



Proyecto Fin de Carrera. Ingeniería Industrial

ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y CÁLCULO BÁSICO DE LA CALDERA Y LA TORRE DE REFRIGERACIÓN DE LA CENTRAL TÉRMICA DE LA ROBLA – GRUPO I

Autor: **Sergio Mier Santiso**
Director: **Domingo Santana Santana**

**Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Área de Ingeniería Térmica.
Escuela Politécnica Superior. Universidad Carlos III de Madrid.**

Octubre 2013

ÍNDICE

Resumen	III
Capítulo 1: Introducción	1
Capítulo 2: Descripción de la Planta	21
Capítulo 3: Análisis Termodinámico	55
Capítulo 4: Caldera	74
Capítulo 5: Torre de Refrigeración	111
Capítulo 6: Suministro sostenible de energía eléctrica	168
Capítulo 7: Conclusiones	230
Bibliografía	237

ANEXOS

A.1.- Cálculo del ciclo termodinámico de la C.T. de La Robla– Grupo I.....	250
A.2.- Cálculo de la caldera de la C.T. de La Robla– Grupo I.....	302
A.3.- Cálculo de la torre de refrigeración de la C.T. de La Robla–Grupo I....	346

Resumen

El presente proyecto fin de carrera tiene como objetivo general el análisis termodinámico del ciclo de potencia y el cálculo básico de la caldera y la torre de refrigeración del Grupo I (270 MW de potencia nominal) de la Central Térmica de La Robla (León), cuyo principal combustible es el carbón. Asimismo se pretende dar una visión general de las nuevas tecnologías para la combustión del carbón, así como una introducción a la Captura y Almacenamiento de CO₂.

El análisis termodinámico del ciclo de vapor (Ciclo Rankine) se realiza asumiendo una serie de hipótesis, entre ellas: sistema adiabático, estacionario, con procesos internamente reversibles en bombas, generador de vapor, recalentador y condensador, así como procesos isoentálpicos en válvulas. Energía cinética y potencial despreciables y título de vapor siempre por encima de 0,9 para evitar la corrosión en turbinas.

El cálculo de la Caldera se realiza por el método “Plug-flow” unidimensional. El uso de la caldera cumple dos funciones principales: producir el vapor que ha de alimentar las turbinas y el vapor auxiliar para usos diversos de la Central.

El cálculo de la torre de refrigeración utiliza la Teoría de Merkel para la modelización de la transmisión de calor y masa que se da lugar en el interior de la misma. La torre de refrigeración aprovecha el proceso de evaporación por contacto directo aire-agua para disminuir la temperatura del agua de refrigeración del condensador.

Finalmente se describen nuevas tecnologías para la combustión del carbón que pueden servir de apoyo para alcanzar el suministro sostenible de energía eléctrica. También se desarrolla el concepto de planta de emisiones nulas en el que interviene la tecnología de captura y almacenamiento de CO₂ (CAC). Se presentan distintos proyectos en marcha tanto nacionales como internacionales para la CAC.

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1.1. Objeto del Proyecto.....	2
1.2. Antecedentes y Motivaciones.....	4
1.2.1. Generación de energía eléctrica. Centrales térmicas de carbón.....	4
1.2.2. Uso responsable de la energía.....	4
1.2.3. El carbón como fuente primaria de energía. La generación eléctrica. El caso de España.....	9
1.2.4. Futuro previsible del uso del carbón.....	15
1.2.5. Riesgo para el futuro de la generación eléctrica.....	17

1.1.-OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo general del presente proyecto es el análisis termodinámico del ciclo de potencia y el cálculo básico de la caldera y la torre de refrigeración del Grupo I (270 MW de potencia nominal) de la Central Térmica de La Robla (León), cuyo principal combustible es el carbón. Asimismo se pretende dar una visión general de las nuevas tecnologías para la combustión del carbón, así como una introducción a la Captura y Almacenamiento de CO₂.

En un primer capítulo se da una introducción a la generación de energía eléctrica tanto a nivel mundial como a nivel Nacional.

En el segundo capítulo se da una visión general de las instalaciones y equipos de la Central Térmica de La Robla, centrandose en el Grupo I.

El tercer capítulo da una descripción tecnológica de los distintos circuitos necesarios para realizar el ciclo de vapor (Ciclo Rankine) así como las mejoras tecnológicas posibles y de aplicación directa en el cálculo del ciclo termodinámico del Grupo I de la Central Térmica de La Robla.

En el cuarto capítulo se da unas nociones generales de los distintos tipos de caldera, así como de la transferencia de calor en el hogar de una caldera y los distintos sistemas de control de las mismas. Se presentan dos modelos matemáticos distintos para el cálculo de calderas y se realiza el cálculo de la Caldera correspondiente al Grupo I de la Central Térmica de La Robla por el método “Plug-flow” unidimensional. El uso de la caldera cumple dos funciones principales: producir el vapor que ha de alimentar las turbinas y el vapor auxiliar para usos diversos de la Central.

El quinto capítulo da una visión general de los tipos de torres de refrigeración. Explica los modelos físicos y matemáticos para el cálculo de la transmisión de calor y la transferencia de masa que se producen en las torres de refrigeración (Teoría de Merkel). Se dan unas nociones de los distintos sistemas de transferencia y rellenos de las torres así como de la prevención y el control de la legionelosis. Finalmente se procede al cálculo

Capítulo 1: Introducción

de la torre de refrigeración para el Grupo I de la Central Térmica de La Robla. La torre de refrigeración aprovecha el proceso de evaporación por contacto directo aire-agua para disminuir la temperatura del agua de refrigeración del condensador.

El sexto capítulo describe las nuevas tecnologías para la combustión del carbón, así como el concepto de planta de emisiones nulas en el que interviene la tecnología de captura y almacenamiento de CO₂ (CAC). Se presentan distintos proyectos en marcha tanto nacionales como internacionales para la CAC. Finalmente se trata la reducción de emisiones en la Central Térmica de La Robla mediante una serie de actuaciones particulares.

En los últimos capítulos se tratan las conclusiones, posible ampliación del presente proyecto y trabajos futuros que pueden surgir a raíz de este y las correspondiente bibliografía utilizada.

1.2.- ANTECEDENTES Y MOTIVACIONES

1.2.1.- GENERACIÓN DE ENERGÍA ELECTRICA. CENTRALES TÉRMICAS DE CARBÓN

Según el informe “Coal Facts 2011” de World Coal Institute, en 2010 el carbón suministró el 29,6% de la energía primaria consumida en el mundo, sólo por detrás del petróleo. Además es la primera fuente de energía eléctrica, con el 42% de la producción mundial.

Las reservas de carbón se encuentran repartidas en 70 países con yacimientos aprovechables. Al ritmo actual de consumo se calcula que existen reservas probadas para 118 años, por 46 y 59 del petróleo y el gas respectivamente. A parte, hay que tener en cuenta que el 62% de las reservas de petróleo y el 64% de las de gas se encuentran en Oriente Medio y Rusia. En España los principales yacimientos de hulla y antracita están en León, Asturias, Palencia, Córdoba y Ciudad Real.

Las centrales térmicas de carbón pulverizado constituyen la principal fuente mundial de energía eléctrica. En los últimos años se han desarrollado otros tipos de centrales que tratan de aumentar el rendimiento y reducir las emisiones contaminantes, entre ellas las centrales de lecho fluido a presión. Otra tecnología en auge es la de los ciclos combinados que utilizan como combustible gas de síntesis obtenido mediante la gasificación del carbón.

1.2.2.- USO RESPONSABLE DE LA ENERGÍA

Los tres pilares sobre los que se apoya el uso responsable de la energía son:

- Coste asequible de la energía.
- Seguridad del suministro de energía.
- Conservación del medioambiente.

Capítulo 1: Introducción

El desarrollo de los pueblos. Costes de la energía

Una de las cuestiones más importantes en el uso de la energía es su coste. La energía es básica para la subsistencia y desarrollo de los pueblos.

En una economía global como la presente, es vital que la energía sea barata, ya que solamente una energía barata permitirá a los pueblos en desarrollo acceder a un nivel de desarrollo comparable al del mundo desarrollado.

El carbón ha sido tradicionalmente el combustible con el precio más estable a la vez que más barato. Esto se debe a que su precio refleja bastante bien el coste de producción.

El gráfico siguiente nos muestra cómo ha evolucionado el precio del carbón en comparación con el precio del petróleo y del gas.

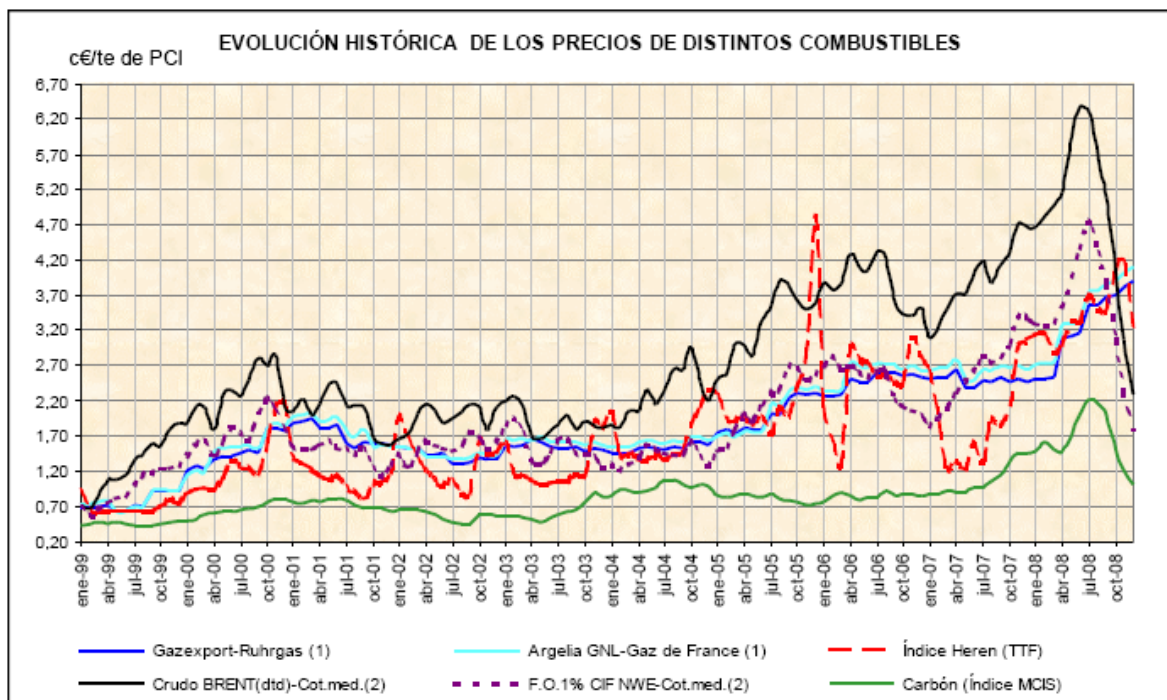


Figura 1.1: Evolución histórica de los precios de distintos combustibles

Capítulo 1: Introducción

El motivo de esta estabilidad se debe a que existen gran cantidad de reservas a un coste razonable, bastante homogéneamente repartidas en países de economía de mercado y en manos de empresas privadas.

La seguridad de suministro. Reservas de carbón en el mundo. Su distribución geográfica.

La seguridad de suministro es el segundo pilar sobre el que se asienta el desarrollo sostenible.

La seguridad energética, definida en un sentido amplio (según la Agencia Internacional de la energía - AIE), significa suministros adecuados, asequibles y fiables de energía.

Para un determinado país esta seguridad de suministro es tanto mayor cuantas más reservas de energía tenga el mismo o en su defecto cuanto más próximas estén las reservas, no solo geográficamente sino por cualquier otro tipo de afinidades.

El carbón es, entre las energías fósiles la más abundante en la naturaleza. Sus reservas totalizan según el instituto alemán de ciencias naturales (BGR) de Hanover, 736 billones de toneladas, suficientes para un consumo equivalente al actual durante 140-150 años.

Adicionalmente a la seguridad que supone la cantidad de reservas disponibles, hay que considerar que estas reservas se encuentran distribuidas a lo largo del planeta en múltiples regiones de diversos regímenes políticos que permiten una razonable estabilidad de suministro.

El mapa siguiente muestra la distribución de las reservas de carbón en los distintos continentes.

Capítulo 1: Introducción

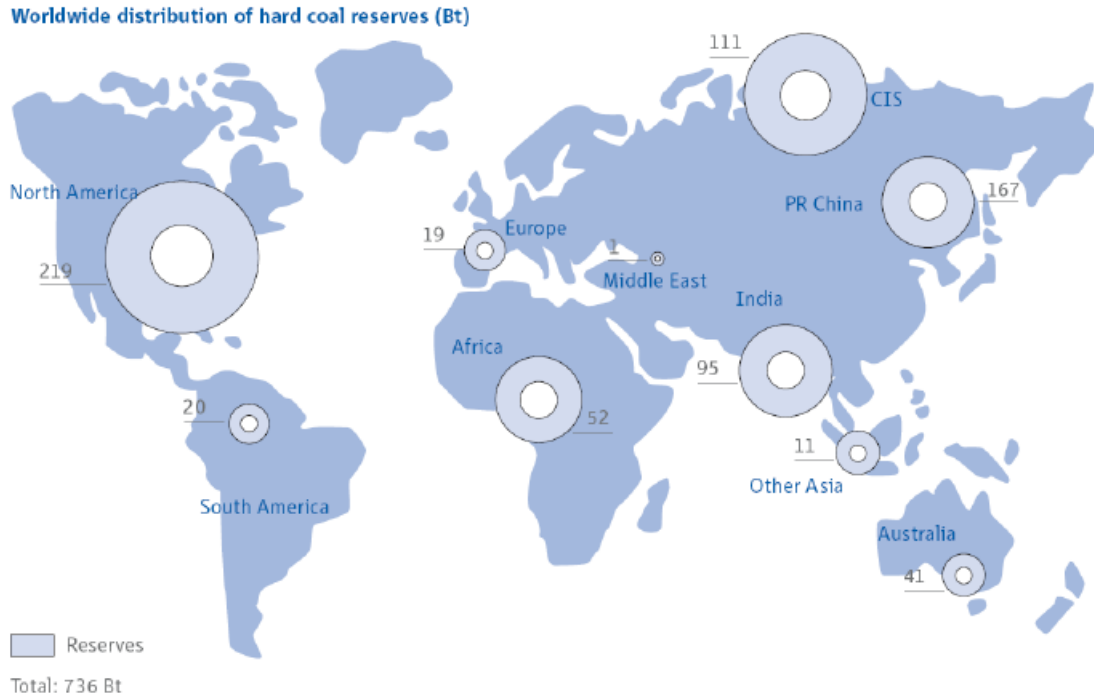


Figura 1.2: Mapa de la distribución mundial de las reservas de carbón

La conservación del medio ambiente. Desarrollo de tecnologías limpias.

El carbón, al igual que el resto de las energías fósiles produce en su combustión una serie de subproductos que contaminan la atmosfera y que deben ser eliminados en aras de una buena conservación medioambiental. Las emisiones más importantes de una central térmica en el medio atmosférico son de partículas y gases, en concreto, Óxidos de Azufre (SO₂), Óxidos de Nitrógeno (NO_x), Dióxido de Carbono (CO₂), y Partículas.

Las emisiones pueden ser eliminadas mediante tecnologías, cada vez más desarrolladas y cuyos límites están regulados en los distintos países mediante la correspondiente legislación. En Europa la directiva, 2001/80/CE establece límites de emisión cada vez más exigentes a las grandes instalaciones de combustión.

Capítulo 1: Introducción

Valores límite de emisión (AAI)		
GRUPO 1	SO ₂	2000 mg / Nm ³
	NO _x	1500 mg / Nm ³
	Partículas	400 mg / Nm ³

Tabla 1.1: *Valores Límite de Emisión (VLE) recogidos en la Autorización Ambiental Integrada de la Central Térmica de la Robla*

Entre los gases de efecto invernadero está el CO₂, que es uno de los productos de la combustión del carbono de los diversos combustibles fósiles. Sin embargo la mayor producción de CO₂ por unidad de energía producida en el caso del carbón en comparación con el gas natural constituye un elemento de preferencia del segundo desde el punto de vista de calidad medioambiental.

El carácter global del efecto que producen las emisiones atmosféricas de los citados gases hace todavía más complejo su tratamiento y regulación. En cualquier caso la comunidad mundial ha tomado conciencia del problema y lo ha afrontado de diversas maneras.

El protocolo de Kioto perteneciente a la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático es también un acuerdo internacional que tiene por objetivo reducir las emisiones de seis gases de efecto invernadero, entre ellos el CO₂. Dicho protocolo estableció determinadas actuaciones que fueron adoptadas libremente por los distintos países que se adhirieron a él. La Unión Europea, que si lo ha suscrito tiene un plan de reducción de emisiones y ha creado un mercado de derechos de emisión de CO₂, tendente a redistribuir los esfuerzos de esta reducción y a que la emisión del mismo tenga un coste para la industria que lo emita.

El protocolo fue inicialmente adoptado el 11 de diciembre de 1997 en Kioto, Japón, pero no entró en vigor hasta el 16 de febrero de 2005. En noviembre de 2009, eran 187 estados los que ratificaron el protocolo. EE. UU., segundo mayor emisor de gases de efecto invernadero mundial tras China, no ha ratificado el protocolo.

Capítulo 1: Introducción

Por otra parte, países en desarrollo como China e India se han convertido en brevísimo plazo en los mayores emisores de gases de efecto invernadero a la atmosfera, debido a que las grandes tasas de crecimiento que están experimentando se ven necesariamente acompañadas de grandes crecimientos de la demanda energética basada lógicamente en aquellos combustibles más próximos y baratos, como es el carbón en el caso de China e India para la generación de electricidad y el uso creciente del petróleo en el transporte.

Como vía de solución de este problema, la captura y almacenamiento de CO₂ (CCS) es una de las opciones más prometedoras para mitigar las emisiones procedentes de centrales eléctricas de carbón y otras instalaciones industriales. Juega un papel importante en estabilizar las concentraciones de CO₂. La CCS es un proceso de tres pasos que implica la captura del CO₂ emitido por fuentes estacionarias a gran escala y la compresión del gas y su transporte (normalmente mediante gasoductos) a un lugar de almacenamiento, como una formación salina profunda, un campo de petróleo / gas agotado o una capa de carbón no explotable . El CO₂ puede utilizarse también para una mejor recuperación de petróleo o gas.

Los procesos de CCS pueden capturar actualmente más del 85% del CO₂ que de otro modo emitiría una central eléctrica, pero pueden reducir la eficiencia térmica de la central en 8 a 12 puntos porcentuales y, por lo tanto, aumentar la alimentación con combustibles fósiles, debido a la energía adicional consumida en la captura del gas. Inicialmente se espera que el CCS se aplique principalmente en centrales eléctricas de carbón, debido a que las emisiones de CO₂ a capturar son proporcionalmente más grandes que en las centrales de petróleo o gas natural, reduciendo el coste por tonelada.

1.2.3.- EL CARBÓN COMO FUENTE PRIMARIA DE ENERGÍA. LA GENERACIÓN ELÉCTRICA. EL CASO DE ESPAÑA

La electrificación de España se inició, en base a fuentes autóctonas. Al principio mediante la energía hidroeléctrica y a continuación con grupos de carbón situados próximos a las minas españolas. A principio de los años 70 el bajo precio del fuel-oil y el desarrollo de unas calderas tecnológicamente sencillas y razonablemente económicas

Capítulo 1: Introducción

propician la construcción de diversos grupos de fuel oil que en pocos años vinieron a representar un porcentaje muy importante de la generación total de electricidad. Solamente la central de Aboño se construía en ese tiempo, que si bien estaba diseñada para el uso al 100% de fuel oil, también podía hacerlo con el mismo porcentaje de carbón. Las crisis del petróleo (la primera en 1973 y pocos años más tarde la segunda en 1979) y la ausencia de petróleo autóctono en España obligaron al gobierno a promover la construcción acelerada de un importante número de grupos de carbón, tanto para ser alimentados con producción nacional como con carbón de importación. Los grupos de carbón nacional poco a poco han ido sustituyendo este por carbón de importación, si bien es cierto que el Real Decreto 134/2010 establece que las cantidades anuales de carbón autóctono a adquirir por los titulares de las centrales térmicas serán las que se fijen para cada año por resolución de la Secretaría de Estado de Energía, así como que sólo se aplicarán a las cantidades de carbón que se benefician de ayudas de Estado. Dichas resoluciones fijan las cantidades de carbón, el volumen máximo de producción y los precios de retribución de la energía, para cada año, a aplicar en el proceso de resolución de restricciones por garantía de suministro. Sin embargo en cualquier caso aquellos grupos de carbón que mayoritariamente fueron entrando en servicio a lo largo de los años 80 siguen en la actualidad funcionando con una utilización máxima.

Durante aquellos años y hasta finales de los años 90 la estructura de generación en España era básicamente la siguiente: HIDRAULICA: 20% NUCLEAR 35% CARBON: 40% FUEL-OIL Y OTROS: 5% Estos porcentajes lógicamente variaban año a año dependiendo de las diversas situaciones de hidraulicidad, disponibilidad de grupos etc. El cuadro siguiente muestra la capacidad instalada de carbón en España peninsular, el año de puesta en marcha de cada grupo así como la producción y funcionamiento de cada grupo en el año 2007.

