Method: Technical and Ecological Applications* Southhampton, U.K: WIT Press.

Theis Mischa , Skrifvars Bengt-Johan, Hupa Mikko, (may 2006)Tran Honghi Fouling tendency of ash resulting from burning mixtures of biofuels. Part 1: Deposition rates Fuel Volume 85 pages 1125-1130

Thy P., Leshner C.E., Jenkins B.M., (2000)“Experimental determination of high temperature losses from biomass slag”, *Fuel* 79 693-700

Tillman DA. (1978) *Wood as an energy resource*. New York: Academic Press.

Tillman, David A., Dao N.B. Duong, Bruce G. Miller, and Laura C. Bradley.(2009). *Combustion Effects of Biomass Co firing in Coal-Fired Boiler*. Proc. Power-Gen International. Las Vegas, NV, U.S.A. December 8 – 10. 2009

Toft, L.H., Marsden, L.I.M., (1961), “The structure and properties of 1Cr-0.5Mo steel after service in CEGB power stations”, *Iron and Steel Institute*, N° 70, pp 276-294.

Tran HN, Mao X, Kuhn DCS, Backman R, Hupa M.(2002) The sticky temperature of recovery boiler fireside deposits. Results confirm that a sticky particle must contain at least 15% liquid phase. *Pulp & Paper Canada*;103:29-33.

Tsatsaronis G., and Winhold M. (1985)“Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy-Conversion Plants—II. Analysis of a coal-fired steam power plant” *Energy* 10.1 : 81-94.

Turn S, Jenkins B, Jakeway L, Blevins L, Williams R, Kinoshita C. (2002) Fouling characteristics of processed biomass: Comparison of chemical equilibrium predictions with full scale test results. 12th European Conference and Technology Exhibition on Biomass for Energy, Industry, and Climate Protection,

Turn S., C. Kinoshita, Z. Zhang, (1998), “An Experimental Investigation of Hydrogen Production from Biomass Gasification,” *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 23, No. 8, pp. 641-648. doi:10.1016/S0360-3199(97)00118-3

Turns, S. R. (2000). *An Introduction to Combustion. Concepts and Applications* (2 ed.). McGraw- Hill.

Uche , J. - Serra L. et all *Modeling and Simulation*. Circe, University of Zaragoza, Spain.

UNESA: (diciembre 2007) *Estudio de Prospectiva de Generación Eléctrica a 2030*.

Uusitalo M.A., Vuoristo P.M.J., Mäntylä T.A.,(2004) ”High temperature corrosion of coatings and boiler steels below chlorine- containing salt deposits”, *Corrosion Science* 46 1311-1331

Valero A., Guallar J., Marín J.M., Turegano J.A. “La exergía: un planteamiento más preciso del ahorro de energía” 2ª Conferencia Nacional sobre ahorro energético y alternativas energéticas. 42º Feria Oficial y Nacional de muestras. Zaragoza.

Valero Antonio, Guallar Jesús(junio 1990) “Exergía y sus componentes en una mezcla” *Revista Ingeniería Química*. Pág. 231-235.

Valero, A. Subiela, V. (Sep./oct. 1991) *Balance de Emisiones y Consumos de Dióxido de Carbono en España*. *Energía*

Valmari T. (2000) *Potassium behavior during combustion of wood in circulating fluidized bed power plants*. VTT Publications;