Capítulo 1: Introducción

ANTIGÜEDAD Y UTILIZACION DE LOS GRUPOS DE CARBON EN ESPAÑA				
GRUPOS	AÑO PUESTA EN MARCHA	POTENCIA (MW)	PRODUCCION EN 2007 (GWh)	HORAS DE FUNCIONAMIENTO
ABOÑO 1	1.974	360	2.724	8.552
ABOÑO 2	1.985	556	4.361	8.441
ANLLARES	1.982	365	2.353	7.078
COMPOSTILLA 2	1.965	141	767	7.121
COMPOSTILLA 3	1.973	330	1.953	7.328
COMPOSTILLA 4	1.984	350	1.804	5.811
COMPOSTILLA 5	1.984	350	1.862	5.945
GUARDO 1	1.964	155	816	7.115
GUARDO 2	1.984	361	2.067	7.160
LADA 3	1.967	155	587	6.133
LADA 4	1.981	358	2.173	7.866
NARCEA 1	1.965	65	15	429
NARCEA 2	1.969	166	905	7.090
NARCEA 3	1.984	364	2.674	8.187
PUERTOLLANO	1.972	221	1.162	6.729
PUENTENUEVO 3	1.980	324	2.115	7.064
LA ROBLA 1	1.971	284	2.018	8.136
LA ROBLA 2	1.984	371	1.721	5.456
SOTO DE RIBERA 1	1.962		0	0
SOTO DE RIBERA 2	1.967	254	1.695	8.148
SOTO DE RIBERA 3	1.984	350	1.977	6.956
LOS BARRIOS	1.985	568	4.228	8.378
LITORAL DE ALMERIA 1	1.984	577	4.367	8.364
LITORAL DE ALMERIA 2	1.996	582	4.118	8.260
PASAJES	1.968	217	1.419	8.414
CERCS	1.971	160	778	6.040
ESCUCHA	1.975	160	413	3.166
ESCATRON	1.990	80	0	0
TERUEL 1	1.979	368	2.536	8.193
TERUEL 2	1.980	368	2.322	7.487
TERUEL 3	1.980	366	2.265	7.142
MEIRAMA	1.980	563	4.002	7.794
PUENTES 1	1.976	369	2.732	7.860
PUENTES 2	1.977	366	1.802	5.372
PUENTES 3	1.978	366	2.685	8.558
PUENTES 4	1.979	367	2.417	7.811

Tabla 1.2: *Capacidad instalada de los grupos de carbón en España, año de puesta en marcha así como la producción y funcionamiento de cada grupo en el año 2007.*

Como se puede apreciar prácticamente todos los grupos de carbón en funcionamiento tienen más de 25 años desde su puesta en marcha, lo que quiere decir que a pesar de haber tenido un buen mantenimiento, que sin duda queda reflejado en alto grado de disponibilidad de estas centrales, tecnológicamente es un parque antiguo con eficiencias claramente superadas con las tecnologías actuales.

Los cuadros siguientes muestran la producción producción y funcionamiento de los Grupos I y II de la Central Térmica de la Robla durante los últimos 3 años.

Capítulo 1: Introducción

Energía Neta (MWh)						
	Año 2010		Año 2011		Año 2012	
	GRUPO 1	GRUPO 2	GRUPO 1	GRUPO 2	GRUPO 1	GRUPO 2
Producción Electricidad B.C.	27.119	0	159.476	779.221	529.984	1.653.631
Producción Electricidad PAI*	27.882	0	166.684	816.021	553.145	1.755.437

Tabla 1.3: *Producción de energía eléctrica de los Grupos I y II de la Central Térmica de la Robla (años 2010 a 2012).*

Notas:

1.- La Producción Eléctrica PAI se corresponde con la producción de los períodos a informar (PAI) Según Orden ITC/1389/2008, se define como PAI “el número de períodos horarios naturales de un día en los que cualquiera de los grupos termoeléctricos que forman parte del foco en cuestión esté en funcionamiento con una potencia eléctrica igual o superior al mínimo técnico con el combustible principal”.

2.- La Producción Eléctrica B.C. (barras de central) es la energía medida en bornes de alternador deducidos los consumos en generación y bombeo.

Horas de Funcionamiento						
	Año 2010		Año 2011		Año 2012	
	GRUPO 1	GRUPO 2	GRUPO 1	GRUPO 2	GRUPO 1	GRUPO 2
Nº de horas	138	0	695	2.884	2.305	5.442

Tabla 1.4: *Funcionamiento de los Grupos I y II de la Central Térmica de la Robla (años 2010 a 2012).*

La situación en los últimos quince años ha variado sustancialmente respecto a la descrita anteriormente. Los aspectos más relevantes de esta variación son los siguientes:

- No se ha construido ninguna central Hidráulica (excepto un nuevo grupo hidroeléctrico de 192 MW dado de alta en 2012 y aprovechamientos mini hidráulicos), nuclear o de carbón en los últimos quince años.
- En los últimos 4 años se han dado de baja 2697 MW de energías no renovables, la mayoría de fuel gas con la excepción de dos grupos de carbón en 2012.

Capítulo 1: Introducción

- La ampliación de potencia en ese periodo se ha realizado con centrales de ciclo combinado de gas natural (25.340 MW de potencia instalada a finales de 2012 de los cuales las últimas ampliaciones fueron de 2.170 MW en 2010 y 1.389 MW en 2009) y centrales basadas en energías renovables (A finales de 2012, las renovables representaban el 46 % (46.840 MW) de la potencia total peninsular (101.828 MW). Las renovables han ido aumentando a un ritmo promedio de 2600 MW anuales durante los últimos 4 años).
- La energía renovable con un incremento más significativo ha sido la energía eólica. Esta tecnología ha pasado de ser prácticamente inexistente en el año 2000 a tener una capacidad instalada de más de 22.573 MW a finales de 2012, representando el 22 % de la capacidad total peninsular. Igualmente, las tecnologías solares (fotovoltaica y termoeléctrica) han continuado aumentando sus capacidades de producción superando conjuntamente a finales de 2012 los 6.000 MW de potencia instalada.
- Las centrales de energías renovables así como la cogeneración tienen un régimen de funcionamiento especial y han estado subvencionadas (hasta Febrero de 2013), sin estar sujetas a las leyes del mercado, conforme al Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.

A continuación se muestra el balance energético correspondiente a los últimos tres años.

BALANCE ENERGÉTICO						
TECNOLOGÍA	2012		2011		2010	
	CAPACIDAD (MW)	PRODUCCIÓN (GWh)	CAPACIDAD (MW)	PRODUCCIÓN (GWh)	CAPACIDAD (MW)	PRODUCCIÓN (GWh)
HIDRÁULICA	17762	19455	17564	27571	17562	38653
NUCLEAR	7853	61470	7777	57731	7777	61990
CARBÓN	11758	57662	12210	46519	11890	25478
FUEL/GAS	3429	7541	4376	7479	5723	9553
CICLO COMBINADO	27194	42510	27123	55140	27023	68595
TOTAL RÉGIMEN ORDINARIO	67996	188638	69050	194440	69975	204270
HIDRÁULICA	2042	4635	2041	5284	1991	6811
EÓLICA	22722	48472	21239	42160	20203	43692
SOLAR FOTOVOLTAICA	4538	8171	4249	7414	3643	6311
SOLAR TERMOELÉCTRICA	2000	3443	1049	1823	682	692
TÉRMICA RENOVABLE	957	4736	859	3825	1167	5316
TÉRMICA NO RENOVABLE	7361	33716	7401	32305	7032	29045
TOTAL RÉGIMEN ESPECIAL	39620	103173	36838	92811	34718	91866
TOTAL	107616	291811	105888	287251	104693	296136

Tabla 1.5: Balance energético nacional correspondiente al período 2010 - 2012.

Del análisis de este balance podemos obtener algunas conclusiones:

- El porcentaje de generación del carbón respecto al total de generación ha ido aumentando progresivamente en los últimos 3 años, de un entorno del 8,6% (en un año de elevada generación hidráulica) al 19% en el pasado año 2012. Hay que añadir que ente los años 2006 y 2009 dicho porcentaje se mantuvo en el entorno del 25%, si bien es cierto que en los dos últimos años el porcentaje bajó hasta el 13%, debido al coste de los derechos de emisión de CO₂.

Capítulo 1: Introducción

- Entorno al 50% de la generación total se realiza con tecnologías cuya capacidad no se ha incrementado en los últimos diez años y en centrales de más de 25 años de edad.
- La capacidad instalada de tecnologías basadas exclusivamente en gas natural (teniendo en cuenta que el 90% de la cogeneración es con gas) supone aproximadamente un tercio de la capacidad total española.
- La utilización de las centrales eólicas es muy baja. El promedio está en el entorno de las 2000 horas a plena carga promedio anuales frente a las 5.686 alcanzadas en 2012 por las centrales térmicas de carbón.

UTILIZACIÓN Y DISPONIBILIDAD DE LAS CENTRALES TÉRMICAS (%)								
	Carbón		Fuel/Gas		Ciclo combinado		Nuclear	
	2011	2012	2011	2012	2011	2012	2011	2012
Potencia (MW)	11.620	11.248	833	520	25.319	25.340	7.853	7.853
Producción (GWh)	43.488	54.721	0	0	50.734	38.593	57.731	61.470
Horas funcionamiento	4.759	5.686	0	0	3.254	2.489	7.573	7.954
Coefficiente de utilización (%)								
Sobre disponible (1)	46,0	60,7	0,0	0,0	25,1	18,8	97,3	98,5
En horas de acoplamiento (2)	78,7	85,6	-	-	61,6	61,2	97,1	98,4
Indisponibilidad (%)								
Revisión periódica	2,0	4,0	2,3	0,0	6,6	5,1	12,6	8,4
Averías	5,0	4,7	37,7	1,2	2,3	2,7	1,1	1,1
Disponibilidad (%)	93,0	91,3	60,0	98,8	91,2	92,2	86,3	90,5

(1) Es el cociente entre la producción real y la producción disponible o máxima producción que podría alcanzar la central funcionando a la potencia nominal durante las horas en la que está disponible. (2) Es el cociente entre la producción real y la producción total que hubiese podido alcanzar la central funcionando a potencia nominal en el conjunto de horas en las que ha estado acoplada (produciendo).

Tabla 1.6: *Utilización y disponibilidad peninsular de las centrales térmicas 2011 - 2012.*

Para que se pueda situar la Central Térmica de la Robla a nivel nacional, se puede comprobar que esta supone, con sus 654,9 MW, el 0,61 % de la potencia instalada total a nivel nacional, el 0,96% de la potencia instalada de régimen ordinario y el 5,6 % de la potencia instalada correspondiente a centrales térmicas de carbón. Asimismo suministra alrededor del 0,7% de la demanda nacional de energía, un 1,15 % de la demanda cubierta por régimen ordinario y un 3,8 % de la demanda cubierta con centrales de carbón: unos 2.183 GWh eléctricos anuales en 2012.

1.2.4.- FUTURO PREVISIBLE DEL USO DEL CARBÓN

Las previsiones de utilización del carbón en el mundo, se sintetizan en el documento World Energy Outlook 2012 publicado por la Agencia Internacional de la Energía (AIE).

Según este documento el carbón ha cubierto cerca de la mitad del incremento de la demanda mundial de energía durante la última década, creciendo incluso más rápidamente que el total de las energías renovables. El resurgimiento del carbón, ha sido impulsado principalmente por un fuerte aumento de la demanda del sector eléctrico en China e India. Unos precios del petróleo y del gas más altos hacen que el carbón sea más competitivo como combustible para una generación de carga base. El que la demanda de carbón siga aumentando marcadamente o bien cambie de dirección dependerá de la solidez de las políticas que favorezcan el desarrollo de fuentes de energía bajas en emisiones, del despliegue de tecnologías más eficientes de combustión de carbón y, algo especialmente importante a largo plazo, la captura y almacenamiento de

CO₂ (CAC). Las decisiones con mayores consecuencias para el mercado mundial del carbón se tomarán en China y la India ya que representan prácticamente las tres cuartas partes del aumento previsto de la demanda de carbón fuera de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico - OCDE (la utilización del carbón en la OCDE decrece). Según las previsiones la demanda de China llegará a su máximo en torno a 2020 y se estabilizará en 2035; en la India, el uso de carbón seguirá creciendo y, hacia 2025, el país podría superar a Estados Unidos como segundo consumidor mundial de carbón. El comercio internacional de carbón continuaría aumentando hasta 2020, momento en el que la India se convertiría en el mayor importador neto de este combustible, para nivelarse, dada la disminución de las importaciones de China. La sensibilidad de estas trayectorias a los cambios de las políticas, al desarrollo de combustibles alternativos (p. ej., gas no convencional en China) y a la disponibilidad de infraestructuras en tiempo oportuno generan gran incertidumbre a los mercados y a los precios internacionales del carbón térmico.

Capítulo 1: Introducción

Por otra parte la demanda mundial de electricidad aumenta casi dos veces más rápido que el consumo total de energía, y el desafío que supone responder a esa demanda se ve agravado por la inversión necesaria para reemplazar la infraestructura obsoleta del sector eléctrico. De la nueva capacidad de generación que se instale hasta 2035, cerca de un tercio será necesaria para reemplazar las centrales que se cierren. La mitad de la nueva capacidad total proviene de instalaciones basadas en fuentes de generación renovable, aunque el carbón sigue siendo el combustible principal para la generación eléctrica. El aumento de la demanda de electricidad en China en el periodo que va hasta 2035 será mayor que la actual demanda de electricidad en Estados Unidos y Japón juntos. La generación de electricidad a partir de carbón en China se incrementará casi tanto como su generación nuclear, eólica e hidroeléctrica agregadas. Los precios medios mundiales de la electricidad subirán aproximadamente un 15% en términos reales hasta 2035, debido al mayor coste de los combustibles, a la tendencia hacia una capacidad de generación más intensivas en capital, a las subvenciones otorgadas a las fuentes renovables y a la fijación de un precio para el CO₂ en algunos países. Hay significativas diferencias de precios entre las distintas regiones, con Europa y Japón soportando los precios más elevados, muy por encima de los de Estados Unidos o China.

Se ha reducido el papel previsto de la energía nuclear tras la revisión de las políticas efectuada por ciertos países a raíz del accidente de 2011 en la central nuclear de Fukushima Daiichi. Japón y Francia se han unido recientemente a los países que cuentan con la intención de reducir la utilización de energía nuclear, mientras la competitividad de este tipo de energía queda en entredicho en Estados Unidos y Canadá por el precio relativamente barato del gas natural. Las previsiones para el crecimiento de la capacidad nuclear aumentan en términos absolutos (dada la expansión de generación en China, Corea, la India y Rusia), aunque su proporción en la combinación eléctrica mundial decrece ligeramente con el tiempo. El alejamiento de la energía nuclear podría revestir considerables implicaciones para el gasto de los países en importaciones de combustibles fósiles, para los precios de la electricidad y para el nivel de esfuerzo requerido a fin de alcanzar los objetivos climáticos.

Capítulo 1: Introducción

En España no ha habido ninguna iniciativa para sustituir los antiguos grupos de carbón, con eficiencias inferiores al 40% por tecnologías más desarrolladas (grupos supercríticos o ultra-supercríticos) con los que se puede llegar rendimientos del 50%. Hay centrales supercríticas comerciales en Alemania, Dinamarca y Japón. En los próximos años va a ser necesario cumplir con límites mucho más exigente en materia de emisiones, lo que supondrá implementar en las centrales existentes los equipos adecuados para cumplir con la legislación medioambiental. La cuestión radica en valorar hasta qué punto es razonable y rentable económicamente instalar estos equipos en centrales de la edad que se ha descrito anteriormente. En cuanto a las tecnologías de captura y secuestro de CO₂, España tiene en marcha algunas iniciativas en este sentido, que se desarrollan coordinadamente con los programas comunitarios correspondientes. La aplicación comercial de estas tecnologías, no estará disponibles, según el consenso mayoritario antes del 2015 o del 2020. La pregunta es si existirá en ese momento alguna central española de carbón donde sea posible instalar estas nuevas tecnologías y si no sería más razonable iniciar la construcción de nuevas centrales eficientes, preparadas para que en el futuro se pudiera capturar el CO₂.

De seguir así, lo previsible es que a corto plazo la capacidad de generación eléctrica con carbón quedara reducida a algo puramente marginal con eficiencias muy bajas y en absoluto competitivas, algo parecido al resto de centrales de fuel-oil que quedan en España en el momento actual. Sin embargo hay que tener en cuenta que en España existe una gran tradición de producción y uso del carbón, aparte de que en distintas ocasiones que parecía que otras tecnologías podían tomar el relevo, al final diversas crisis hicieron que se volviera al carbón. Los últimos datos de producción y utilización de las centrales térmicas de carbón añadido a la actual situación de crisis económica que afronta España, hacen suponer que la reducción de la capacidad de generación eléctrica con carbón puede ralentizarse e incluso estancarse.

1.2.5.- RIESGOS PARA EL FUTURO DE LA GENERACIÓN ELÉCTRICA

Hay distintos riesgos que amenazan el futuro de la generación eléctrica. Principalmente al ciudadano le pueden afectar: el de costes y el de falta de suministro.

Capítulo 1: Introducción

El riesgo de costes supone que al estar la estructura de generación centrada en la utilización de las tecnologías más caras este sobreprecio deberá ser asumido por el mercado. En concreto las energías que funcionan en régimen especial, han estado recibiendo una prima por encima del precio de mercado hasta Febrero de 2013. En 2012 estas energías supusieron el 35% de la generación total y las primas recibidas estuvieron en torno a 3.500 millones de €. Es evidente que el sobrecoste de la utilización de electricidad producida en régimen especial repercute, no solo en el ciudadano sino también en la competitividad de la industria. Otra causa de posible elevación de los costes de generación es el coste de la materia prima. El gas natural tiene un precio ligado al petróleo y sujeto a fuertes presiones al alza, especialmente en situaciones de demanda alta. Hasta ahora el precio de mercado del KWh lo fijaba la competencia entre el carbón y el gas, afectados por el precio de los derechos de emisión de CO₂. En caso de que se reduzca la capacidad de generación con carbón, la moderación de precios que puede introducir el carbón puede verse afectada.

El segundo riesgo que amenaza al futuro de la generación de electricidad y que es el más preocupante, es la interrupción del suministro. La creciente dependencia de los países consumidores de las importaciones de petróleo y gas procedentes de un pequeño número de países productores amenaza con exacerbar riesgos de seguridad energética a corto plazo. Un aumento de la dependencia de las importaciones en un país no quiere decir necesariamente un suministro menos seguro, únicamente la autosuficiencia garantiza un suministro ininterrumpido. En realidad, el mayor intercambio comercial podría proporcionar mayores beneficios económicos para todas las partes implicadas. Sin embargo, también podría conllevar un riesgo de mayor inseguridad energética a corto plazo para todos los países consumidores, a media que se reduce la diversidad de la oferta geográfica y aumenta la dependencia de rutas de suministro vulnerables.

En España, como se ha dicho anteriormente, solo se ha crecido en capacidad de generación convencional en plantas de gas natural. A lo largo de 2012, el mercado español se abasteció de un conjunto de diez países. El principal suministrador es Argelia, con un porcentaje del 42,4%, por lo tanto se cumple con el límite del 50% de importaciones procedentes de un mismo país, establecido en el Real Decreto 1766/2007.

Capítulo 1: Introducción

- La participación en los aprovisionamientos de Argelia ha aumentado desde un 38% en 2011 a un 42% en 2012, siendo el principal país de origen de los aprovisionamientos de gas al mercado español.
- El segundo país es Nigeria, que ha bajado su participación en la cesta de aprovisionamientos en 4 puntos porcentuales, pasando del 19,4% en 2011 al 15,4% en 2012.
- La tercera fuente de aprovisionamiento es el Emirato de Catar en Oriente Medio, que ha disminuido sus exportaciones de GNL a España en un 13% con respecto a 2011, en busca de otros mercados como el inglés o el asiático.
- El cuarto país aprovisionador por volumen de gas natural importado es Noruega, que tiene una cuota del 11%, con aprovisionamientos tanto por gasoducto como por GNL.
- Trinidad y Tobago alcanza una cuota de la cesta del aprovisionamiento en torno al 7%, manteniendo un volumen de importaciones similar a 2011.
- Por último, Perú ha sustituido a Egipto como quinto país aprovisionador con un 7% de las importaciones de origen peruano por el 1,6% de las egipcias.

Con respecto a la procedencia de los aprovisionamientos de gas a España por áreas geográficas, cabe destacar que más del 55,6% procede de los países MENA (Oriente Medio y Norte de África).

La otra tecnología de gran crecimiento en la última década ha sido la energía eólica. El problema con la energía eólica es precisamente su inseguridad de disponibilidad. Cuando más se necesita es precisamente cuando no está disponible por no haber viento. Como ejemplo en 2012 en España con unos 22722 MW instalados, se ha pasado de puntas de producción de 16.636 MW a 318 MW. Esto necesariamente obliga a disponer de una gran capacidad de energía fósil rodante y disponible para el caso de que amaine el viento.

Finalmente, a modo de conclusiones se pueden establecer las siguientes:

- El carbón es una energía fósil, muy abundante en la naturaleza, con costes de producción razonable y repartida en muchos países de economías de mercado y regímenes democráticos.
- El carbón tiene el inconveniente de la contaminación, pero actualmente existen tecnologías que permiten la captura y eliminación de los subproductos contaminantes.

Capítulo 1: Introducción

- En España existe una gran tradición de producción y uso del carbón y en distintas ocasiones que parecía que otras tecnologías iban a tomar el relevo, al final, diversas crisis hicieron que se volviera al carbón.
- A pesar de que España actualmente no puede prescindir del carbón como fuente de energía primaria en la generación de la electricidad, en los últimos, más de quince años no se ha construido ninguna central de este combustible.
- Las centrales térmicas cuyo combustible es el carbón aún son de vital importancia para el correcto funcionamiento del Sistema Eléctrico Español, aunque su proyección a medio y largo plazo es ser sustituidas paulatinamente por las centrales de ciclo combinado, debido a que estas últimas también son centrales de base, con el aliciente de que tienen mejores rendimientos energéticos y un nivel de emisiones contaminantes menor.
- Si se quiere mantener un parque de centrales de carbón moderno y eficiente se debería fomentar la sustitución de las centrales antiguas existentes por otras del máximo rendimiento y equipadas con los sistemas más modernos de eliminación de residuos contaminantes.
- Actualmente, el prescindir del carbón como fuente de energía primaria en la generación de la electricidad, supone incrementar riesgos de aumento de costes y de seguridad de suministro.

Capítulo 2

DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA

2.1. Situación y Emplazamiento.....	23
2.2. Descripción de la Planta.....	25
2.3. Equipos Principales del Grupo I.....	27
2.4. Combustible.....	29
2.5. Carboneo y Almacenamiento de Combustible.....	30
2.6. Equipos de Molienda.....	32
2.7. Caldera.....	34
2.8. Precipitadores electrostáticos.....	37
2.9. Chimeneas.....	38
2.10. Sistema de extracción de cenizas y escorias.....	39
2.11. Parque de cenizas y escorias.....	41
2.12. El ciclo agua-vapor y la producción de electricidad.....	42
2.13. Sistema de condensado y agua de alimentación.....	43
2.14. Turbinas.....	45
2.15. El sistema eléctrico: alternador, transformadores de potencia y subestación.....	46
2.16. El uso del agua.....	48
2.17. Refrigeración principal y secundaria. Sistema de agua de circulación.....	50
2.18. Planta de agua de aportación.....	51

2.19.	Planta de tratamiento de aguas negras.....	52
2.20.	Balsa de neutralización.....	53
2.21.	Otras instalaciones de tratamiento previo.....	53
2.22.	Sistema de tratamiento de vertidos líquidos.....	53

2.1.-SITUACIÓN Y EMPLAZAMIENTO

La Central Térmica La Robla, propiedad de GAS NATURAL FENOSA (GNF) (anteriormente UNION FENOSA generación), esta situada en el Km 120 de la carretera nacional N-630 de Gijón-Sevilla, en la comunidad autónoma de Castilla y León, a 25 Km al norte de la capital de la provincia de León, en el termino municipal de La Robla. Las coordenadas geográficas son: 42° 47' de latitud norte, 5° 37' de longitud oeste y 945 m. de altitud sobre el nivel del mar en la base de la edificación.

La central se encuentra en un emplazamiento estratégico de buenas comunicaciones por carretera y ferrocarril, que permite minimizar los costes de transporte de mercancías, materias primas y productos:

- El carbón se recibe por carretera y cinta, en su mayor parte, desde las cuencas mineras próximas de Santa Lucía – Ciñera – Matallana.
- El agua, para usos de refrigeración, se toma de la margen izquierda del río Bernesga, afluente del Esla-Duero.
- La central se conecta a la red eléctrica nacional de transporte en alta tensión y enlaza con los más importantes centros de generación de energía de Asturias y León, convirtiendo su emplazamiento en uno de los más importantes del noroeste de España.

Capítulo 2: Descripción de la Planta



Figuras 2.1 y 2.2: Situación y vista aérea del emplazamiento de la Central Térmica de la Robla

2.2.-DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA

La central dispone de 2 grupos:

- El grupo I, de 270 MW, fue acoplado a la red el 2 de septiembre de 1971. Desde el mes de abril del año 2000 la plena carga reconocida es de 284,2 MW.
- El grupo II, de mayor tamaño con 350 MW, se puso en servicio el 10 de noviembre de 1984. Desde el mes de enero del año 2000, la plena carga es de 370,7 MW.

La energía eléctrica producida por la central es de origen térmico convencional. Se trata de un motor térmico, continuo, de combustión externa, que mueve un generador eléctrico conectado a la red.

El proceso de producción está basado en la transformación sucesiva de energías (química, calorífica, térmica, mecánica y eléctrica), que se transfieren entre distintos medios y fluidos (carbón, agua o vapor), por la acción coordinada de las máquinas que componen el ciclo termodinámico (condensador, caldera, turbina, alternador y red). Las transformaciones de energía que se producen, son:

1. La materia prima es la energía interna contenida en el combustible.
2. En el foco caliente del ciclo (caldera) se produce la primera transformación: la reacción exotérmica de la combustión para generar calor.
3. Esta energía se transfiere de medio, de los gases de combustión al fluido activo del ciclo principal agua-vapor.
4. Cuando el vapor alcanza la entalpía suficiente, se conduce a la turbina, donde se expansiona en los distintos cuerpos y etapas. La energía térmica se transforma en mecánica de rotación del conjunto formado por la turbina y el alternador (turbogenerador).
5. En las bornas del alternador se obtiene, como producto, la energía eléctrica que llegara a la red y al consumidor.

Capítulo 2: Descripción de la Planta

6. Por otro lado, el vapor de salida (escape) del cuerpo de baja presión de turbina, cambia de fase en lo que constituye el foco frío del ciclo (condensador). Mediante bombas y calentadores se consigue que el agua aumente la presión y temperatura, para que pueda alimentar de nuevo la caldera y cerrar el ciclo. El calor disipado en el condensador se evacua a la atmósfera en forma de vapor, por medio del circuito de refrigeración principal y sus torres características.

En definitiva, una central es una máquina térmica que produce un trabajo mecánico, que resulta de la diferencia del calor aportado al sistema en la caldera y el que se disipa en el condensador.

2.3.-EQUIPOS PRINCIPALES DEL GRUPO I

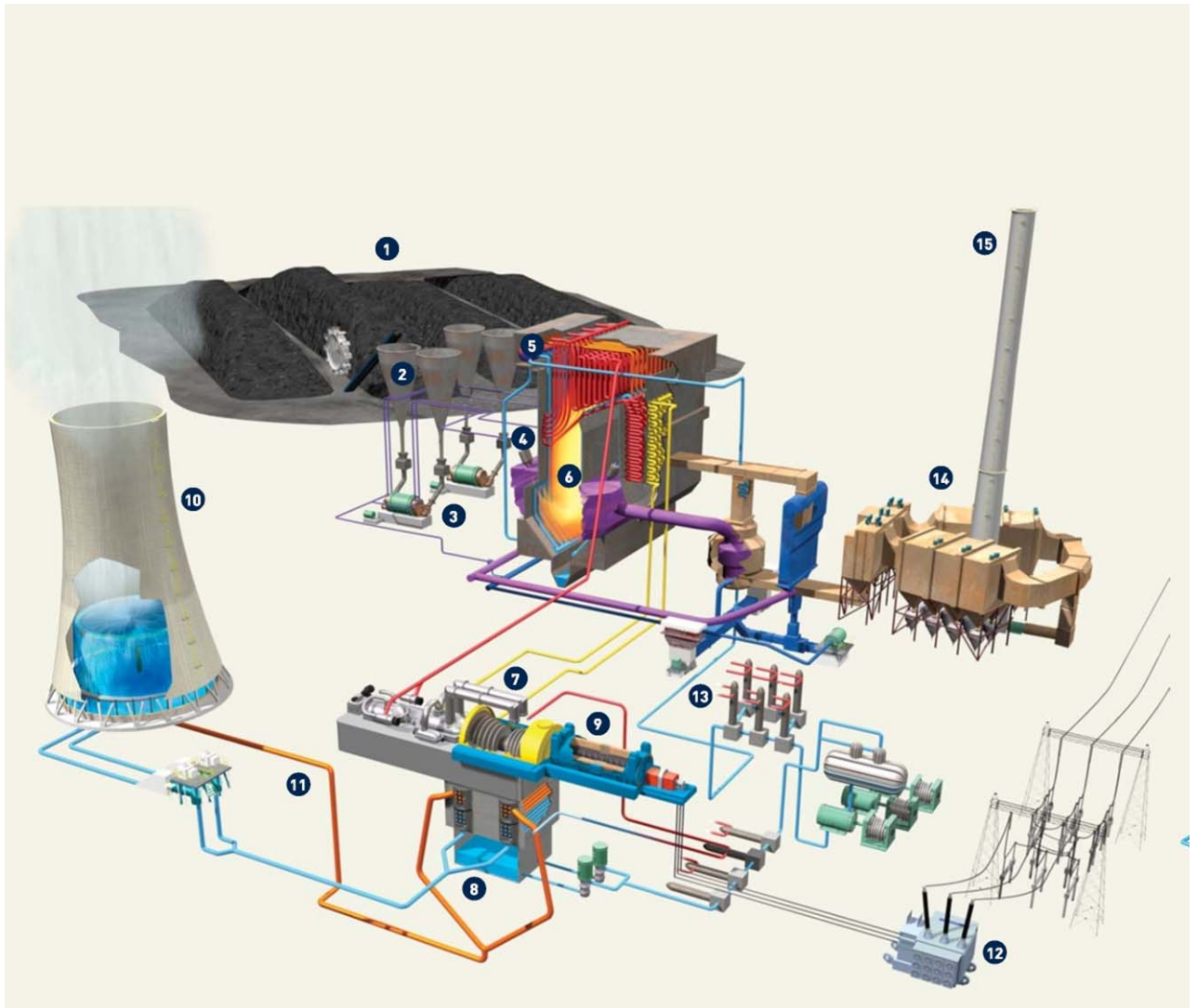


Figura 2.3: Equipos principales del Grupo I

A continuación se enumeran las instalaciones principales que constituyen el Grupo I de la Central Térmica de La Robla:

- | | |
|------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Almacenamiento de carbón | 8.- Condensador |
| 2.- Tolvas de almacenamiento | 9.- Alternador |
| 3.- Molinos | 10.- Torre refrigeración |
| 4.- Quemadores | 11.- Tubería condensador / Torre |
| 5.- Calderín | 12.- Transformador |
| 6.- Hogar caldera | 13.- Calentadores agua ciclo |
| 7.- Turbina | 14.- Precipitador electrostático |
| | 15.- Chimenea |

Capítulo 2: Descripción de la Planta

PLANTA

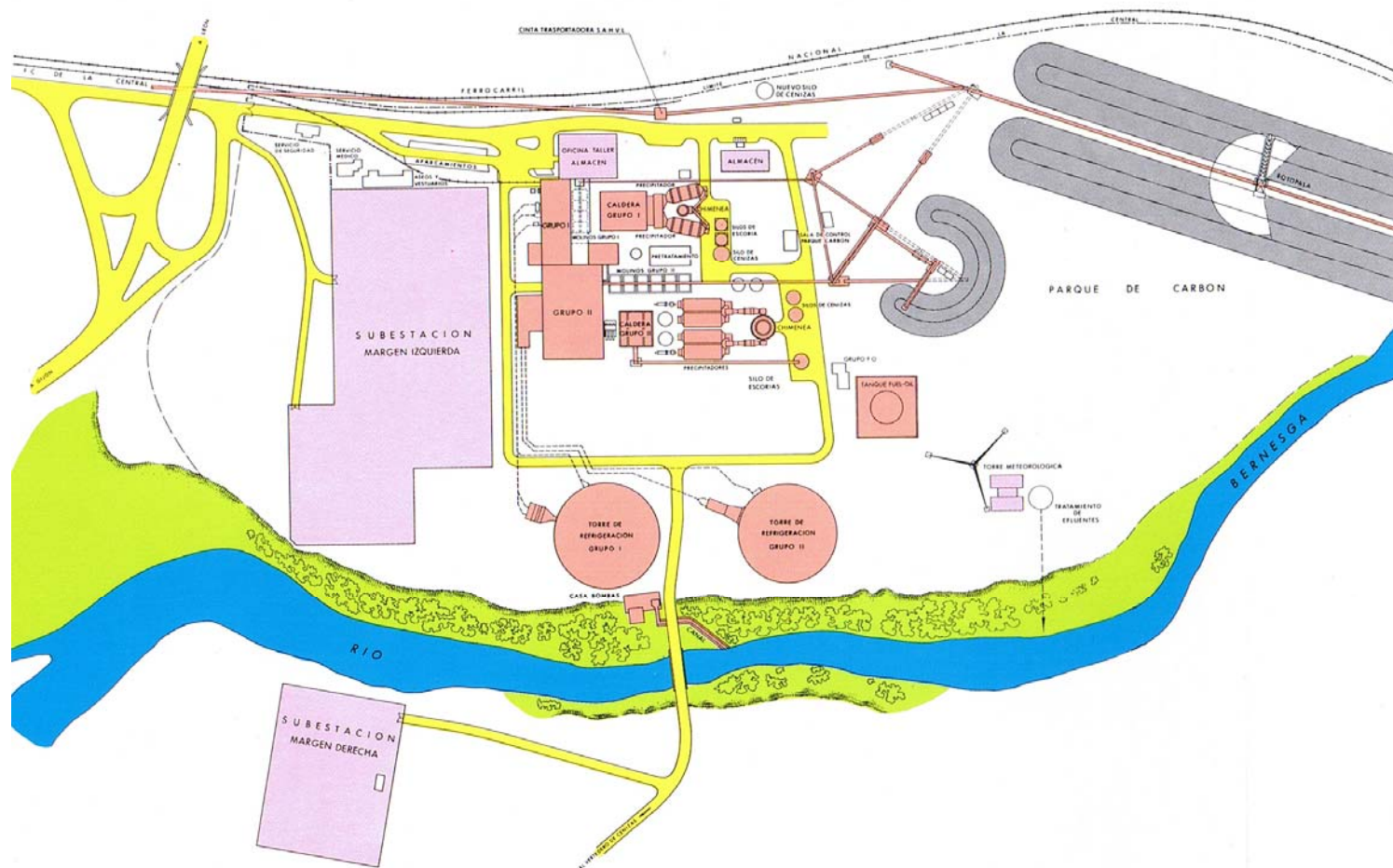


Figura 2.4: Planta de la C.T. de La Robla

Capítulo 2: Descripción de la Planta

2.4.-COMBUSTIBLE

La central está diseñada para quemar combustibles minerales fósiles, sólidos y líquidos. Se trata principalmente de hullas y antracitas pobres para usos térmicos, de características: alta ceniza (estéril), bajo poder calorífico y bajo volátil (reactividad).

El carbón en su mayor parte procede del mercado nacional, de las cuencas carboníferas próximas del centro-norte de la provincia de León. En la actualidad se completa el suministro con partidas de carbón internacional, de importación.

Principales suministradores nacionales de carbón y porcentaje de suministro:

S.A. Hullera Vasco Leonesa (Ciñera Matallana)	65%
Carbones la Valcueva (La Magdalena)	6%
Hullera de Sabero y Anexas, S.A. (Sabero)	6%
Otros pequeños suministradores	23%

Los combustibles líquidos se emplean ocasionalmente para apoyar y estabilizar la combustión (fuelóleo) y en los arranques fríos (gasóleo). Únicamente con este combustible se puede alcanzar el 30 % de la carga térmica de caldera.

<u>CARACTERÍSTICAS DEL COMBUSTIBLE DE DISEÑO</u>	
<u>PARÁMETROS DE ANÁLISIS</u>	<u>GRUPO I</u>
Carbono (% en peso sobre seco)	65,1
Hidrógeno (% s/s)	2,9
Nitrógeno (% s/s)	1,4
Azufre (% s/s)	1,9
Cenizas (% s/s)	25,5
Humedad (% s/b)	12,0
Poder calorífico sup (Cal/g, s/s)	6.000

Tabla 2.1: *Tabla de características del combustible de diseño de La C.T. de La Robla – Grupo I*

Capítulo 2: Descripción de la Planta



Figura 2.5: Vista de la C.T. de La Robla desde el Parque de carbón

2.5.-CARBONEO Y ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE

El almacenamiento y movimiento de carbón se hace en un parque común para los dos grupos. El sistema está diseñado con un tamaño que permite mover el carbón necesario para la alimentación diaria de los grupos (carboneo) en un solo turno de trabajo.

El carbón local se entrega mediante cinta transportadora (capacidad para 900 t/h) y el de otras procedencias, nacional o internacional, se sirve en camión.

Después de los controles de recepción, se destina a la alimentación de los grupos o su apilado. Para este trabajo, existen varias máquinas destacadas:

- La rotopala con capacidad media de 1.100 t/h y máxima de 1.320 t/h. Tiene dos modos de trabajo: recogida y apilado, en direcciones contrarias. El apilado se emplea cuando el carbón que entra en la central está demasiado húmedo o necesita ser homogeneizado. Las zonas activas de las

Capítulo 2: Descripción de la Planta

parvas que atiende la rotopala pueden alcanzar una longitud de más de 300 m. y una capacidad de 120.000 t, a cada lado.

- El apilador circular sirve la zona de descarga de emergencia, con una capacidad de 40.000 t.
- También se usan palas, bulldozers y camiones, de tamaño medio, para labores de limpieza, almacenamiento, extensión y arrastre de carbón. En la zona pasiva, servida por medios discontinuos se puede almacenar hasta 700.000 t.

Los modos de funcionamiento del parque permiten distintas funciones:

- Recepción externa y apilado en el parque o alimentación directa de los grupos.
- Recogida interna del parque para alimentar los grupos, mediante la rotopala u otros medios discontinuos, empujando el carbón hacia las tolvas subterráneas.

Es posible la combinación simultánea de cualquiera de las operaciones anteriores con gran versatilidad, pues existen 15 itinerarios o caminos posibles distintos. Todas las cintas pueden trabajar en manual o automático.

Para el control de la calidad y cantidad de los combustibles manejados, existen distintos puntos de toma de muestras para su análisis posterior en el laboratorio y cintas integradoras que miden el peso de carbón que transportan.

Los combustibles líquidos se almacenan en tanques:

- El fuelóleo tiene un único tanque, común para los dos grupos, con capacidad de 6.000 m³.

Capítulo 2: Descripción de la Planta

- El almacenamiento de gasóleo se realiza en un tanque enterrado de 30 m³, para el grupo I. Además se ha añadido una nueva reserva adicional con un tanque aéreo de 75 m³ que puede emplearse en ambos grupos por medio de trasiegos (gravedad o bombeo).

Los circuitos de gasóleo y fuelóleo tienen calentadores y bombas para mover el combustible hasta el anillo de quemadores de la caldera, y su posterior retorno a los depósitos de almacenamiento. Todas las líneas de fuelóleo están aisladas térmicamente y utilizan vapor de acompañamiento para más fácil fluidización y trasiego.



Figura 2.6: Rotopala para el carboneo de la C.T. de La Robla

2.6.-EQUIPOS DE MOLIENDA

Después del parque, el carbón llega a la caldera, pasando por los componentes principales de un circuito constituido por tolvas de almacenamiento, alimentadores, trituradores, molinos, clasificadores y quemadores:

- Las tolvas tienen una capacidad de 5.000 t en el grupo I (autonomía de 36 horas para el consumo a plena carga con las 8 tolvas llenas).

Capítulo 2: Descripción de la Planta

- Desde las tolvas (2 por molino), el carbón fluye hacia los alimentadores volumétricos de cintas de velocidad regulada, que permiten dosificar el carbón necesario para atender la demanda de carga de caldera.

- En el grupo I hay 4 molinos, pudiéndose alcanzar la plena carga con un molino en reserva. Todos los molinos son de bolas, con carcasa cilíndrica horizontal abierta por los extremos para que salga el carbón y el aire de arrastre. Están accionados por motores eléctricos de media tensión. En el molino se produce la pulverización final por el choque continuo con las bolas, en la rotación de todo el conjunto.

- Cuando se alcanza una granulometría muy fina, la mezcla de carbón y aire primario de arrastre, pasa a los clasificadores situados en los extremos del molino. Allí se separan las partículas más gruesas, que retornan al molino para completar la molienda.

- El transporte se realiza por arrastre neumático en conductos especialmente protegidos contra la abrasión. Finalmente, el polvo de carbón, que tiene un comportamiento fluido semejante al de un gas, es conducido a los separadores ciclónicos y quemadores.

- A través de los quemadores de turbulencia que permiten una mezcla íntima carbón - aire, instalados en el techo de la caldera, se introduce el combustible al interior del hogar para su combustión.

Capítulo 2: Descripción de la Planta



Figura 2.7 y 2.8: *Separadores ciclónicos y molinos de bolas*

2.7.-CALDERA

En la caldera, o generador de vapor, se produce el vapor que ha de alimentar las turbinas, así como vapor auxiliar para usos diversos. Dicha caldera tiene las siguientes características.

- Fue diseñada para permanecer a la intemperie, sin edificio de protección.
- El plano de simetría longitudinal es perpendicular al eje de los turbogeneradores. En la dirección de flujo aire-gases se disponen los elementos principales: ventiladores de tiro forzado, hogar, zona de recuperación de calor, precalentadores, precipitadores, ventiladores de tiro inducido y chimeneas.
- Dispone de dos etapas de sobrecalentamiento y recalentamiento (primario y final).
- La caldera está formada por paredes de agua tubulares, cerrando un recinto estanco donde se produce la combustión (hogar). Toda la caldera, como

Capítulo 2: Descripción de la Planta

una unidad rígida, se encuentra suspendida de un marco de vigas y soportes del techo, que permiten la dilatación libre hacia abajo.

- El hogar es de tiro equilibrado (presión ligeramente inferior a la atmosférica), con ventiladores de tiro forzado e inducido.
- Los quemadores se encuentran dispuestos en dos líneas transversales (paredes anterior y posterior), para formar la zona de radiación. Por la forma de la llama, que hace un recorrido de bajada y subida, se dice que los quemadores son del tipo en “W”. Esta zona se reviste de material refractario para proteger los tubos y aumentar la temperatura del hogar. Así se favorece la combustión de los carbones de baja reactividad. En los mismos quemadores existen lanzas concéntricas para inyectar los combustibles líquidos atomizados con aire o agua.
- En la parte inferior del hogar esta la tolva, que termina en el desescoriador y un sistema de sello hidráulico para el cierre inferior de la caldera.
- Hay unos precalentadores regenerativos de aire dispuestos en los conductos de salida de gases para aprovechar el calor residual de los gases de combustión y calentar el aire nuevo de alimentación a la caldera.
- Los materiales utilizados en los tubos son aleaciones altamente resistentes a las temperaturas y los desgastes producidos por los gases de combustión.
- La caldera del grupo I, de tecnología Foster, tiene un gran volumen de agua, especialmente en el calderín donde se produce la separación de fases agua-vapor. En consecuencia este grupo tiene gran inercia térmica y lentitud en las variaciones de carga.
- El grupo I es de circulación natural. La fuerza motriz que mueve el agua en el interior de los tubos de las paredes de agua, es la disminución de densidad que se produce como consecuencia del calentamiento y

Capítulo 2: Descripción de la Planta

evaporación en la zona ascendente. Se necesita una sección de tubería grande y volumen de agua considerable.

- El grupo I no requiere una especial calidad química en el agua de alimentación.
- El grupo I tiene una disposición de las zonas de recuperación de calor (zonas de convección) que obliga a los gases al cambio de dirección en forma de “U” invertida.