- Van den Broek Richard, Faaij André, Van Wijk Ad.(May 1995) Background report 4.1 Biomass Combustion Power Generation Technologies
- Van Loo S. and J. Koopenjan, (2007) Eds. The handbook of biomass combustion & cofiring., Earthscan: London.
- Van loo, S. ; Koppejan, J; (2002) Handbook of biomass combustion and co-firing. ISBN 9036517737 Enschede, Netherlands: Twente University Press; 2002.
- Vicente Rallo Guinot, (noviembre de 2008). Monografía sobre los costes del transporte de mercancías por ferrocarril. Edición de la colección de Documentos de Explotación Técnica y Económica del transporte del Observatorio del Ferrocarril en España de la Fundación de los Ferrocarriles Españoles.
- Viswanathan R., (1989), "Damage Mechanisms and Life Assessment of High-Temperature Components", ASM International.
- Viswanathan, R., (1988), "Residual Life Techniques for Plant Life Extension", Materials Sciences Engineering, A 103, pp 131-139.
- Walker, C. F. J. (2nd eds.). (2006). Primary Wood Processing: Principles and Practice. University of Canterbury. Christchurch. p. 542-543. Springer. New Zealand.
- Wang L., C. L. Weller, D. D. Jones, et al.,(2008) "Contemporary Issues in Thermal Gasification of Biomass and its Application to Electricity and Fuel Production," Biomass and Bioenergy, Vol. 32, No. 7, pp. 573-581. doi:10.1016/j.biombioe.2007.12.007
- Warnatz J., Maas Ulrich, Dibble Robert W.(2001) Combustion: physical and chemical fundamentals, modeling and simulation Springer ISBN 3-540-67751-8 3 ed
- Wei L., S. Xu, L. Zhang, (2007) "Steam Gasification of Biomass for Hydrogen-Rich Gas in a Free-Fall Reactor," International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, No. 1, pp. 24-31. doi:10.1016/j.ijhydene.2006.06.002
- Werkelin Johan. (2008) Ash-forming elements and their chemical forms in woody biomass fuels REPORT 08-06 Academic Dissertation Laboratory of Inorganic Chemistry ÅBO AKADEMI FACULTY OF TECHNOLOGY UNIPRINT Åbo, Finland.
- Werkelin Johan; Bengt-Johan Skrifvars; Maria Zevenhoven; Bjarne Holmbom; Mikko Hupa (February 2010) Chemical forms of ash-forming elements in woody biomass fuels Fuel, 89 (2), pg. 481-493.
- Wilkes, C. (2007) Power Plant Layout Planning Gas Turbine Inlet Air Quality Considerations. General Electric.
- Woodhead, J.H., Quarrell, A.G.,(1965), "Role of carbides in low-alloy creep resisting steels", Journal of The Iron and Steel Institute, Vol. 203, pp 605-620.
- Woods T. L. and Garrels R. M. (1987)The Exergoecology Portal. <http://www.exergoecology.com>
- Zevenhoven M,(2001) Ash-forming Matter in Biomass Fuels, in Faculty of Chemical Engineering. Åbo Akademi University: Åbo/Turku. p. 88.
- Zhang, J. and S. Nieh (1997). Comprehensive modelling of pulverized coal combustion in a vortex combustor. Fuel 76 (2), 123-131.

ANEXO:

INFORME DE CARACTERIZACIÓN DE LOS RESIDUOS DE MADERA

LIMITES DE EMISIONES

FOCO	CALDERA				
	Concentración obtenida		Concentración límite según legislación	Unidad de medida	Legislación aplicada
	Valor máximo	Media valores			
CO	<30	<30	500	ppm	D 833/1975
NOx	85	76	300	ppm	D 833/1975
SO ₂	<28	<28	4300	mg/Nm ³	D 833/1975
Opacidad	<1	<1	<1	Bacharach	D 833/1975
Partículas sólidas	10	8	150	mg/Nm ³	D 833/1975

Tabla 64 límites de emisiones

ANEXO: Granulometría del serrin (Aprox. 70% < 1mm)