El agua de alimentación de caldera realiza un largo recorrido: economizador, tubos de unión, calderin, colectores inferiores, las paredes del hogar (zona de radiación), paredes membrana, tubos soporte, etc. hasta formar vapor, que se calienta en las dos etapas del sobrecalentador primario y final (zona de convección).

Tras la expansión parcial del vapor sobrecalentado (principal) en la turbina de alta presión, vuelve a la caldera para recuperar su temperatura inicial en dos recalentadores.

La regulación de la temperatura del vapor principal y recalentado se realiza mediante dos etapas sucesivas de atemperación con agua de alimentación.



Figura 2.9: Caldera tipo Foster de la C.T. de La Robla -Grupo I

2.8.-PRECIPITADORES ELECTROSTÁTICOS

Los precipitadores son filtros que se encargan de reducir la emisión a la atmósfera, de partículas de la corriente de gases de combustión.

El principio de funcionamiento consiste en la creación de un campo eléctrico de alto potencial, capaz de cargar negativamente las partículas de ceniza en la propia corriente de gases y, por atracción electrostática, depositarse en las placas colectoras de polaridad positiva.

A intervalos regulares unos martillos golpean unos yunques montados sobre los marcos de las placas colectoras y cae la ceniza a las tolvas inferiores. De aquí se extrae mediante transporte neumático para llevarla a los silos de almacenamiento provisional.

Los precipitadores tienen un sistema de control electrónico que permite optimizar su funcionamiento para reducir las emisiones y el consumo eléctrico.

A la salida de los filtros, sobre los propios conductos de gases, unos equipos de medida de la opacidad informan continuamente a la sala de control del estado de funcionamiento de los precipitadores. Todos estos controles aseguran que, en condiciones normales, los rendimientos de los filtros sean muy altos (superiores al 99,5 %) y la concentración de partículas en gases de emisión inferiores a los límites permitidos.

Existen precipitadores en cada grupo, con dos cuerpos simétricos en los conductos de gases que abandonan la caldera.

En el grupo I se instaló originalmente un precipitador de 4 campos, que fue ampliado posteriormente con 6 nuevos campos, para mejorar el rendimiento.

Capítulo 2: Descripción de la Planta



Figura 2.10: *Precipitadores electrostáticos de la C.T. de La Robla – Grupo I*

2.9.-CHIMENEAS

Los gases de escape de la combustión, una vez enfriados en los precalentadores hasta cerca de 130°C y filtrados en los precipitadores, son aspirados por los ventiladores de tiro inducido y descargados a la atmósfera por las chimeneas.

La construcción de las chimeneas es de doble pared: la interior con tramos de idéntica sección y altura, construida con material refractario, y el fuste exterior de hormigón de sección decreciente y construido en una sola pieza por fraguado continuo.

Las chimeneas son diseñadas para asegurar, en todo momento, que los gases emitidos no van a afectar la calidad del aire ambiente, a nivel del suelo. El cálculo de la altura de la chimenea se realiza mediante modelos matemáticos, en función de los requerimientos ambientales de emisión e inmisión. La dispersión y difusión de gases hace reducir la concentración de contaminantes a valores muy bajos. Esto se logra por la sobrelevación del penacho en la alta atmósfera, favorecido por la temperatura, la velocidad de los gases y la altura de la chimenea (120 m en el grupo I).

Capítulo 2: Descripción de la Planta

En las chimeneas existen distintos equipos automáticos que permiten el control de las emisiones de manera continua y automática, así como orificios para medidas manuales ocasionales con sondas isocinéticas.



Figura 2.11: *Chimenea de la C.T. de La Robla – Gupo I*

2.10.-SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE CENIZAS Y ESCORIA

Los residuos de la combustión del carbón están formados por materiales inertes que reciben el nombre de ceniza o escoria en función de su densidad, granulometría e instalaciones de recogida. Cuanto más alto es el contenido en ceniza del carbón, mayor será la cantidad de residuos inertes generados, por unidad de producción.

La ceniza es un residuo que resulta de la combustión del carbón y su composición elemental esta formada por óxidos y sales de metales (mayoritariamente silicio, aluminio y hierro) estabilizados en su estado de oxidación mas alto. La ceniza volante esta formada por partículas muy finas y ligeras arrastradas por la corriente de gases de combustión.

Capítulo 2: Descripción de la Planta

Tras su separación, la ceniza se extrae de los precipitadores electrostáticos y transporta hasta los silos de almacenamiento temporal (2 por grupo, de 2.000 m³ de capacidad) por vía neumática.

Los silos disponen de filtros de mangas autolimpiantes para separar el aire de transporte de las partículas de ceniza, compresores de aire auxiliar, sistemas para la fluidificación y deslizamiento, etc. Para reducir la emisión difusa de partículas, la descarga al camión se hace por vía seca o húmeda, con una conexión telescópica de dos tubos concéntricos, que permite recuperar el aire desplazado de la cisterna en el momento de la descarga.

El destino final de la ceniza es el reciclado, alcanzando un valor comercial importante en la industria cementera. El resto se deposita en el vertedero controlado de la central.

La escoria, por el contrario, es un material menos abundante, de mayor densidad y formado por agregados voluminosos que resultan de la fusión de partículas de cenizas.

La escoria se forma en el hogar a altas temperaturas y se precipita por gravedad, en la parte baja de caldera (desescoriador). Se extrae por arrastre con agua, hasta los silos de almacenamiento provisional. El destino final también es el reciclado en porcentajes crecientes o el vertido a escombrera.



Figura 2.12: *Silos de cenizas y escoria de la C.T. de La Robla – Grupo I*

2.11.-PARQUE DE CENIZAS Y ESCORIAS

El vertedero se sitúa frente a la central, a 500 m de la margen derecha del río Bernesga, limitado al sur por el arroyo Rebocán (o Remedios) y al norte por el monte cuya ladera suroccidental se encuentra ocupada por el depósito.

La ceniza y escoria en su mayor parte se recicla en la industria cementera. Al vertedero llega sólo la cantidad no aprovechada comercialmente.

El transporte hasta el vertedero se hace en camión de bañera cerrada. Se ha previsto un sistema de explotación en terrazas, con recubrimiento de tierra para evitar que se levante polvo. Únicamente en el frente activo, y en las operaciones directas de descarga de camiones, se genera polvo. Para paliar el problema se ha previsto la humidificación de la zona con camión de riego. Las superficies que no van a cubrirse en fases futuras de la explotación o las zonas de ladera, se estabilizan con tierra vegetal y se plantan especies vegetales autóctonas, para su recuperación paisajística.

Los terrenos recuperados también se destinan a actividades recreativas. Así, en la cima de la zona más antigua de la escombrera se ha creado un campo de tiro al plato.

En el año 1.998 se realizó la revisión del plan de explotación, cuyo objetivo fue la introducción de mejoras ambientales, teniendo en cuenta la caracterización hidrogeológica, inventarios geológicos, climáticos, edafológicos, vegetación, fauna, paisaje, etc.

De este plan resultó la nueva obra (año 1.999) para la recogida de aguas de escorrentía de lluvias, con una red de drenaje a distintos niveles y dos balsas de decantación de gran capacidad (2.500 m³ útiles). El tamaño de las balsas asegura la calidad del agua vertida, pues estando llenas y a un régimen de precipitación máximo diario (periodo de retorno 2 años), el tiempo de residencia mínimo es de 16 horas.

Capítulo 2: Descripción de la Planta



Figura 2.13: Parque de cenizas y escoria de la C.T. de La Robla

2.12.-EL CICLO AGUA-VAPOR Y LA PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD

El ciclo agua–vapor es de tipo regenerativo tradicional, constando de una etapa de recalentamiento en el vapor y siete calentadores en el agua de alimentación de caldera.

Las unidades están diseñadas para seguir cualquier programa de variación de carga, modificando la apertura de las válvulas de control de entrada a la turbina (presión constante) o variando la presión del agua de alimentación de caldera (presión deslizante), alcanzando el máximo rendimiento a la carga nominal de diseño.

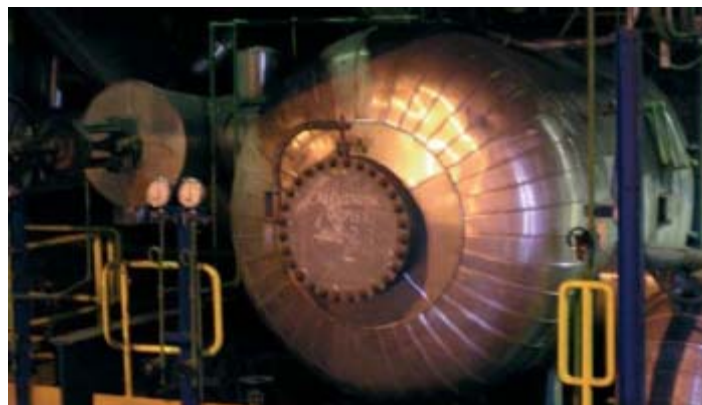


Figura 2.14: Calentador dúplex

2.13.-SISTEMA DE CONDENSADO Y AGUA DE ALIMENTACIÓN

La línea de agua en baja presión, desde el condensador hasta el desgasificador, incluidos cinco calentadores, forma el sistema de condensado. En la dirección del flujo de agua continua el sistema de agua de alimentación, formado por la línea de alta presión, desde las bombas de alimentación hasta el economizador (caldera), incluidos los dos calentadores restantes. En el grupo I los calentadores de alta presión están dispuestos en dos líneas paralelas del 50 % (total 4).

Los principales elementos de estos sistemas de agua, son:

- El condensador está formado por paquetes horizontales de tubos de aleaciones de cobre, dispuestos en cajas (2), zonas (4) y haces tubulares (8) para lograr un mejor rendimiento. Por el lado interior de tubos pasa el agua de circulación para refrigeración (dos pasos) y por el lado carcasa se condensa el vapor de escape de la turbina de baja presión.

Las cajas están comunicadas interiormente y se mantienen a una presión muy baja (40 – 80 mm de Hg). Esta variable de funcionamiento es muy importante para el rendimiento del grupo y se asegura con sistemas de eyectores.

- Las bombas de condensado (2 x 100%) son verticales, multietapa, con siete rodetes montados sobre el eje y aspiración e impulsión simple. Están accionadas por motores eléctricos de media tensión.
- El calentamiento del agua se realiza en siete calentadores en serie. Los cuatro primeros corresponden a los calentadores de baja presión, del sistema de condensado, que se atienden desde extracciones de vapor de la turbina de baja presión. Los dos calentadores siguientes (desgasificador y calentador de agua de alimentación) utilizan vapor de las extracciones correspondientes de la turbina de media presión. El último calentador utiliza vapor recalentado frío de salida de la turbina de alta presión.

Capítulo 2: Descripción de la Planta

Los calentadores son de superficie, permitiendo el intercambio de calor a través de las paredes metálicas de los tubos que separan el vapor de las extracciones y el agua (condensado o alimentación). Los calentadores tienen una disposición de tubos en “U”, horizontales o verticales (alta presión). El material de los tubos es de admiralty en los de baja presión y acero al carbono en los de alta.

El lado de vapor está dividido en varias zonas: desrecalentado, condensación y subenfriamiento de drenajes. El condensado resultante se conduce en cascada al calentador anterior, hasta llegar finalmente al desgasificador o al condensador.

- El desgasificador, o desaireador, tiene 3 funciones principales:
 - o Almacén de agua en un tanque cilíndrico horizontal, que asegura el funcionamiento estable de las bombas de agua de alimentación.
 - o Calentador, mediante el vapor de la extracción que se distribuye por tubos perforados situados debajo del nivel de agua.
 - o Desgasificador del condensado entrante, que se atomiza y cae, encontrándose en contracorriente el vapor saturado que sale a la atmósfera arrastrando los gases disueltos incondensables.

- La energía que utilizan las bombas de agua de alimentación es eléctrica. Las motobombas están compuestas por varios elementos en serie:
 - o Bomba de refuerzo de velocidad constante, cuya misión es aumentar la presión en la aspiración de la bomba principal.
 - o Motor eléctrico horizontal
 - o Variador de velocidad, que actúa según la demanda de carga.
 - o Bomba principal, centrífuga horizontal, de aspiración simple y 5 etapas de impulsión. Alcanza una velocidad máxima de 5.000 rpm.

2.14.-TURBINAS

La turbina principal esta dispuesta en tandem de tres cuerpos independientes unidos por un eje común. En el primer cuerpo se aloja la turbina de alta presión, de un solo flujo axial. El segundo y tercer cuerpo lo forman las turbinas de media y baja presión, de doble flujo.

- El cuerpo de alta presión es de doble estator. El rotor es de acero forjado en una sola pieza. Para un mejor rendimiento térmico a cargas parciales, este cuerpo dispone de una sección de acción pura, compuesta por una corona de toberas en el estator y su correspondiente corona de paletas (rueda Curtis) en el rotor. Las demás secciones de expansión (20 etapas) son de reacción.
- El rotor del cuerpo de media presión es de acero forjado de una sola pieza. El estator, de fundición aleada, tiene doble cámara axial partida: la entrada de vapor se realiza por el centro y se desplaza hacia los extremos, para equilibrar las fuerzas axiales. Las etapas de expansión (18 en cada sentido) son de reacción.
- El cuerpo de baja presión tiene un triple estator de acero. Al ser vapor de menor presión, los alabes son de gran tamaño alcanzando en la ultima corona 868,5 mm. En el escape de la carcasa interior se disponen difusores aerodinámicos para reducir las perdidas en el camino del vapor al condensador.

La turbina dispone de un cojinete de empuje alojado entre el cuerpo de alta y media que absorbe los empujes axiales transitorios y sirve de punto de control de la posición del árbol. Los cojinetes radiales (6) absorben esfuerzos en dirección radial y están dispuestos en los extremos de cada cuerpo.

Para la protección y control de la turbina a cargas parciales, existen varias válvulas combinadas, de cierre y control, a la entrada del cuerpo de alta (4) y en el de media (2).

El cierre de los cuerpos cilíndricos con el exterior se realiza con paquetes de anillos, a modo de laberinto, para minimizar las fugas de vapor.

Capítulo 2: Descripción de la Planta

En la cabeza del eje de turbina está montado un virador hidráulico, accionado por aceite del sistema de lubricación. El sistema virador consiste en un motor, en este caso hidráulico, que hace girar lentamente la turbina cuando no esta en funcionamiento. Esto evita que el rotor se curve, debido a su propio peso o por expansión térmica, en parada.



Figura 2.15: Cuerpo de alta presión de la turbina de La C.T. de La Robla – Grupo I

2.15.-EL SISTEMA ELÉCTRICO: ALTERNADOR, TRANSFORMADORES DE POTENCIA Y SUBESTACIÓN

El alternador va directamente acoplado al eje de la turbina, girando solidariamente a 3.000 rpm con ella. Tiene devanados en el estator y el rotor, refrigerados por hidrogeno. El sistema de aceite de sello asegura la estanqueidad de los cierres. La excitación del generador es del tipo de diodos giratorios sin escobillas, con una excitatriz piloto de imán permanente, acoplada al eje del turbogenerador.

Los interruptores de generación son de mando neumático y refrigeración forzada de aire. Están compuestos de tres polos separados. Su posición es intercalada en el conducto principal de barras de fase aislada, entre el generador y el transformador principal. El interruptor es capaz de cortar las intensidades de cortocircuito producidas en caso de falta de cualquiera de sus lados. La sincronización de los grupos con la red exterior de 400 kV se realiza desde la sala de control con equipos de sincronización automática o manual, que cierran el interruptor en el momento en que el grupo alcanza las condiciones de tensión y frecuencia requeridas por la red.

Capítulo 2: Descripción de la Planta

Los transformadores son de doble arrollamiento de entrada y salida, bañados en aceite y refrigerados por ventilación forzada de aire. Se distinguen los transformadores:

- Principal, formado por una unidad trifásica en el grupo I. Está situado en la fachada principal del edificio de turbina. Las salidas de alta tensión se conectan al parque de 400 kV.
- Auxiliar. Hay un transformador trifásico, situado junto al principal, compartiendo instalaciones contraincendios, prevención y recogida de derrames.

La energía eléctrica producida en los turbogeneradores se transmite a la red nacional a través de un parque de 10 calles, dividido por el río Bernesga: 8 calles se encuentran en la margen izquierda, frente a la central y otras 2 en la margen derecha, añadidas con la construcción del grupo II por razones de espacio. La central esta interconexionada con líneas de 400 kV a La Mudarra (2), Lada, Soto de Ribera, Compostilla y Guardo y con líneas de 132 kV a León (2), Barrios de Luna y Mansilla. El parque tiene una capacidad para soportar un trafico de hasta casi 5.000 MW.



Figura 2.16: Transformador de potencia y subestación de La C.T. de La Robla

2.16.-EL USO DEL AGUA

En una central térmica el agua no es una materia prima que interviene para formar parte del producto, sino que se utiliza como medio que soporta el proceso, con una gran capacidad de reciclado. El diseño del ciclo del agua permite la utilización en cascada en los distintos servicios y favorecer el menor consumo por unidad de producción.

Con la construcción del grupo II y para asegurar el abastecimiento de agua de refrigeración a la central, se construyó a 35 Km. aguas arriba, sobre el río Casares, afluente del Bernesga, una presa de gravedad de planta recta y un embalse útil de 6,2 Hm³ (altura de la presa de 32 m.), ampliada a 35 Hm³ por la Confederación Hidrográfica del Duero mediante una presa superpuesta.

La captación de agua se hace en el río Bernesga, mediante bombas que aspiran del azud construido con el grupo I. El retorno al río del agua no consumida, se hace 200 m aguas abajo.

Dos tercios del total de agua captada por la central se consumen, fundamentalmente por cambio de fase y transferencia a la atmósfera (aproximadamente 1.000 m³/h) que resulta de los procesos de refrigeración evaporativos. El resto se devuelve al río con la misma carga mineral de origen.

La captación de agua más importante es para atender:

- Circuitos semicerrados, como la reposición de nivel en los circuitos de refrigeración.
- Circuitos abiertos sin consumo, de un solo paso, como el agua de servicios del grupo II.
- Pequeñas cantidades a circuitos sin retorno, como tratamiento de agua de aportación, agua cruda, riegos y baldeos.

Capítulo 2: Descripción de la Planta

Respecto a los efluentes, en la central existen distintos equipos y sistemas que utilizan agua y generan corrientes residuales:

En general, el uso del agua no modifica los parámetros de calidad físico-químicos y las aguas residuales se entregan, sin ningún tratamiento, a la red general de drenajes, interna de la central.

- Cuando un circuito hace un uso del agua que produce alguna alteración de sus características, se realizan los tratamientos específicos locales para recuperar la calidad perdida, antes del vertido a la red general de drenajes. Estos son los casos de las aguas sanitarias que se procesan en la planta de tratamiento de aguas negras o de los efluentes de regeneración de las plantas de agua de aportación y condensado, recogidos y tratados en la balsa de neutralización, antes del vertido a la red interior.
- Al final de la red se trata el 100 % del agua residual recogida en la central, en el sistema de tratamiento de efluentes previo al vertido al río Bernesga.



Figura 2.17: Presa de Casares de Arbas

2.17.-REFRIGERACIÓN PRINCIPAL Y SECUNDARIA. SISTEMA DE AGUA DE CIRCULACIÓN

La torre de refrigeración del grupo I tiene la particularidad de ser la primera construcción de este tipo (hiperbólica, de tiro natural) que se hizo en una central térmica española.

Los circuitos de agua de circulación o refrigeración principales, son circuitos de agua semicerrados, con los siguientes caudales importantes, por grupo y características:

- El volumen de agua existente en la balsa de la torre (10.000 m³) refrigera el condensador y provoca en la torre la evaporación necesaria para disipar el calor retirado (alredor de 500 m³/h).
- Para que no se superen los límites químicos de estabilidad de las sales presentes, que incrustarían y ensuciarían las superficies más calientes donde se da el intercambio de calor, hay que abrir la purga de desconcentración (300 a 500 m³/h, según la época del año).
- Por ultimo, para compensar los caudales anteriores perdidos y mantener un nivel constante en la torre, se necesita un caudal de agua de reposición que los compense. El agua de aporte procede directamente del río.

Ambas torres cuentan con sistemas de distribución del agua por canales y tuberías que permiten un reparto homogéneo en su superficie. Para lograr la formación de finas gotas que aumente la superficie de contacto agua-aire y el rendimiento, se dispone de un sistema que hace chocar los chorros de agua con difusores estáticos y separadores de gotas. Para su explotación, también se dispone de sistemas de vaciado, rebosaderos, purgas controladas con válvulas automáticas, sistemas de by-pass para bajas temperaturas, rejillas de protección en las aspiraciones de las bombas, etc.

El flujo de aire se establece por tiro natural, ayudado por la geometría de su construcción y las diferencias de densidad entre el aire frío que entra por abajo y el

Capítulo 2: Descripción de la Planta

caliente que sale por su parte superior. El contacto agua-aire se establece a contracorriente en el relleno, donde el agua cede su calor, en forma de calor latente de evaporación. El aire arrastra el vapor de agua alcanzando la saturación (humedad relativa del 100 %) y, por ello, sus penachos presentan el aspecto característico de nubes blancas.

El Grupo I tiene circuitos de refrigeración auxiliares: abierto de un solo paso (agua cruda) o cerrado con recirculación e intercambiadores no evaporativos (agua de servicios y refrigeración de componentes).

En la mayoría de los circuitos se añaden productos para el tratamiento de las aguas para evitar sus características agresivas, mejorar la disponibilidad y el rendimiento de las instalaciones.

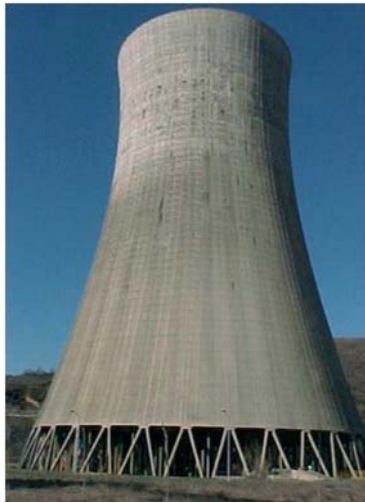


Figura 2.18: Torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

2.18.-PLANTA DE AGUA DE APORTACIÓN

El sistema de tratamiento de agua de aportación tiene como objetivo purificar el agua bruta procedente del río, con el fin de producir agua desmineralizada (sin sales) para la reposición de pérdidas en los ciclos agua-vapor y los circuitos cerrados de refrigeración que la utilizan.