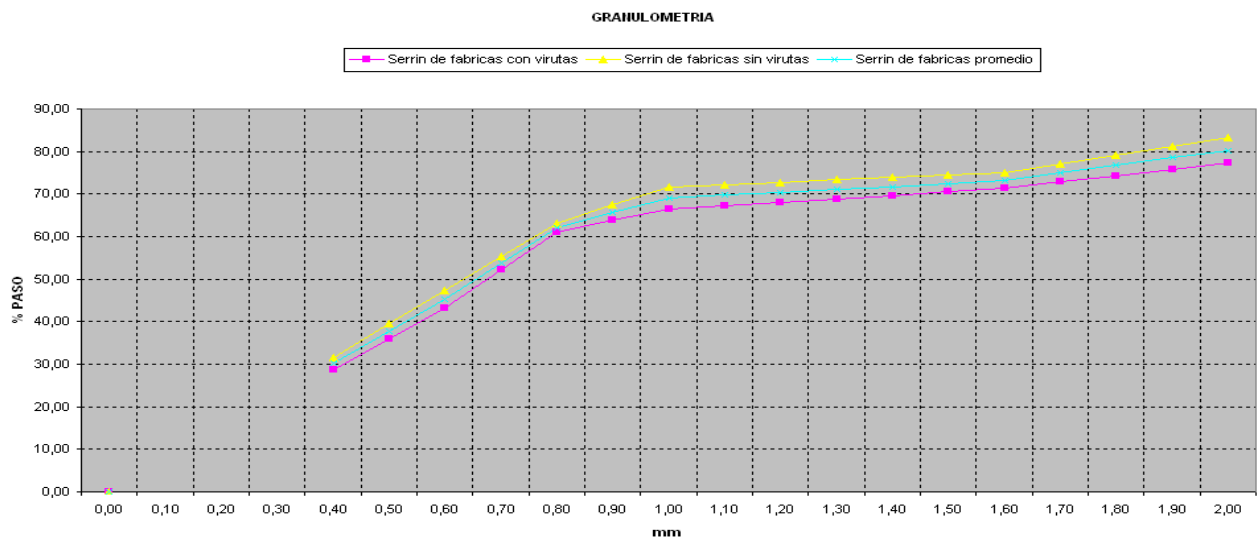


Figura 77 granulometrías del serrin

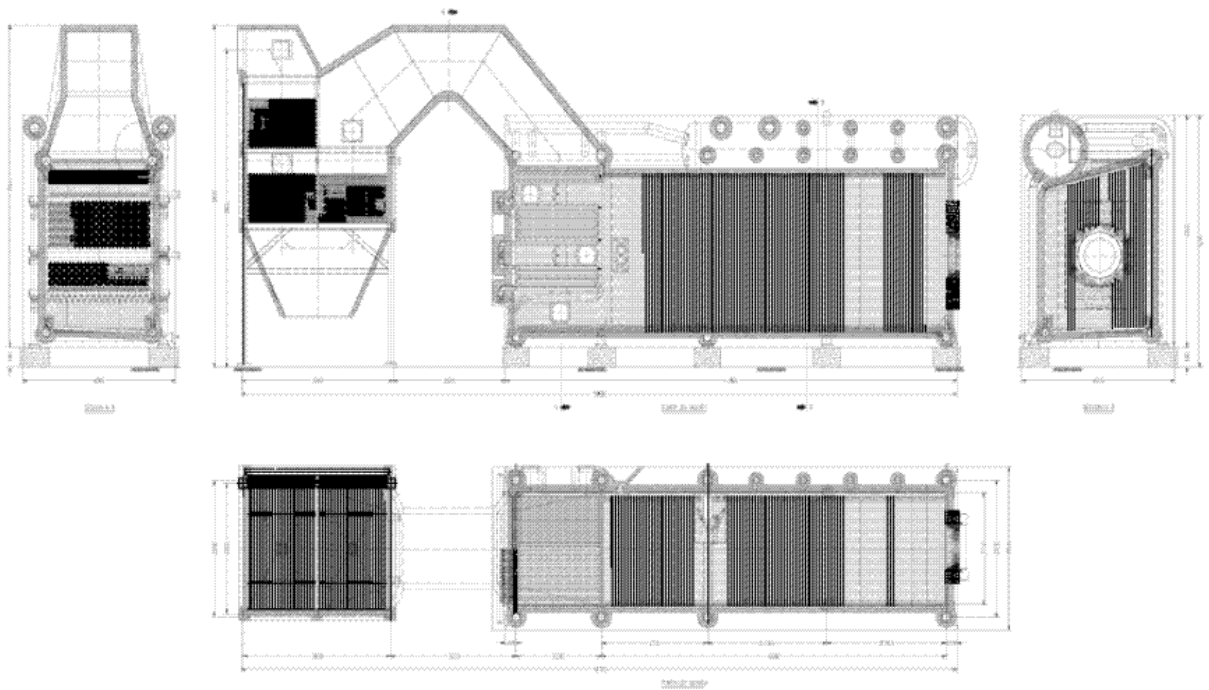


Figura 80 corte de la caldera Vulcano

ANEXO ANALITICAS

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004256 Fecha de Entrada: 28/04/2010
Solicitante: I. Martín Nº Registro Solicitante:
Muestra 01 Cenizas Gasógeno 21/04/10-01