Capítulo 2: Descripción de la Planta

El sistema lo constituyen los subsistemas de pretratamiento, desmineralización y equipo de regeneración:

- El pretratamiento tiene por misión el acondicionamiento previo del agua y eliminar su dureza, carbonatos, sólidos en suspensión, materia orgánica y sílice coloidal.
- El agua filtrada se bombea a las cadenas de desmineralización (2), donde se somete a un tratamiento de eliminación de todas las sales disueltas, por medio de intercambio iónico. Cada cadena dispone de un lecho de resina catiónica, otro aniónica y un tercero de afino mixto.
- El fin de un ciclo de servicio puede ser programado o por superación de los límites prefijados de carga iónica. Las resinas catiónicas se regeneran con ácido sulfúrico diluido, en dos etapas, y las aniónicas con sosa diluida, en una sola etapa. En la regeneración la dirección de agua es ascendente. Esto permite obtener una mejor calidad y reducir el consumo de agua y reactivos. La última etapa de regeneración se hace mediante recirculación, también para lograr un mayor ahorro de agua.

2.19.-PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS NEGRAS

Las aguas residuales procedentes de la red de uso sanitario de la central se tratan en una planta de oxidación total con turbina de aire, decantación y filtración terciaria. Tiene una capacidad para 570 habitantes equivalentes (5 m³/h) y un rendimiento de diseño del:

- 97 % para la eliminación de materia orgánica (309 mg/l de DBO5 a la entrada y 10 mg/l en la salida).
- 93 % para los sólidos en suspensión (427 mg/l a la entrada y 30 mg/l a la salida).

2.20.-BALSA DE NEUTRALIZACIÓN

Las aguas procedentes de las regeneraciones de las resinas catiónicas y aniónicas de la planta de tratamiento de agua de aportación, contienen excesos de ácido y sosa, que modifican su pH. Otras corrientes similares con posibilidad de tener su pH alterado, son las procedentes de los drenajes del laboratorio químico, las de los sistemas de muestreo, almacenamiento de productos químicos y otras procedentes de la planta de tratamiento.

El agua de todas estas procedencias es recogida en la balsa de neutralización (350 m³), donde se hace el ajuste de pH, mediante la dosificación controlada de reactivos. Dispone del equipo auxiliar necesario: Instrumentos de medida de nivel, pH-metros y bombas verticales para la recirculación, homogeneización y descarga a la red interna de drenajes. El sistema puede operarse en modo manual y automático.

2.21.-OTRAS INSTALACIONES DE TRATAMIENTO PREVIO

En caso de derrame accidental de productos orgánicos, como combustibles líquidos (fuel, gasoil), aceites o grasas, existen varios sistemas de retención de flotantes (A.P.I., cubetos y separadores) en las zonas de descarga, almacenamiento y calentamiento. Fundamentalmente están basados en la menor densidad y flotación de estos líquidos.

La balsa de decantación del parque de carbón se utiliza para sedimentar el carbón en suspensión arrastrado por las escorrentías del parque.

Existe un sistema de lava-ruedas de camiones a la salida del parque de carbón, antes de regresar a la red viaria externa.

2.22.-SISTEMA DE TRATAMIENTO DE VERTIDOS LÍQUIDOS

En el punto final de la red general de drenajes, las aguas son depuradas en el sistema de tratamiento de efluentes, diseñado para reducir la concentración de sólidos en

Capítulo 2: Descripción de la Planta

suspensión, homogeneizar y verter al río las aguas residuales de la central por un único punto sometido a control analítico continuo.

En la cabecera del sistema se recogen por gravedad, los efluentes líquidos de la central, para su tratamiento. Por otro lado, las aguas de refrigeración procedentes de las purgas de las torres y el exceso del agua de servicios del grupo II, se aportan en cola del proceso, para aprovechar el efecto amortiguador de sus sales.

El proceso básico se hace en tres etapas: la aportación de agua que llega al pozo de cabecera (irregular en calidad y cantidad) se bombea a las balsas de decantación, donde se somete a la sedimentación natural para retirar los sólidos más densos. A la salida de la balsa de regulación, ya sobre una corriente de caudal constante, se eliminan los sólidos en suspensión ligeros, por coagulación–floculación con ayuda de aditivos químicos. La salida del decantador, antes del vertido final al río, se une a las corrientes procedentes de las purgas de los circuitos de refrigeración, para aprovechar su capacidad amortiguadora y de dilución, y asegurar una mayor homogeneidad de su calidad.

Igual que para otras áreas de la gestión ambiental, como las emisiones, inmisiones o residuos, el Control Integral de Gestión Medioambiental permite la vigilancia continua de valores instantáneos o acumulados y el control de alarmas de los vertidos líquidos. Para que tengan el carácter preventivo necesario, existen rangos de alarma inferiores (80 y 90 % del límite legal) que aseguran la detección precoz de cualquier anomalía.

Capítulo 3

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

3.1. Introducción.....	56
3.2. Ciclo de vapor para la producción de trabajo.....	56
3.3. Fluido de trabajo. Características.....	57
3.4. Descripción tecnológica.....	58
3.4.1. Circuito de vapor de agua.....	58
3.4.2. Circuito de gases de combustión.....	59
3.4.3. Circuito de agua de refrigeración.....	59
3.5. Ciclo Rankine.....	59
3.5.1. Diagrama T-s.....	60
3.6. Mejoras tecnológicas del Ciclo Rankine.....	60
3.6.1. Sobrecalentamiento.....	62
3.6.2. Disminución de la Presión del Condensador.....	62
3.6.3. Recalentamiento.....	63
3.6.4. Regeneración.....	63
3.7. Ciclo Rankine de la C.T. de la Robla - Grupo I.....	65
3.7.1. Software empleado para el cálculo del Ciclo Rankine..	69
3.7.2. Análisis de resultados del Ciclo Rankine.....	69

3.1.-INTRODUCCIÓN

La Central Térmica de La Robla, de ahora en adelante C.T. La Robla, se encuentra incluida en el tipo de centrales termoeléctricas de gran y mediana potencia (>100 Mw) o centrales de base. Este tipo de centrales son llamadas así porque suministran la mayor parte de la energía eléctrica de la red y se encuentran sometidas a variaciones de carga muy limitada. Su capacidad de respuesta es lenta pero constante en el tiempo.

En la C.T. de la Robla se produce una potencia neta, a partir de una fuente de energía de tipo químico (energía interna del carbón).

A continuación se estudiará el ciclo de vapor, que utilizan este tipo de centrales, particularizándolo para el caso concreto del presente proyecto.

3.2.- CICLO DE VAPOR PARA LA PRODUCCIÓN DE TRABAJO

El objetivo es describir algunos de los dispositivos empleados para producir potencia e ilustrar cómo puede modelizarse termodinámicamente la Central.

Los procesos que tienen lugar en los sistemas de generación de potencia precisan idealizaciones para desarrollar modelos termodinámicos adecuados. Estos modelos son fundamentales en la etapa inicial de diseño técnico y pueden permitir deducir cómo afectan al rendimiento real cambios en los principales parámetros de operación.

A la hora de analizar los resultados provenientes de dichos modelos, se han de tener en cuenta los siguientes conceptos termodinámicos relativos al primer y segundo principio de la termodinámica:

- El principio de conservación de la energía exige que el trabajo neto desarrollado por un ciclo de potencia sea igual al calor neto intercambiado.

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

- Del segundo principio de la termodinámica se deduce que el rendimiento térmico, que indica qué cantidad de calor absorbido se transforma en trabajo neto obtenido, debe ser inferior al 100%.

3.3.- FLUIDO DE TRABAJO. CARACTERÍSTICAS

El agua es el fluido de trabajo utilizado con mayor frecuencia en los sistemas de potencia con ciclo de vapor debido a las siguientes características:

- Es abundante, barata, no tóxica, químicamente estable y relativamente no corrosiva
- Cambio de entalpía específica grande a presiones ordinarias en el generador de vapor, lo que reduce el flujo másico para una potencia neta dada del ciclo.

Por el contrario, el agua presenta las siguientes características no deseables para el buen funcionamiento de la Central:

- Temperatura crítica baja (374,14 °C) en relación a la temperatura máxima admisible en la entrada de la turbina, alrededor de 225 °C inferior. Por tanto para lograr una temperatura media de absorción del calor que consecuentemente permita obtener un rendimiento térmico elevado, el generador de vapor ha de operar en condiciones supercríticas. Esto implica materiales de tuberías y tubos de intercambio costosos para lograr soportar las altas presiones de operación.
- La presión de saturación del agua a la presión normal de operación del condensador es muy inferior a la presión atmosférica. La consecuencia directa es la posible entrada de aire al sistema y la instalación de calentadores de agua de alimentación con desgasificación para eliminar el aire.

3.4.- DESCRIPCIÓN TECNOLÓGICA

En este tipo de centrales (termoeléctricas exotérmicas), el aporte de calor es lento, a diferencia de las máquinas endotérmicas, lo que impide realizar un ciclo de trabajo termodinámico tan rápido como sería deseable. Este problema se soluciona ejecutando las distintas transformaciones termodinámicas en lugares físicos distintos.

En una instalación clásica como la de la C.T. de La Robla, existen tres flujos fundamentales: el vapor de agua, los gases de combustión y el agua de refrigeración. Por otra parte, los cuatro dispositivos básicos del ciclo termodinámico son: la caldera, la turbina, las bombas de agua de alimentación y el condensador.

3.4.1.- CIRCUITO DE VAPOR DE AGUA

Procedente del condensador llega el agua de alimentación de la caldera en fase líquida, sobrepresionada con bombas y calentada en el economizador por los gases de escape de la caldera, en dirección a la chimenea. En la caldera se vaporiza y el vapor saturado (ligeramente húmedo, pues al desprenderse del líquido arrastra consigo pequeñas cantidades del mismo ligeramente pulverizadas), se recoge en el calderín. A continuación pasa al sobrecalentador donde prácticamente a presión constante se calienta hasta la temperatura máxima prevista y de ahí se desplaza a la turbina. Tanto en el sobrecalentador como en la tubería que lo une a la turbina, el flujo sufre una pérdida de presión por rozamiento que en el modelo propuesto para el presente proyecto no ha sido tomada en cuenta.

Una vez el vapor llega a la turbina a las condiciones de temperatura y presión adecuadas, provoca el giro del rodete (energía mecánica) y con él, el del rotor del generador eléctrico o alternador (energía eléctrica).

El vapor, ya sin energía a temperatura útil para poder seguir obteniendo trabajo, abandona la turbina y pasa al condensador donde se licúa, cediendo calor al medio ambiente, a través del agua de refrigeración que circula en gran cantidad por el interior

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

del haz de tubos que atraviesa el condensador. El condensado se envía nuevamente a la caldera para repetir el ciclo.

3.4.2.- CIRCUITO DE GASES DE COMBUSTIÓN

El aire necesario para la combustión es introducido en el hogar mediante ventiladores de tiro forzado. Los gases procedentes de la combustión en el hogar de tiro equilibrado salen al exterior con la ayuda adicional de ventiladores de tiro inducido. En su recorrido, pasan primero por el haz de tubos vaporizadores que comunica el colector inferior con el calderín (propriadamente el evaporador). A continuación siguen su paso por el sobrecalentador y por el calentador de vapor, que son los dispositivos intercambiadores de calor de más alta temperatura, seguidamente por el economizador (precalentador de agua) y finalmente por los precalentadores de aire hasta llegar a los precipitadores electrostáticos y la chimenea.

3.4.3.- CIRCUITO DE AGUA DE REFRIGERACIÓN

Se ha de disponer de un gran almacenamiento de agua. En el caso de la C.T. de La Robla se dispone del caudal que proporciona el río Bernesga. Para garantizar los caudales necesarios para la refrigeración de los dos grupos en el período de estiaje, se construyó la presa de Casares, situada en el término municipal de Casares de Arbás. A su vez el Grupo I dispone de su propia Torre de Refrigeración en donde el agua cede el calor al aire ambiente a través de su propia evaporación.

3.5.- CICLO RANKINE

El ciclo Rankine es un ciclo para la obtención de potencia, que opera con vapor. Este es producido en una caldera a alta presión donde se produce la reacción exotérmica de la combustión para generar calor, para luego ser llevado a una turbina donde se expande, transformando la energía térmica en mecánica de rotación del

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

turbogenerador, donde perderá presión. Su camino continúa al seguir hacia un condensador donde lo que queda de vapor pasa a estado líquido. Mediante bombas y calentadores se consigue que el agua líquida aumente la presión y temperatura, para que pueda alimentar de nuevo la caldera y cerrar el ciclo.

Como otros ciclos termodinámicos, el máximo rendimiento termodinámico es dado por el cálculo del máximo rendimiento del Ciclo de Carnot.

3.5.1.- DIAGRAMA T-S

Existen cuatro procesos distintos en el desarrollo del ciclo (suponiendo ciclo ideal con procesos adiabáticos e internamente reversibles), los cuales van cambiando el estado del fluido y que se pueden reflejar en un diagrama T-s Temperatura-entropía:

- Expansión isoentrópica del fluido de trabajo en la turbina desde la presión de la caldera hasta la presión del condensador.
- Transmisión de calor desde el fluido de trabajo al refrigerante a presión constante en el condensador hasta el estado de líquido saturado.
- Compresión isoentrópica en la bomba. En él se aumenta la presión del fluido mediante un compresor o bomba, al que se le aporta un determinado trabajo.
- Transmisión de calor hacia el fluido de trabajo a presión constante en la caldera.

En la realidad, los procesos no son adiabáticos ni internamente reversibles, pues tenemos distintas irreversibilidades y pérdidas.

3.6.- MEJORAS TECNOLÓGICAS DEL CICLO RANKINE

El rendimiento del Ciclo Rankine por tanto se puede expresar en función de los calores transferidos en la caldera y condensador y consecuentemente en función de las temperaturas de ambos focos:

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

$$\eta_{RANKINE_IDEAL} = 1 - \frac{T_C}{T_B}$$

Donde:

T_C : temperatura del vapor en el condensador

T_B : temperatura media de absorción de calor en la caldera

El análisis de la ecuación muestra que el rendimiento térmico del ciclo tiende a aumentar cuando la temperatura media a la que se absorbe el calor en la caldera aumenta y/o la temperatura a la que el calor se cede en el condensador disminuye. Estas conclusiones, obtenidas para el ciclo Rankine ideal, también son válidas cualitativamente para ciclos termodinámicos reales.

Experimentalmente se ha comprobado que influyen de forma positiva en el rendimiento del ciclo Rankine las siguientes características:

- 1.- Aumento de la temperatura máxima del ciclo (sobrecalentamiento)
- 2.- Disminución de la temperatura mínima y como consecuencia la presión mínima del ciclo (reducción de la presión del condensador que puede conllevar la utilización de desgasificadores).
- 3.- Aumento de la presión máxima del ciclo (aumento de la presión de caldera - recalentamiento).
- 4.- Aumento de la temperatura del agua de alimentación de la caldera (regeneración).

Un incremento en la presión de caldera o un descenso en la presión del condensador pueden provocar una reducción en el título de vapor en la salida de la turbina. Si el título de la mezcla es muy bajo, el impacto de las gotas de líquido en los álabes de la turbina puede erosionarlos. En consecuencia es práctica común mantener en la salida de la turbina un título de vapor del 90%.

3.6.1.- SOBRECALENTAMIENTO

El sobrecalentamiento consiste en la transferencia de energía adicional al vapor saturado para obtener vapor en condiciones de sobrecalentamiento a la entrada de la turbina. Esto se consigue en un equipo específico llamado sobrecalentador.

El sobrecalentamiento al igual que el recalentamiento permite operar con presiones ventajosas en caldera y condensador, resolviendo el problema de bajo título de vapor. El sobrecalentamiento del agua en la caldera está limitado por las temperaturas máximas que soportan los materiales sometidos a grandes esfuerzos mecánicos como las tuberías, los álabes y los rodets de las turbinas $T_{\text{BMAX}} \cong 550^{\circ}\text{C}$.

3.6.2.- DISMINUCIÓN DE LA PRESIÓN DEL CONDENSADOR

La presión del condensador sólo se puede bajar hasta que la temperatura de saturación del agua permita el intercambio del calor de condensación con el fluido de refrigeración, en el caso de la C.T.de La Robla, agua a la temperatura que provenga del cauce del río. Habitualmente la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos se establece en unos 10 grados para permitir el correcto intercambio de calor de forma económicamente adecuada. Para grandes y medianas instalaciones los condensadores trabajan en depresión (presión absoluta inferior a la atmosférica), con valores absolutos del orden de 0,08bar. Con esta presión, la temperatura de saturación es $41,5^{\circ}\text{C}$. Cuanto menor es la presión de condensación más elevado es el rendimiento térmico, ya que también disminuye la temperatura del foco frío. El trabajar en depresión exige métodos adicionales para evitar que el aire y otros gases que puedan alojarse en el interior provoquen la corrosión de la instalación, tales como los desgasificadores.

3.6.3.- RECALENTAMIENTO

Con el recalentamiento del agua se consigue una presión de caldera más alta sin que suponga una reducción del título de vapor a la salida de la turbina. En ella el vapor no se expande directamente hasta la presión del condensador, sino que lo hace en dos etapas. En la primera el vapor se expande hasta una presión que se estima en torno a un cuarto de la presión de sobrecalentamiento. Posteriormente, se vuelve a introducir en la caldera y se recalienta. Después del recalentamiento se vuelve a expandir en la segunda etapa de la turbina hasta la presión del condensador. A la primera etapa de la turbina se le denomina turbina de alta presión y a la segunda etapa turbina de media y baja presión. La principal ventaja del recalentamiento, con respecto al ciclo simple, es el incremento del título de vapor expulsado de la turbina.

Con sobrecalentamiento y recalentamiento, el rendimiento es mayor que en el ciclo simple, por lo que para una potencia específica neta de salida, el flujo másico de vapor será menor y también la demanda de agua de refrigeración, al disminuir el flujo de calor cedido a esta.

Las presiones óptimas de extracción se realizan entre $1/4$ y $1/10$ de la presión de la caldera cuando el ciclo no incluye regeneración. Para ciclos con regeneración la presión óptima de recalentamiento varía de $1/5$ a $1/4$ de la presión de caldera.

A la combinación de caldera, sobrecalentador y recalentador se la conoce como generador de vapor.

3.6.4.- REGENERACIÓN

La regeneración consiste en el precalentamiento del agua de alimentación de la caldera con extracciones de vapor de las turbinas, logrando de esta manera elevar la temperatura media de absorción de calor en la caldera. La regeneración introduce nuevos elementos al ciclo, como son los calentadores abiertos y cerrados. Los calentadores abiertos consisten en un intercambiador de calor por contacto directo

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

en el cual se mezclan dos corrientes de agua para dar una corriente de temperatura intermedia. De las dos corrientes que entran al calentador una proviene de una extracción de vapor de la turbina y la otra del condensador. Como las presiones en el calentador han de ser iguales, se añade una bomba después del condensador para igualar la presión de la parte del vapor que ha sufrido la expansión completa, a la de la extracción. En el caso de los calentadores cerrados, no se produce contacto directo entre ambos fluidos durante el intercambio de calor. Se obtiene una corriente de agua de temperatura intermedia entre la extracción y la proveniente del condensador. La extracción se reinyecta, mediante bombas, aguas abajo en el circuito primario de agua de alimentación proveniente del condensador, donde la temperatura es 2°C o 3°C inferior y por tanto la exergía destruida es pequeña. Esta variación del ciclo Rankine implica las siguientes ventajas respecto al ciclo simple, como un aumento del rendimiento y una reducción del aporte de calor en la caldera. Presenta además la gran ventaja de evitar que todo el vapor que entra en la turbina llegue al condensador (aproximadamente 1/3 parte del vapor de entrada), ya que la potencia de la turbina viene limitada por la cantidad de vapor que puede fluir por las últimas ruedas de la misma, donde el volumen específico del vapor es elevado (aproximadamente 18 m³/kg). El diámetro de la última rueda y la altura radial de los álabes están limitados por consideraciones de orden mecánico, esto determina el área de la corona circular por donde pasa el vapor. Por tanto, cuanto menor sea la masa de vapor que sale en relación a la que entra, mayor podrá ser esta última y mayor potencia tendrá la turbina. Pero por otro lado también se encuentra el inconveniente del aumento de la complejidad de la instalación.

Para lograr el máximo rendimiento en una instalación con regeneración sin recalentamiento, los incrementos de entalpía deben ser iguales en todos los calentadores y en el economizador.

3.7.-CICLO RANKINE DE LA C.T. DE LA ROBLA – GRUPO I

El ciclo de agua-vapor del Grupo I de la C.T. La Robla es un ciclo Rankine de tipo regenerativo tradicional, constando de una etapa de recalentamiento en el vapor y siete calentadores en el agua de alimentación de caldera, incluido un equipo desgasificador.

Las unidades están diseñadas para seguir cualquier programa de variación de carga, modificando la apertura de las válvulas de control de entrada a la turbina (presión constante) o variando la presión del agua de alimentación de caldera (presión deslizante), alcanzando el máximo rendimiento a la carga nominal de diseño.

Para el análisis termodinámico del ciclo de potencia se han aplicado a cada componente individual de la planta los siguientes fundamentos:

- Principios de conservación de la masa y la energía.
- El segundo principio de la termodinámica.
- Determinación de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo.

Inicialmente se han realizado las siguientes hipótesis:

- El análisis de los elementos de ciclo se realiza en estado estacionario
- No hay transferencia de calor entre los componentes y el ambiente
- Los procesos que realiza el fluido de trabajo a su paso por, bombas, generador de vapor y condensador son internamente reversibles.
- La expansión a través de la válvula es un proceso isoentálpico de estrangulación.
- Las energías cinética y potencial son despreciables.
- La presión de recalentamiento se estima entorno a 1/4 de la presión del vapor sobrecalentado.
- Títulos de vapor $x > 0,9$, pues de otra manera provocan problemas de corrosión en las turbinas.