Pérdida por Deseccación al Aire: 0.00%

Norma Analítica	estabzad	seca	recibida
-----------------	----------	------	----------

A. Inmediato (% en peso):

Humedad	ISO-589-1981	0.11	0.00	0.11
Cenizas	ISO-1171-1976	100.74	100.85	100.74

A. Elemental (% en peso; Thermo Flash 1112) :):

Carbono		0.06	0.06	0.06
Hidrógeno		0.02	0.01	0.02
Nitrógeno		0.00	0.00	0.00
Azufre		0.31	0.31	0.31

*El % de hidrógeno incluye el hidrógeno de la humedad

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004256

Fecha de Entrada: 28/04/2010

Solicitante: I. Martín

Nº Registro Solicitante:

Muestra 01 Cenizas Gasógeno 21/04/10-01

Composición de Cenizas (CEN/TS 15290-ICP –JY-2000):

Oxido	% en peso
Al ₂ O ₃	3.4
Ca O	34.24
Fe ₂ O ₃	2.9
K ₂ O	0.6
Mg O	2.2
Na ₂ O	No detectado
Si O ₂	49.94
TiO ₂	1.0
ZnO	No detectado
MnO ₂	0.0

Fusibilidad de las Cenizas (ASTM D-1857-94- LECO AF600):

T ^a de deformación Inicial	1250°C
T ^a de Reblandecimiento	1338°C
T ^a de Hemisferio	1356°C
T ^a de Fluidez	1367°C

Granulometría

Apert malla mm	%
Dp >	7.
6.3 > dp > 4.75	4.
4.75 > dp > 3.15	3.
3.15 > dp > 2	6.
2 > dp >	9.
Dp < 1	70.

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004257

Fecha de Entrada: 28/04/2010

Solicitante: I. Martín

Nº Registro Solicitante:

Muestra 02 Cenizas ECO 21/04/10-20

Pérdida por Deseccación al Aire: -0.52%

Norma Analítica	estabzad	seca	recibida
-----------------	----------	------	----------

A. Inmediato (% en peso):

Humedad	ISO-589-1981	1.48	0.00	0.97
Cenizas	ISO-1171-1976	75.82	76.96	76.21

A. Elemental (% en peso; Thermo Flash 1112) :):

Carbono		16.68	16.93	16.77
Hidrógeno		0.25	0.09	0.19
Nitrógeno		0.16	0.16	0.16
Azufre		3.66	3.71	3.68

*El % de hidrógeno incluye el hidrógeno de la humedad

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004257

Fecha de Entrada: 28/04/2010

Solicitante: I. Martín

Nº Registro Solicitante:

Muestra 02 Cenizas ECO 21/04/10-20

Composición de Cenizas (CEN/TS 15290 -ICP –JY-2000):

Oxido	% en peso
Al ₂ O ₃	4.1
Ca O	45.03
Fe ₂ O ₃	2.9
K ₂ O	2.1
Mg O	2.4
Na ₂ O	0.4
Si O ₂	24.37
TiO ₂	0.9
ZnO	0.0
MnO ₂	0.1

Fusibilidad de las Cenizas (ASTM D-1857-94- LECO AF600):

T ^a de deformación Inicial	1342°C
T ^a de Reblandecimiento	1345°C
T ^a de Hemisferio	1453°C
T ^a de Fluidéz	1477°C

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004258

Fecha de Entrada: 28/04/2010

Solicitante: I. Martín

Nº Registro Solicitante:

Muestra 03 Cenizas ECO 23/04/10-01

Pérdida por Desecación al Aire: 2.10%

Norma Analítica	estabzad	seca	recibida
-----------------	----------	------	----------

A. Inmediato (% en peso):

Humedad	ISO-589-1981	2.17	0.00	4.22
Cenizas	ISO-1171-1976	82.14	83.96	80.42

A. Elemental (% en peso; Thermo Flash 1112) :):

Carbono		7.62	7.79	7.46
Hidrógeno		0.23	0.01	0.49
Nitrógeno		0.12	0.12	0.12
Azufre		4.47	4.57	4.38