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

El cálculo del ciclo termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I se encuentra en el Anexo A.1.

En las figuras 3.1 y 3.2 se puede ver el esquema termodinámico (de forma simplificada en esta última) con las unidades principales que componen la Central Térmica y las distintas etapas del ciclo termodinámico.

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

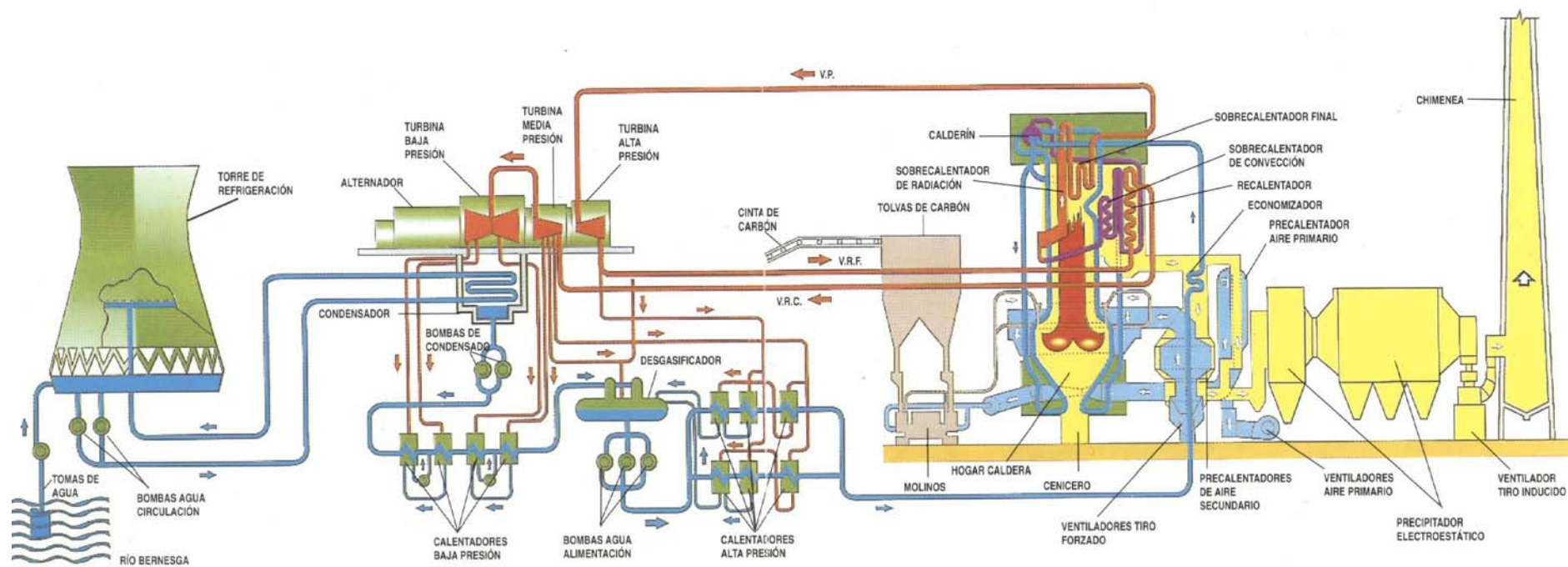


Figura 3.1: Esquema Termodinámico de La C.T. de La Robla – Grupo I

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

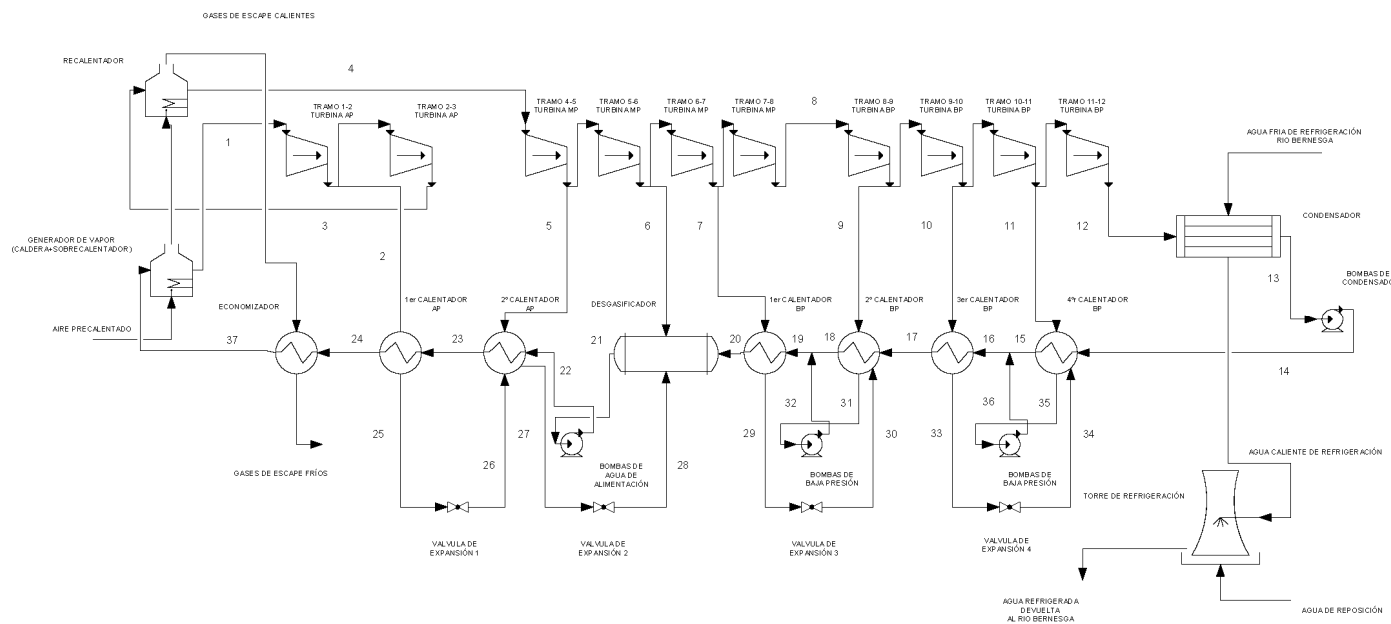


Figura 3.2: Esquema simplificado para el análisis del ciclo termodinámico de La C.T. de La Robla – Grupo I

3.7.1.- SOFTWARE EMPLEADO PARA EL CÁLCULO DEL CICLO RANKINE

Para el cálculo del Ciclo Rankine se ha empleado el software de cálculo algebraico Mathcad 2001 de la compañía Mathsoft y que actualmente distribuye en versiones posteriores PTC (Parametric Technology Corporation).

Entre las principales características que hacen de Mathcad 2001 el software indicado para realizar el cálculo del ciclo termodinámico se encuentran:

- Realizar tanto cálculos numéricos como simbólicos.
- Representar en la interfaz gráfica de usuario las expresiones matemáticas.
- La verificación intuitiva de los datos y ecuaciones introducidos.
- Operar con vectores y matrices.
- Implementación de subprogramas.
- Realizar gráficos en dos y tres dimensiones.

3.7.2.- ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL CICLO RANKINE

A continuación se realiza un breve análisis de los resultados obtenidos tras el cálculo del ciclo Rankine:

- El título de vapor a la salida de la turbina de baja presión es 0,974 y por tanto mayor que el título de vapor mínimo recomendado (0,9) para evitar la presencia de líquido en suspensión en el interior del vapor que pueda erosionar la turbina.
- Las fracciones de vapor extraídas suponen un 32% del gasto másico de vapor circulante.
- El gasto másico de vapor calculado es 254 kg/s.
- El gasto másico de agua necesario para refrigerar los 405 MW del condensador del Grupo I es 8569 kg/s.
- La potencia térmica generada en los distintos cuerpos de turbina está

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

equilibrada de la siguiente manera:

- Turbina de alta presión: $W_{AP} = 76 \text{ MW}$
 - Turbina de media presión: $W_{MP} = 92 \text{ MW}$
 - Turbina de baja presión: $W_{BP} = 107 \text{ MW}$
- La potencia térmica necesaria en las bombas de agua de alimentación es uno y dos órdenes de magnitud superior que en las bombas de condensado y las bombas para la reinyección de las extracciones en el caudal principal de alimentación a la caldera:
- Bombas de agua de alimentación $W_{BALMNT} = 4,3 \text{ MW}$
 - Bombas de condensado $W_{BCOND} = 161 \text{ kW}$
 - Bombas de reinyección extracciones $W_{BBP} = 19 \text{ kW}$
- Las potencias térmicas intercambiadas en caldera y sobrecalentador tienen magnitudes similares, mientras que la potencia intercambiada en el recalentador es del orden de la mitad de la intercambiada en el sobrecalentador.
- Caldera $Q_{CALD} = 244 \text{ MW}$
 - Sobrecalentador $Q_{SOBREC} = 209 \text{ MW}$
 - Recalentador $Q_{REC} = 103 \text{ MW}$
- La potencia térmica aprovechada en el economizador es de 123 MW, alrededor de un 66% de la potencia máxima aprovechable de los gases de escape de la caldera. Como se verá posteriormente el 34% restante se aprovecha en el precalentador de aire de entrada a la caldera.
- Para la verificación del correcto cálculo del ciclo termodinámico se han determinado las potencias térmicas totales de entrada y salida al ciclo, comprobándose que ambas son iguales según es de esperar teniendo en cuenta el primer principio de la termodinámica.

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

- Potencia térmica de entrada al ciclo $W_{ENTR} = 680,2 \text{ MW}$
 - Potencia térmica de salida del ciclo $W_{SAL} = 679,22 \text{ MW}$
 - Error cometido en tanto por ciento $\text{Error} = 0,15\%$
- Teniendo en cuenta el segundo principio de la termodinámica se ha procedido a calcular el rendimiento neto del ciclo termodinámico regenerativo con recalentamiento, resultando ser un 39,7%. Este valor entra dentro del rango habitual de rendimientos para este tipo de instalaciones.
- Adicionalmente se han calculado, utilizando las correlaciones de Levitan y Lantsman, tanto el título de vapor de la mezcla de agua bifásica, como el flujo de calor de la caldera, ambos en el punto de secado de la tubería. El título de vapor resultante (0,32), junto al caudal de agua estimado que circula por la caldera (2458 kg/s a 2,9 m/s), confirman que a la entrada del calderín se puede obtener un gasto másico de vapor de 794 kg/s, valor 3 veces superior a los 254 kg/s que necesita el ciclo termodinámico para producir los 270 MW de potencia. El flujo de calor máximo, que tiene lugar en el punto de secado de las tuberías es $431,6 \text{ kW/m}^2$.

La tabla 3.1 resume las propiedades termodinámicas calculadas para cada uno de los puntos de los que consta el ciclo termodinámico.

La figura 3.3 representa el diagrama temperatura-entropía específica (diagrama T-s) a partir de los resultados obtenidos en el cálculo del Ciclo Rankine utilizando el software de cálculo Mathcad 2001.

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

Punto	P (bar)	T (K)	h (J/kg)	s (J/kg.K)	Descripción
1	160	811	3404000	6437	Entrada a turbina de alta presión
2r	100	740	3285000	6479	Extracción de vapor de la turbina de alta presión
3r	40	621	3087000	6572	Descarga de vapor de la turbina de alta presión
4	40	811	3532000	7200	Entrada a turbina de media presión
5r	24.65	743	3395000	7249	1ª extracción de vapor de la turbina de media presión
6r	9.3	627	3168000	7356	2ª extracción de vapor de la turbina de media presión
7r y 8r	7	599	3113000	7389	3ª extracción de vapor de la turbina de media presión y descarga de vapor de la turbina de media presión
9r	5	566	3049000	7432	1ª extracción de vapor de la turbina de baja presión
10r	3	520	2962000	7504	2ª extracción de vapor de la turbina de baja presión
11r	2	484	2893000	7578	3ª extracción de vapor de la turbina de baja presión
12r	0.08	315	2515000	8031	Descarga de vapor de la turbina de baja presión
13	0.08	315	173900	593	Descarga del condensador
14	9.3	315	174800	593	Descarga de las bombas del condensador
15	9.3	337	270400	886	Salida de agua condensada del 4º calentador de baja presión
16	9.3	342	290700	948	Entrada de agua condensada al 3er calentador de baja presión
17	9.3	360	366300	1161	Salida de agua condensada del 3er calentador de baja presión
18	9.3	383	462100	1419	Salida de agua condensada del 2º calentador de baja presión
19	1.6	386	473900	1451	Entrada de agua condensada al 1er calentador de baja presión
20	9.3	406	562100	1672	Salida de agua condensada del 1er calentador de baja presión
21	9.3	451	748800	2108	Entrada de agua a las bombas de agua de alimentación
22	160	450	765700	2108	Descarga de agua de las bombas de agua de alimentación
23	160	496	962600	2522	Salida de agua de alimentación al 2º calentador de alta presión
24	160	532	1133000	2855	Salida de agua de alimentación del 1er calentador de alta presión
25	100	584	1407600	3360	Salida de líquido condensado del 1er calentador de alta presión
26	24.65	496	1408000	3452	Expansión de líquido condensado del 1er calentador de alta presión al 2º calentador de alta presión
27	24.65	496	958400	2547	Salida de líquido condensado del 2º calentador de alta presión
28	9.3	450	958400	2574	Expansión de líquido condensado del 2º calentador de alta presión al desgasificador
29	7	438	697220	1992	Salida de líquido condensado del 1er calentador de baja presión
30	5	425	697200	1995	Expansión de líquido condensado del 1er calentador de baja presión al 2º calentador de baja presión
31	5	425	640230	1861	Salida de líquido condensado del 2º calentador de baja presión
32	9.3	425	640700	1861	Descarga de la 1ª bomba de los calentadores de baja presión
33	3	407	561470	1672	Salida de líquido condensado del 3er calentador de baja presión
34	2	393	561500	1674	Expansión de líquido condensado del 3er calentador de de baja presión al 4º calentador de baja presión
35	2	393	504700	1530	Salida de líquido condensado del 4º calentador de baja presión
36	9.3	393	505500	1530	Descarga de la 2ª bomba de los calentadores de baja presión
37	160	615	1619000	3693	Salida del economizador
38	160	621	1650100	3746	Líquido saturado a la presión de vapor sobrecalentado
39	160	621	2580600	5245.5	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=160bar
40	100	584	2724700	5614.1	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=100bar
41	25	497	2803100	6257.5	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=25bar
42	9.3	450	2775000	6612	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=9,3bar
43	7	438	2763500	6708	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=7bar
44	5	425	2748700	6821.2	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=5bar
45	3	407	2725300	6991.9	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=3bar
46	2	393	2706700	7127.1	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=2bar
47	0.08	315	2577000	8228.7	Punto auxiliar: Vapor saturado a P=0,08bar

Tabla 3.1: *Tabla de propiedades termodinámicas correspondientes al ciclo termodinámico de La C.T. de La Robla – Grupo I*

Capítulo 3: Análisis Termodinámico

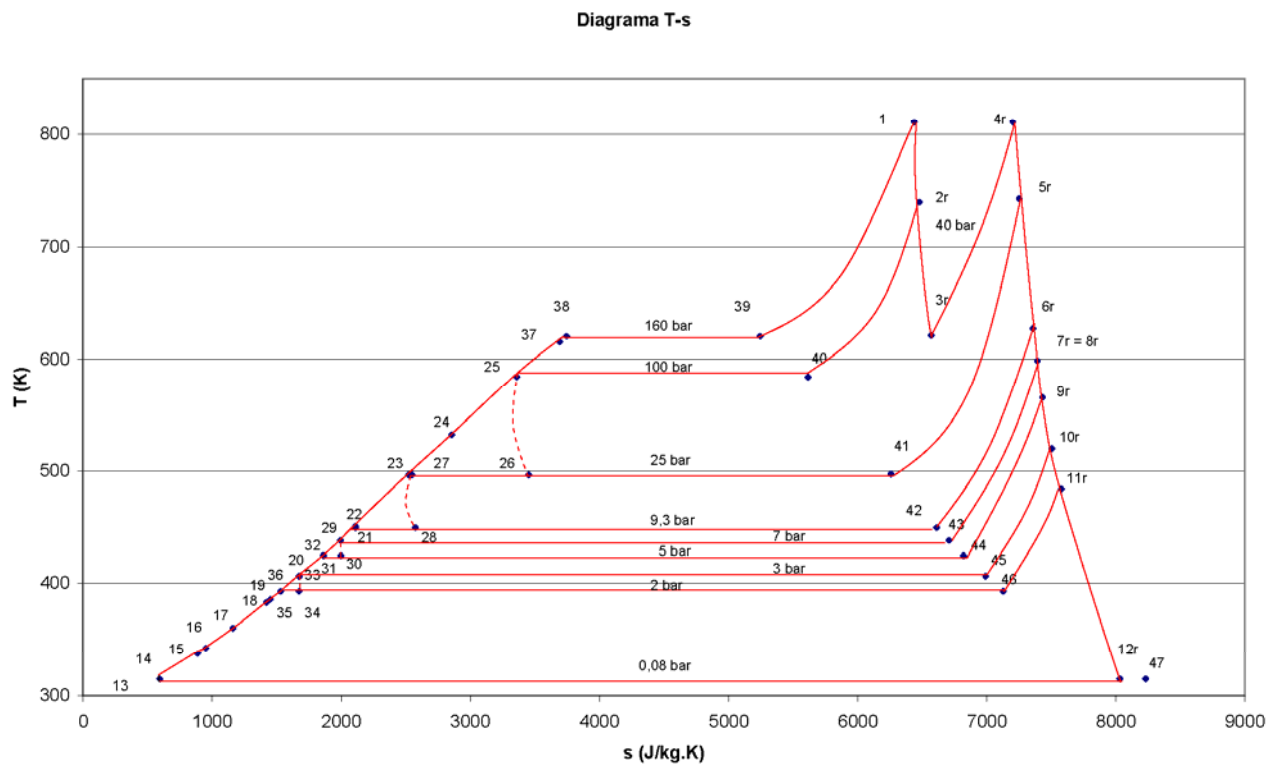


Figura 3.3: Diagrama de Mollier (temperatura-entropía específica), de la C.T. La Robla – Grupo I

Capítulo 4

CALDERA

4.1. Introducción.....	75
4.2. Generadores térmicos químicos. Calderas.....	75
4.2.1. Clasificación de calderas.....	76
4.2.2. Elementos de una caldera.....	79
4.2.3. Generadores de vapor.....	82
4.3. Transferencia de calor en el hogar de una caldera.....	88
4.3.1. Balance energético de la caldera.....	89
4.3.2. Gases calientes como fuente de calor.....	90
4.3.3. Sumidero de calor: Haces de tubos.....	91
4.3.4. Efecto de la geometría de los haces de tubos en el sumidero de calor.....	92
4.4. Modelos matemáticos para la simulación de hogares de caldera.....	94
4.4.1. Modelo “Well Stirred”.....	95
4.4.2. Modelo “Plug-flow”.....	96
4.5. Sistemas de control de calderas.....	100
4.5.1. Fenómeno de “Falso nivel”. Esponjamiento y Contracción en el calderín de vapor.....	100
4.5.2. Sistema de control mínimo.....	101
4.5.3. Principales parámetros de control.....	101
4.5.4. Sistemas de regulación de la carga.....	103
4.6. Caldera de C.T. de La Robla – Grupo I.....	104
4.6.1. Software empleado para el cálculo de la caldera.....	106
4.6.2. Análisis de resultados de la Caldera.....	106

4.1.-INTRODUCCIÓN

Las plantas de generación de potencia, como la C.T. de La Robla, dependen en gran medida de procesos de calentamiento. Los generadores térmicos transforman en calor un tipo de energía determinado y por tanto, atendiendo al tipo de energía origen de la transformación térmica, pueden ser eléctricos, nucleares o químicos. La C.T. de La Robla utiliza un generador térmico de tipo químico que aprovecha el poder calorífico almacenado en el carbón que utiliza como combustible principal.

4.2.- GENERADORES TÉRMICOS QUÍMICOS. CALDERAS

Los generadores térmicos químicos se usan para obtener calor a partir de la combustión de combustibles tanto sólidos, líquidos como gaseosos.

En plantas de potencia se emplea un determinado tipo de generador térmico químico denominado caldera, donde la energía se cede a un fluido de trabajo (agua) que se somete a un proceso industrial (generación de energía eléctrica).

Las calderas son máquinas térmicas diseñadas para generar vapor saturado. El vapor generado se obtiene mediante un proceso de cambio de estado de líquido a vapor a presión y temperatura constantes.

Según la Orden de 17 de marzo de 1981, por la que se aprueba la Instrucción Técnica Complementaria MIE-AP1 del Reglamento de Aparatos a Presión relativa a "Calderas, economizadores, precalentadores, sobrecalentadores y recalentadores", caldera es todo aparato a presión en donde el calor procedente de cualquier fuente de energía se transforma en utilizable, en forma de calorías, a través de un medio de transporte en fase líquida o vapor.

Capítulo 4: Caldera

Las calderas están compuestas básicamente de una cámara aislada y recubierta con material refractario contenedora de los tubos portadores del fluido de proceso a calentar, así como quemadores de combustible en aire para la generación de gases calientes.

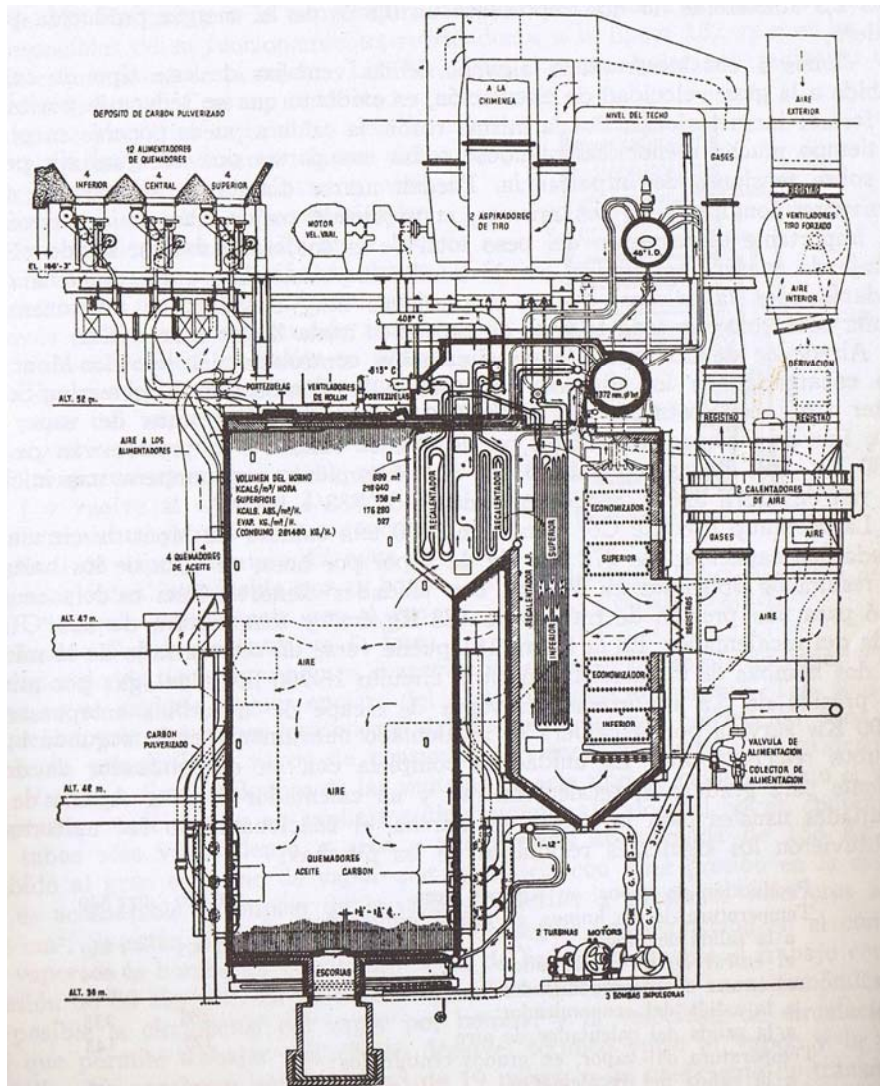


Figura 4.1: Sección longitudinal de una caldera de circulación forzada

4.2.1.- CLASIFICACIÓN DE CALDERAS

La clasificación de calderas se puede realizar atendiendo a diversos elementos diferenciadores, tales como puedan ser: su aplicación, la temperatura de salida de los humos, el tipo de toma de aire, tipo de combustible, etc. En cualquier caso a

Capítulo 4: Caldera

continuación se presentan dos tipos de clasificaciones que ayudarán a la comprensión del tipo de caldera empleada en la generación de potencia de la C.T. de La Robla.

Atendiendo, al fluido caloportador, las calderas se pueden clasificar en:

- *Caldera de vapor*: Es toda caldera en la que el medio de transporte es vapor de agua.
- *Caldera de agua caliente*: Es toda caldera en la que el medio de transporte es agua a temperatura inferior a 110°C. Esto implica sobrepresiones de entre 1 y 2 bares.
- *Caldera de agua sobrecalentada*: Es toda caldera en la que el medio de transporte es agua a temperatura superior a 110°C. Esto implica sobrepresiones del entorno de los 20 bares.

Es habitual inducir una sobrepresión en el líquido de alimentación de la caldera para que hierva a mayor temperatura, con lo que se puede obtener más calor sin la aparición de vapor, el cual disminuye considerablemente el coeficiente de película y por tanto puede generar aumentos bruscos de temperatura en los tubos de intercambio.

Atendiendo, a la morfología de las calderas, estas se pueden clasificar en:

- *Calderas de fundición*: como indica su nombre el material del que están hechas estas calderas es una aleación de hierro y más de un 2% en masa de carbono. La fundición, es un material quebradizo y no soldable, por lo que las presiones de operación de este tipo de calderas serán menores que las de acero, alrededor de 10 bares. Lo habitual son gases de la combustión a presión atmosférica, área de intercambio pequeña, poca pérdida de carga en los humos y por tanto de tiro natural. No generan vapor, únicamente agua caliente. Su rendimiento está entorno a un 60% – 70%.

Capítulo 4: Caldera

- *Calderas de acero:* el material del que se hacen estas calderas es una aleación de hierro y carbono, donde este último no supera el 2% en masa, siendo lo habitual un 0,2% o 0,3% de carbono en dicha aleación. A su vez, las calderas de acero se dividen en dos grandes grupos:
 - o *Pirotubulares:* en este tipo de calderas, el fluido caloportante en estado líquido se encuentra en un recipiente, y es atravesado por tubos por los cuales circulan los gases producto de la combustión que ha generado la llama en el hogar. Presentan una elevada pérdida de carga en los humos. El hogar y los tubos están completamente rodeados de agua. Las presiones máximas de operación oscilan entorno a 20 bares. Su rendimiento está entre un 70% y un 80%.
 - o *Acuotubulares:* son aquellas calderas en las que el fluido de trabajo se desplaza a través de tubos durante su calentamiento. La llama se forma en un recinto de paredes tubulares que configuran la cámara de combustión. Son las más utilizadas en las centrales termoeléctricas, ya que permiten altas presiones a su salida, entorno a 200 bares y tienen menor inercia térmica. La estructura de los tubos no ha de ser tan robusta como en las calderas pirotubulares. En su contra están una mayor inversión inicial en la instalación y mayores problemas de suciedad en el lado del agua. Su rendimiento está entre un 80% y un 90%.
- *Calderas de condensación:* son aquellas calderas que aprovechan el calor latente de condensación del vapor de agua contenido en los gases producto de la combustión. Para conseguirlo, se deben evacuar los gases a temperaturas inferiores a las de condensación, por debajo de los 100°C, lo que por otro lado reduce el tiro térmico del conducto de gases y hace necesario utilizar un ventilador. El uso de combustibles sin contenido de azufre, como el gas natural y los GLP, permitió la construcción de este tipo de calderas. El resto expulsan los gases procedentes de la combustión a temperaturas superiores a 130°C, para conseguir tiro térmico y para evitar que el agua condense y forme ácido sulfúrico o sulfuroso al combinarse con los óxidos de azufre, que corroería sus

Capítulo 4: Caldera

partes metálicas. El rendimiento de estas calderas resulta ser del orden de un 105% - 110% medido sobre el poder calorífico inferior.

4.2.2.- ELEMENTOS DE UNA CALDERA

Los principales elementos en los que se puede dividir una caldera son los siguientes:

- *Hogar*: es una cámara donde se efectúa la combustión. La cámara confina el producto de la combustión y puede resistir las altas temperaturas que se generan a las presiones de operación. Sus dimensiones y geometría se adaptan a la velocidad de liberación del calor, el tipo de combustible y al método de combustión, de tal manera que se haga lo posible por tener una combustión completa y se proporcione un medio apropiado para eliminar la ceniza. Los hogares enfriados por agua se utilizan con la mayor parte de unidades de calderas, es decir en su gran mayoría, y para todos los tipos de combustible y métodos de combustión. El enfriamiento por agua de las paredes del hogar reduce la transferencia de calor hacia los elementos estructurales y, en consecuencia, puede limitarse su temperatura a la que satisfaga los requisitos de resistencia mecánica y resistencia a la oxidación. Las construcciones de tubos enfriados por agua facilitan el logro de grandes dimensiones del hogar y optimas de techos, tolvas y montajes de los quemadores, así como el uso de pantallas tubulares, planchas o paredes divisoras, para aumentar la superficie absorbente del calor en la zona de combustión. El uso de hogares con enfriamiento por agua reduce las pérdidas de calor al exterior. En el hogar la transferencia de calor es fundamentalmente por radiación, aunque también tengan lugar la convección y la conducción.

Capítulo 4: Caldera

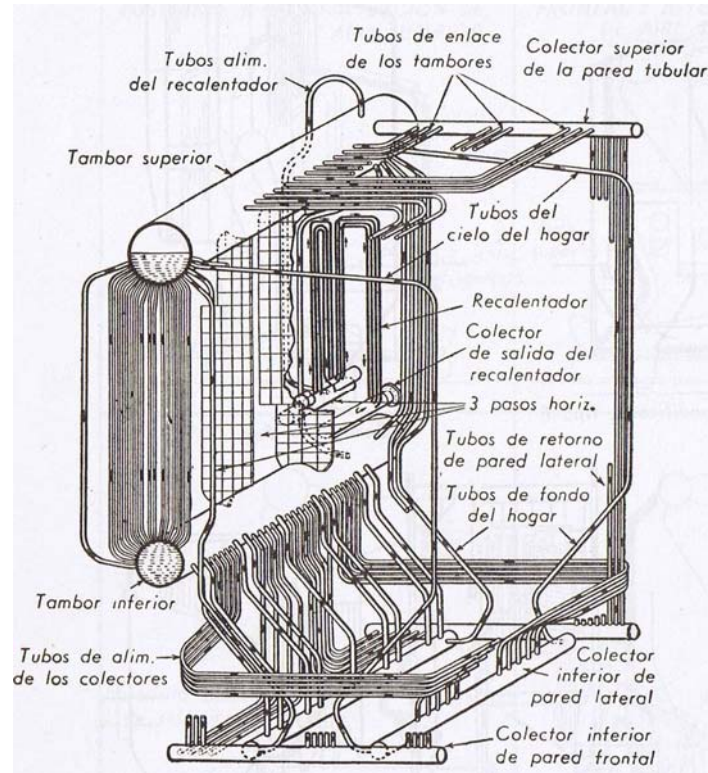


Figura 4.2: Esquema de la circulación en un hogar de polvo de carbón, tipo F, de la Babcock and Wilcox

- *Quemador*: elemento acondicionador de la mezcla comburente-combustible. El propósito principal de un quemador es mezclar y dirigir el flujo de combustible y aire de tal manera que se asegure el encendido rápido y la combustión completa. En los quemadores de carbón pulverizado, una parte, del 15 al 25% del aire, llamada aire primario, se mezcla inicialmente con el combustible para obtener un encendido rápido y actuar como un medio de transporte del combustible.

Capítulo 4: Caldera

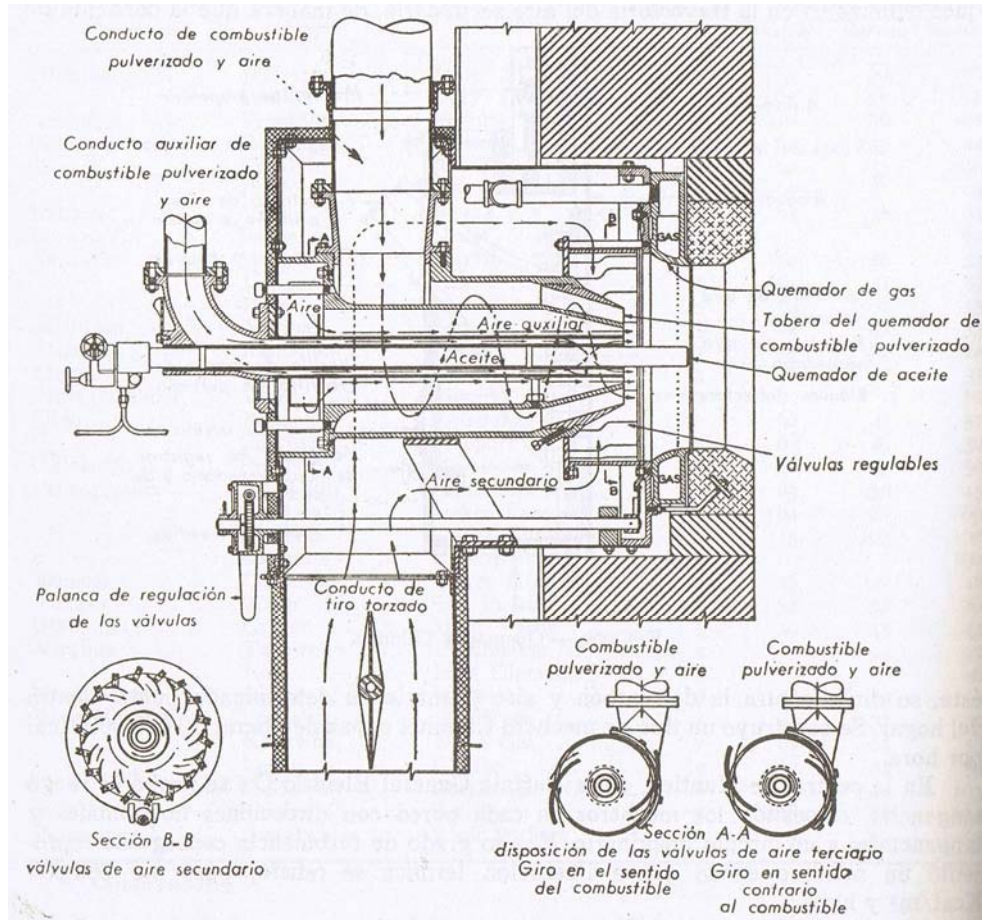


Figura 4.3: Quemador turbulento de Foster-Wheeler para carbón pulverizado, gas y aceite pesado.

- *Intercambiador de calor*: es el elemento que actúa como interfase para el intercambio del calor entre los gases calientes generados en la combustión y el fluido caloportante (agua).
- *Envolvente*: elemento aislante de la caldera con el exterior.
- *Sistema de tiro*: elemento de la caldera que permite la circulación del fluido caloportante. Puede ser natural o forzada. Por encima de determinadas presiones la diferencia de densidades entre líquido y vapor se hace tan despreciable que se hace necesario el tiro forzado.

Capítulo 4: Caldera

- *Sistemas auxiliares*: se trata de los elementos de control y seguridad de la caldera, que evitan en todo momento las situaciones de funcionamiento peligroso o anormal de la instalación.

4.2.3.- GENERADORES DE VAPOR

Los generadores de vapor son máquinas térmicas diseñadas para generar vapor sobrecalentado. Mediante un proceso de cambio de estado de líquido a vapor a presión y temperatura constantes (considerando despreciables las pérdidas de carga en el interior de las tuberías y despreciables también las pérdidas de energía al exterior) se obtiene en primer lugar vapor saturado. Posteriormente, mediante un proceso de transferencia de calor sensible con el que se logra aumentar a presión constante la temperatura de dicho vapor saturado, se genera vapor sobrecalentado.

Es importante destacar la diferencia entre caldera y generador de vapor. La caldera genera vapor saturado, mientras el generador de vapor lo obtiene sobrecalentado.

Los principales elementos constituyentes de un generador de vapor son los siguientes:

- *Cuerpo del intercambiador*
 - o *Haces vaporizadores*: son los tubos que forman el hogar de la caldera y por los que circula el fluido caloportante (agua) en el caso de calderas acuotubulares. Estos tubos reciben el calor generado por la llama en el hogar de forma directa por lo que la transferencia de calor es mayoritariamente por radiación. Están expuestos a temperaturas muy elevadas y en presencia de gases secos que pueden resultar corrosivos, por lo que se hace fundamental el control de su temperatura a la hora de evitar posibles roturas por sobrepasar la resistencia térmica del material. Se debe evitar en todo caso el “dryout” de la superficie interior de los haces, manteniendo siempre una ebullición nucleada.

Capítulo 4: Caldera

- *Sobrecalentador primario*: elemento que recibe el vapor de agua seco del calderín y le transfiere calor sensible a presión constante para aumentar su temperatura. En su mayor parte es un proceso de transferencia de calor dominado por convección.
- *Atemperador o Desrecalentador*: elemento del generador de vapor que regula la carga de la turbina y evita la posible rotura de los tubos. Dispone de atomizadores de agua que descargan sobre el vapor entrante del sobrecalentador y disminuyen su temperatura.

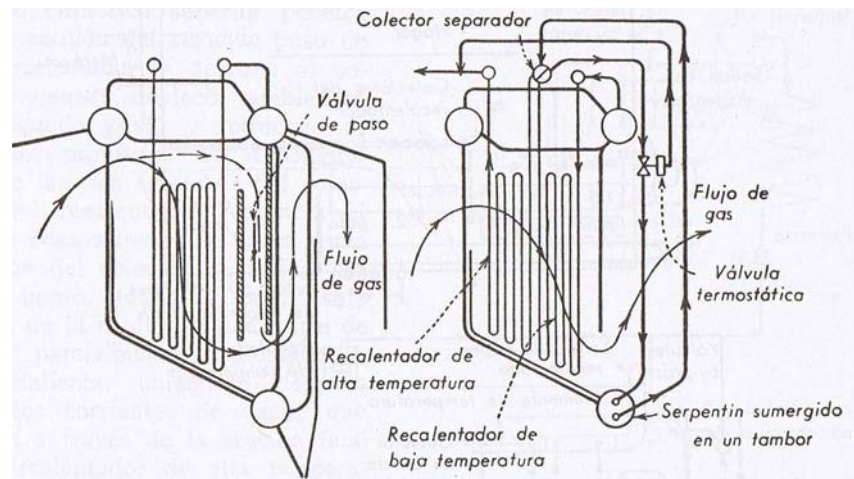


Figura 4.4: *Control de temperatura del vapor por flujo de gas (izquierda) y Desrecalentador de serpentín sumergido en el tambor (derecha)*

- *Sobrecalentador secundario*: al igual que el sobrecalentador primario transfiere calor sensible al vapor que sale del atemperador. Es un proceso de transferencia de calor dominado fundamentalmente por radiación.
- *Recalentador*: este elemento del generador de vapor recibe el vapor sobrecalentado parcialmente expandido en el primer cuerpo de turbina y logra mediante transferencia de calor sensible aumentar el nivel térmico del vapor sobrecalentado y por tanto también el rendimiento de la caldera. A su vez, aumenta el título de vapor a la salida de la turbina de baja presión, lo que evita que la turbina trabaje en condiciones de vapor

Capítulo 4: Caldera

húmedo que puedan dañar sus álabes. El proceso de transferencia térmica está dominado por convección.

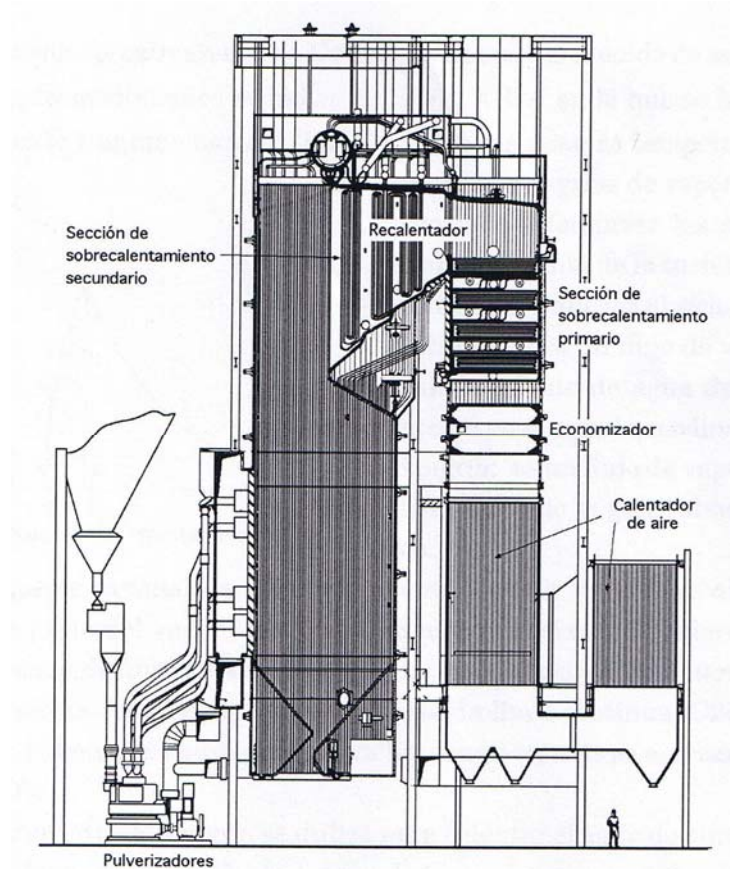


Figura 4.5: Sección del hogar de una central térmica de potencia

- *Economizador*: este elemento transmite calor sensible al líquido subenfriado que entra en la caldera, hasta que este alcanza un nivel térmico 5 grados por debajo de la temperatura de saturación a la presión de caldera. Para conseguirlo utiliza el calor de los gases de escape de la combustión en el hogar de la caldera, que de otra manera se perdería. De esta manera mejora el rendimiento del ciclo termodinámico. El proceso de transferencia térmica está dominado por convección.

Capítulo 4: Caldera

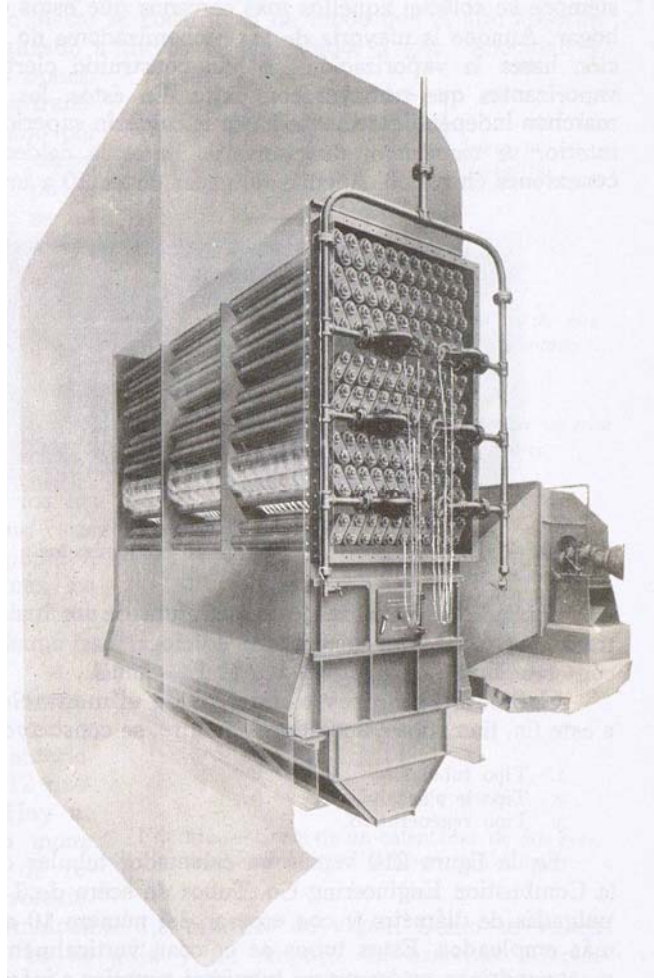


Figura 4.6: *Economizador Foster-Wheeler*

- *Pre calentador de aire*: al igual que el economizador utiliza los gases de escape de la combustión para aumentar el nivel térmico del agua de entrada a la caldera, el pre calentador los utiliza para aumentar el nivel térmico de los gases de entrada a los quemadores. Inicialmente el aire se encuentra a temperatura ambiente (unos 298K) y en el pre calentador alcanza temperaturas próximas a los 480K. El proceso de transferencia térmica está dominado por convección.