*El % de hidrógeno incluye el hidrógeno de la humedad

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004258

Fecha de Entrada: 28/04/2010

Solicitante: I. Martín

Nº Registro Solicitante:

Muestra 03 Cenizas ECO 23/04/10-01

Composición de Cenizas (CEN/TS 15290 -ICP –JY-2000):

Oxido	% en peso
Al ₂ O ₃	4.7
Ca O	42.41
Fe ₂ O ₃	4.0
K ₂ O	3.0
Mg O	4.3
Na ₂ O	0.5
Si O ₂	19.30
TiO ₂	1.4
ZnO	0.1
MnO ₂	0.2

Fusibilidad de las Cenizas (ASTM D-1857-94- LECO AF600):

T ^a de deformación Inicial	1326°C
T ^a de Reblandecimiento	1415°C
T ^a de Hemisferio	1445°C
T ^a de Fluidéz	1454°C

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004259

Fecha de Entrada: 28/04/2010

Solicitante: I. Martín

Nº Registro Solicitante:

Muestra 04 CS3 22/04/10-11 serrín

Pérdida por Deseccación al Aire: 0.43%

Norma Analítica	estabzad	seca	recibida
-----------------	----------	------	----------

A. Inmediato (% en peso):

Humedad	EN 14774-3	4.79	0.00	5.20
Cenizas	EN 14775	1.15	1.21	1.15
Volátiles	EN 15148	75.38	79.17	75.06
Cuño		18.68	19.62	18.60

A. Elemental (% en peso; Thermo Flash 1112) :):

Carbono		46.89	49.25	46.69
Hidrógeno		6.05	5.79	6.07
Nitrógeno		2.91	3.06	2.90
Azufre		No det	No det	No det

*El % de hidrógeno incluye el hidrógeno de la humedad

Poder Calorífico (kcal / kg; IKA C 2000)

P.C.Superior	UNE 164001-EX	4530	4758	4511
P.C.Inferior		4189	4457	4166

Determinación de Aniones (% en peso; C. Iónico Metrohm (CH-9101):

Fluoruros	CEN/TS 15289	No det	No det	No det
Cloruros		0.026	0.027	0.026
Sulfatos		0.125	0.131	0.125

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004261

Fecha de Entrada: 28/04/2010

Solicitante: I. Martín

Nº Registro Solicitante:

Muestra 06 CT-1 20/04/10-21 Astillas

Pérdida por Deseccación al Aire: 7.83%

Norma Analítica	estabzad	seca	recibida
-----------------	----------	------	----------

A. Inmediato (% en peso):

Humedad	EN 14774-3	2.21	0.00	9.87
Cenizas	EN 14775	1.08	1.10	1.00
Volátiles	EN 15148	78.27	80.04	72.14
CFijo		18.44	18.86	17.00

A. Elemental (% en peso; Thermo Flash 1112) :):

Carbono		48.25	49.34	44.47
Hidrógeno		6.08	5.96	6.48
Nitrógeno		1.34	1.37	1.24
Azufre		No det	No det	No det

*El % de hidrógeno incluye el hidrógeno de la humedad

Poder Calorífico (kcal / kg)

P.C.Superior	UNE 164001EX	4620	4724	4258
P.C.Inferior		4292	4415	3866

Determinación de Aniones (% en peso; C. Iónico Metrohm (CH-9101):

Fluoruros	CEN/TS 15289	No det	No det	No det
Cloruros		0.027	0.028	0.025
Sulfatos		0.096	0.098	0.088

RESULTADOS ANALÍTICOS

Nº de Registro: 1004266

Fecha de Entrada: 28/04/2010

Solicitante: I. Martín

Nº Registro Solicitante:

Muestra 11 CT-1 23/04/10-20 corteza vegetal
y astillas y trozos de aglomerado

Pérdida por Desecación al Aire: 30.99%

Norma Analítica	estabzad	seca	recibida
-----------------	----------	------	----------

A. Inmediato (% en peso):

Humedad	EN 14774-3	4.21	0.00	33.90
Cenizas	EN 14775	9.11	9.51	6.29
Volátiles	EN 15148	71.67	74.82	49.46
CFijo		15.01	15.67	10.36

A. Elemental (% en peso; Thermo Flash 1112) :):

Carbono		43.58	45.50	30.07
Hidrógeno		5.69	5.45	7.39
Nitrógeno		1.98	2.07	1.37
Azufre		0.65	0.68	0.45

*El % de hidrógeno incluye el hidrógeno de la humedad

Poder Calorífico (kcal / kg)

P.C.Superior	UNE 164001 EX	4126	4307	2847
P.C.Inferior		3807	4025	2272

Determinación de Aniones (C. Iónico Metrohm (CH-9101):

Fluoruros	CEN/TS 15289	No det	No det	No det
Cloruros		0.025	0.026	0.017
Sulfatos		1.52	1.59	1.05

Plant (country, start up year)	Boiler system	Fuels used (moist cont. [% weight, w.m.])	Capa- city [MW.]	Steam data			Efficiencies					Investment costs 1992US\$ ²		Emissions		
				T [°C]	P [bar]	flow [kg/s]	η_{boiler} [%]		η_{turbine} [%]	η_{total} [%]		Boiler \$/kW _e (% of total)	Total \$/kW _e	NO [mg/MJ _m]	CO [mg/MJ _m]	Particulates [mg/MJ _m]
							HHV	LHV		HHV	LHV					
Average Zurn/NEPCO plants (-,-)	travelling grate	wood (50)	25	510	86	-	-	-	-	24	28	-	1200 - 1600	129 ⁸	215	- ³
Delano I plant (USA, 1991)	BFB	agr. waste (24)	27	513	93	32	78	86	35	26	29	-	-	25 ⁷	6.5	- ³
McNeil plant (USA, 1984)	travelling grate	wood (47)	50	510	92	61	70	83	39	25	30	82 (13)	1800	74 ⁸	177	4
Måbjergværket CHP plant (DK, 1993)	water cooled vibrating grate / "cigar- burning"	straw (16) wood (40) msw (23) nat. gas (0)	34 ¹	520	100	35	-	89	36	-	30 ¹	-	2900	108 ⁸	130	4
Händelöverket CHP boiler (S, 1994)	CFB	wood (50)	46 ¹	538	70	44	74	89	38	27 ¹	32 ¹	224 (-)	1100 ⁶	50 ⁸	90	10
Enköping CHP plant (S, 1995)	water cooled vibrating grate	wood (45)	28 ¹	540	130	30	82	96	37	28 ¹	33 ¹	253 (38)	1900	32 ⁷	90	- ⁵
Grenaa CHP plant (DK, 1992)	CFB	coal (10) straw (16)	27 ¹	505	38	27	94 ⁴	100 ⁴	37	32 ^{1,4}	35 ^{1,4}	290 (33)	2500	150 ⁷	200	50
EPON co-fire plant (NL, 1995)	pulverised coal boiler	demolition wood (16)	20	-	-	-	-	-	-	34	37	-	800 ⁶	-	-	-
Whole Tree Energy concept (-,-)	pile/grate boiler	whole trees (44)	100	-	-	-	82	90	41	33	38	-	1500	-	-	-
ELSAM cofiring scale-up project (DK,2005)	CFB	coal (10) straw (16) wood (45)	250	580	250-300	-	-	-	-	-	44	-	-	-	-	-

Tabla 66. Summary of quantitative performance data of described individual plants. Fuente: Van den Broek, R. et al 1995

1Because the main interest of the project is electricity production, for CHP plants a theoretical estimation has been made of how much electricity could be generated when there was no heat supply.

2Costs are converted into 1992 US dollars by using the GDP price deflator of the country in which the costs are made.

3Units could not be converted. Emissions given were: Zurn/NEPCO : 0.65 mg/dcsf, Delano I : 0.52 mg/dcsf at 12 % CO and Enköping : 40 mg/Nm³ at 6 % O₂.

4Efficiencies probably about 5 to 10 % lower because of inaccurate data. This would lead to a LHV electrical efficiency of about 32-33 %.

5Costs only for additional investments for wood cofiring (pretreatment + burner)

6Costs only (complete costs for) CFB boiler and pretreatment of wood.

7Emissions are given for MCR situation.

8Emissions are given for average situation over certain period.

Van den Broek Richard, Faaij André, Van Wijk Ad. Background report 4.1 Biomass Combustion Power Generation Technologies May 1995