Capítulo 4: Caldera

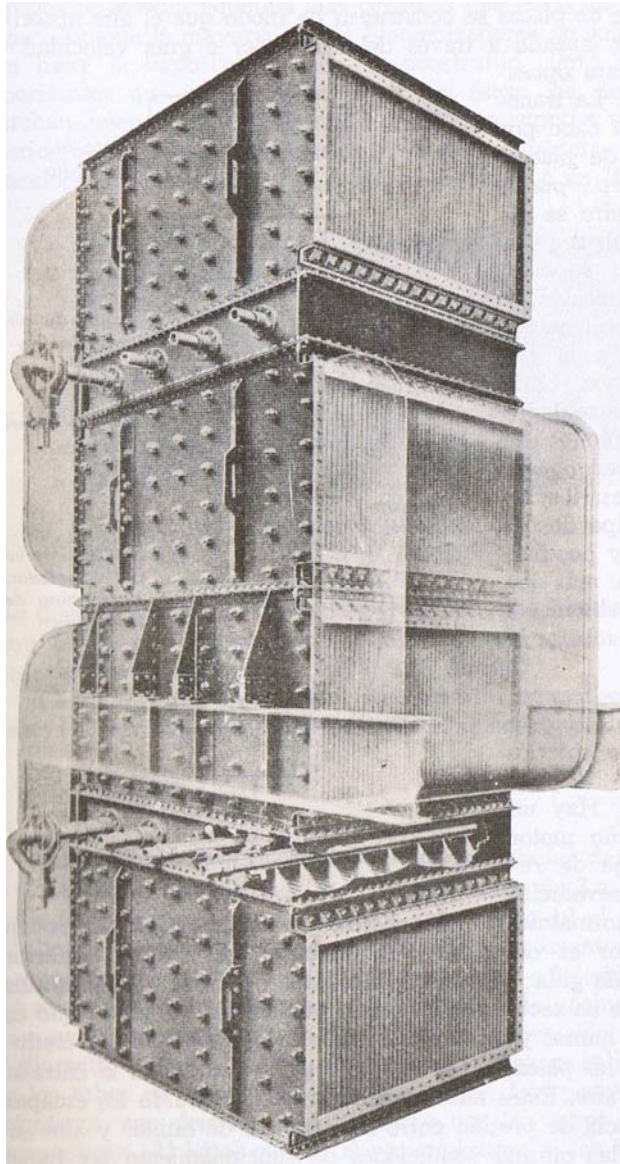


Figura 4.7: *Calentador de placas Foster-Wheeler*

- *Calderín*: es el elemento del generador de vapor que tiene las siguientes funciones principales:
 - Separar el líquido del vapor saturado procedente de los haces vaporizadores mediante un sistema de separadores ciclónicos que recogen el agua líquida que puede ser arrastrada por el vapor. A la salida obtiene vapor seco que se envía al sobrecalentador primario. A consecuencia de esto, regula la carga de la turbina.

Capítulo 4: Caldera

- Mantiene un nivel de agua líquida suficiente como para garantizar que los haces vaporizadores no se queden secos en ningún caso, alcanzado el “dryout” de la superficie de intercambio.

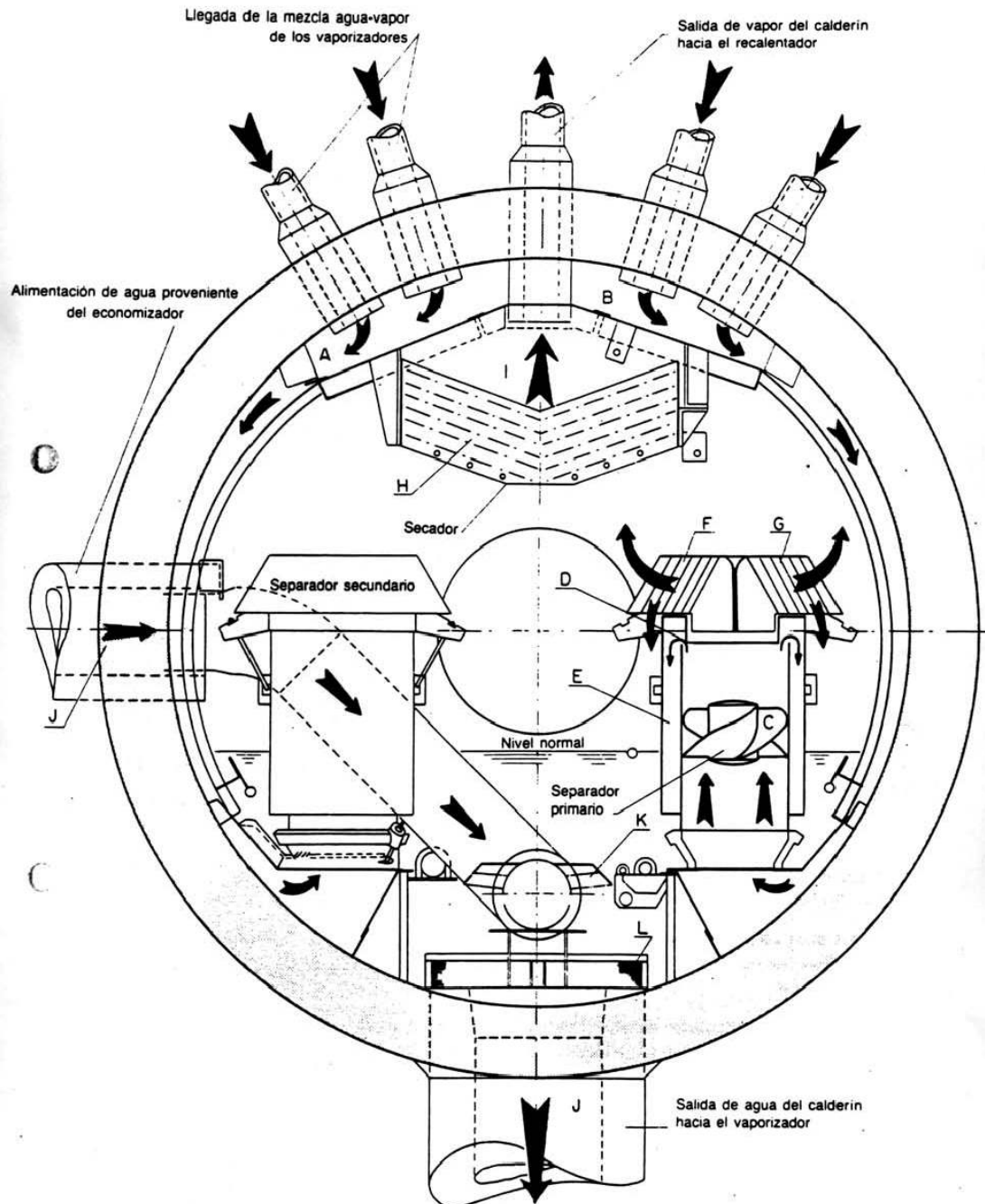


Figura 4.8: Sección de un calderín

Capítulo 4: Caldera

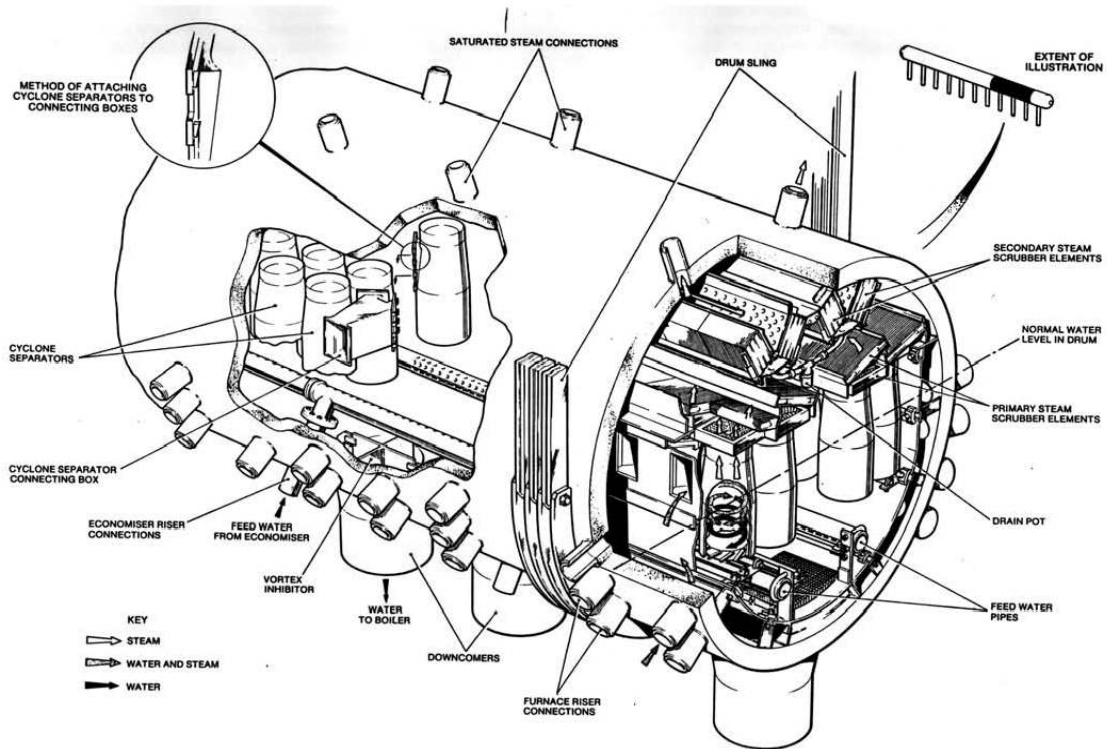


Figura 4.9: *Partes de un calderín*

La C.T. de La Robla dispone de un generador de vapor acuotubular, cuyo combustible principal es el carbón, para la obtención de vapor seco sobrecalentado de entrada a las turbinas de vapor.

4.3.-TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HOGAR DE UNA CALDERA

El hogar de una caldera se divide para su estudio en: una fuente de calor gaseosa, un sumidero de calor y una envolvente de material refractario. El calor es transferido al sumidero de calor por radiación y convección de los gases calientes, y por rerradiación de las paredes de material refractario. Para el desarrollo de modelos matemáticos que puedan representar el comportamiento de la caldera, es necesario considerar los dos siguientes fenómenos de transferencia de calor:

Capítulo 4: Caldera

- La emisión de calor por parte de los gases calientes producto de la combustión (fuente de calor)
- El calor absorbido por los tubos (sumidero de calor), teniendo en cuenta su configuración geométrica y las propiedades de los materiales que los conforman. Este calor estará constituido fundamentalmente por el calor transferido por los gases calientes y de forma secundaria por el calor intercambiado con las paredes de material refractario.

4.3.1.- BALANCE ENERGÉTICO DE LA CALDERA

El calor liberado en el interior de la caldera es el resultado de la combustión. Dicho calor será el producto del gasto másico de combustible quemado por el poder calorífico inferior del mismo:

$$\dot{Q}_f = \dot{M}_f \cdot \Delta h_f$$

Donde:

\dot{Q}_f = Calor liberado por la combustión

\dot{M}_f = Gasto másico de combustible

Δh_f = Poder calorífico inferior del combustible

El calor generado en la combustión aparece inicialmente como calor sensible en la corriente de gases de escape calientes (\dot{M}_g), compuesta por los productos de combustión y el aire en exceso. Parte de este calor es transferido al sumidero a una tasa de transferencia \dot{Q}_g , mientras que parte se pierde a través de las paredes del hogar a una tasa de transferencia \dot{Q}_l y el resto es transportado por los gases de escape parcialmente enfriados, al exterior de la caldera a través de la chimenea con una tasa de transferencia \dot{Q}_p .

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_g + \dot{Q}_l + \dot{Q}_p$$

4.3.2.- GASES CALIENTES COMO FUENTE DE CALOR

La composición química de los gases producto de la combustión de hidrocarburos depende de la elección del tipo de combustible y la cantidad de aire consumido por encima de las condiciones estequiométricas. En la práctica, se utiliza alrededor de un 20% de aire en exceso para lograr la combustión completa de combustibles sólidos pulverizados (como es el caso del carbón utilizado en la C.T. de La Robla).

Los combustibles líquidos y sólidos producen llamas luminosas debido a la presencia de partículas de base carbono como pueda ser el hollín, resultado de la combustión incompleta de hidrocarburos y materia mineral presente en el combustible.

Los gases producto de la combustión se consideran cuerpos grises por lo que habrá que calcular su emisividad, que relaciona la potencia emisiva de dicho cuerpo gris con la potencia emisiva de un cuerpo negro, siendo esta última la máxima potencia emisiva que puede emitir un cuerpo por radiación. La potencia emisiva de un cuerpo negro está definida por la ley de Stefan-Boltzmann, la cual relaciona dicha potencia con la cuarta potencia de la temperatura del cuerpo a través de la constante de Stefan-Boltzmann.

$$\text{Cuerpo negro} \quad \dot{Q}_b = S \cdot \sigma \cdot T_b^4$$

$$\text{Cuerpo gris} \quad \dot{Q} = S \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_b^4$$

Donde:

\dot{Q}_b = potencia calorífica que un cuerpo negro emite por radiación

\dot{Q} = potencia calorífica que un cuerpo gris emite por radiación

σ = constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

ε = emisividad del cuerpo gris

T_b = temperatura superficial del cuerpo

S = superficie del cuerpo

Capítulo 4: Caldera

El dióxido de carbono y el agua son las mayores fuentes de radiación en llamas no luminosas. La emisividad ε_g , de un volumen de gases producto de la combustión, depende de la temperatura de dichos gases T_g y del producto de las presiones parciales de dióxido de carbono y agua por la longitud media radiante. Para el cálculo de la emisividad del gas producto de la combustión será empleado el “Método de Leckner”, el cual no entra dentro del alcance de este proyecto, por lo que únicamente se hará uso de los valores de emisividad que proporciona.

La longitud media radiante L , se define como el radio de un volumen semiesférico de gas con una emisividad equivalente al volumen de gases a estudio. Para el cálculo de la longitud media radiante en el interior de la caldera de la C.T. de La Robla, se hace uso de la fórmula para una forma arbitraria de volumen de gas V (irradiando sobre un área de superficie S).

$$L = 3.5 \cdot \frac{V}{S}$$

4.3.3.- SUMIDERO DE CALOR: HACES DE TUBOS

La transferencia de calor por radiación a los haces de tubos (sumidero), no solo depende de la emisividad de los gases producto de la combustión y de la emisividad de la superficie de los tubos, también depende del tamaño relativo de la superficie ocupada por el sumidero. Esto se debe a que el recubrimiento de material refractario de la envolvente rerradia hacia el interior de la caldera calor que ha recibido de la llama y parte de esta radiación es absorbida por el sumidero.

Una buena aproximación para el intercambio de calor con los haces de tubos en las calderas de centrales térmicas es la ecuación desarrollada por Hottel y Sarofim en 1967 para haces de tubos íntimamente mezclados con la superficie refractaria, llamada ecuación de la “superficie especular”.

Capítulo 4: Caldera

$$\dot{Q}_g = A_1 \cdot \varepsilon_{media} \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_1^4)$$

$$\varepsilon_{media} = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + C \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right) \right)^{-1}$$

Donde:

\dot{Q}_g = potencia calorífica intercambiada por los gases de escape con el sumidero

A_1 = area total del sumidero

C = relación entre el área cubierta por el sumidero frente al área total del hogar

ε_1 = emisividad de la superficie de los haces de tubos (usualmente alrededor de 0.85)

ε_g = emisividad de los gases producto de la combustión

ε_{media} = emisividad media del sumidero de calor

T_1 = temperatura de la superficie de los haces de tubos (alrededor de la mitad de la temperatura de los gases de escape)

T_g = temperatura de los gases producto de la combustión.

4.3.4.- EFECTO DE LA GEOMETRÍA DE LOS HACES DE TUBOS EN EL SUMIDERO DE CALOR

Hasta el momento se ha considerado el sumidero de calor como si de una superficie plana se tratase. En la práctica se disponen haces de tubos montados de manera muy cercana a la envolvente refractaria. Normalmente la superficie entre tubos permite el paso de radiación que no es interceptada por los mismos y que es parcialmente rerradiada por la superficie refractaria posterior, contribuyendo al flujo de calor hacia el sumidero. Debido a los efectos de apantallamiento mutuo entre tubos adyacentes, el flujo de calor por radiación alrededor de los tubos varía. La magnitud del flujo de calor por radiación en la parte posterior de los tubos es mucho menor debido a que proviene de la rerrradiación de la superficie refractaria.

Capítulo 4: Caldera

Hottel propuso una simplificación de este problema, en la cual el sumidero de calor es definido como una superficie plana equivalente con una superficie igual a la cubierta por los tubos y una emisividad efectiva ε_{eff} , la cual proporciona la misma transferencia de calor por radiación que el banco de tubos.

El primer paso para el cálculo de dicha emisividad efectiva es la determinación de la fracción, F, de radiación interceptada por los tubos. La ecuación para F está basada en la geometría óptica:

$$F = 1 - \frac{1}{B} \left\{ (B^2 - 1)^{1/2} - \cos^{-1} \left(\frac{1}{B} \right) \right\}$$

El valor calculado para la fracción de radiación interceptada se puede utilizar para el cálculo de la emisividad efectiva del haz de tubos, incluyendo la radiación de una superficie trasera refractaria adiabática, de la siguiente manera:

$$\varepsilon_{eff} = \frac{1}{\left\{ \frac{1}{F \cdot (2 - F)} + (B / \pi) \cdot ((1 / \varepsilon_1) - 1) \right\}}$$

$$B = p/d$$

Donde:

B = relación entre el paso de tubo y el diámetro de tubo

p = paso de tubo (distancia entre centros)

d = diámetro de tubo

De la ecuación anterior se deduce que el espaciado de los tubos es de especial relevancia. En parte esto es debido al hecho de que la superficie real de los tubos por unidad de área total proyectada es proporcional a 1/B, hecho que se ve reflejado en la reducción de la fracción de radiación F interceptada, la cual ocupa un lugar predominante en la determinación de la emisividad efectiva.

4.4.-MODELOS MATEMÁTICOS PARA LA SIMULACIÓN DE HOGARES DE CALDERA

La simulación puede definirse como una representación del comportamiento de un proceso real mediante la resolución de un modelo matemático. Las ventajas que ofrece la utilización de modelos matemáticos se resume en:

- Determinación de las variables o parámetros críticos que influyen de manera decisiva en el funcionamiento del sistema.
- Determinación de las condiciones óptimas de funcionamiento.
- Estudio de forma segura, de las condiciones extremas de funcionamiento, alejadas de las normales de operación.

La completa descripción matemática del hogar de caldera es excesivamente compleja, ya que se tienen que combinar la descripción aerodinámica del problema, las reacciones químicas que tienen lugar en la combustión y el proceso de transferencia de calor que genera.

Los modelos completos del hogar de caldera se dividen por tanto, según su método de cálculo, en dos grupos:

- *Métodos por zona*: son empleados en el caso en que el patrón de calor liberado por la llama sea conocido. Consiste en dividir y analizar el hogar y sus paredes en zonas discretizadas. Serán calculadas las áreas de intercambio efectivas entre zonas y el calor transferido por efecto de la radiación.
- *Métodos por flujo*: en este caso en lugar de dividir el hogar en zonas, se divide la radiación incidente en un punto del sistema entre un número de direcciones características, representando promedios sobre un ángulo sólido específico. Estos métodos se usan en combinación con métodos de predicción de caudal y patrones de mezcla.

Capítulo 4: Caldera

Los modelos simples del hogar de caldera permiten realizar un prediseño del sistema y una valoración económica preliminar del mismo.

4.4.1.- MODELO “WELL STIRRED”

El modelo “Well Stirred” es la aproximación más sencilla al funcionamiento de la caldera. Se trata de un modelo cerodimensional donde el hogar se divide en tres zonas: la zona central de gases calientes, la zona del sumidero de calor (banco de tubos con el fluido caloportador) y las paredes de material refractario. La zona de combustión y la zona ocupada por los productos calientes de la combustión son consideradas una única zona central de gases calientes que transfiere calor por radiación al sumidero de calor y a las paredes de material refractario que contienen el hogar de la caldera. Este modelo tiene en cuenta las siguientes simplificaciones:

- Los gases calientes están perfectamente mezclados a una temperatura uniforme T_g .
- El sumidero de calor es considerado un cuerpo gris con una temperatura uniforme T_1 .
- La superficie de material refractario devuelve todo el calor que recibe por radiación.

Posteriormente se han hecho versiones mejoradas de este modelo, en las que se tienen en cuenta términos adicionales para la mezcla imperfecta y las pérdidas de calor por las paredes.

Este modelo es adecuado para el cálculo del calor promedio transferido, pero no proporciona información sobre las variaciones espaciales, en particular aquellas debidas a cambios en la tasa de liberación de calor que ocurren durante el trayecto de salida de los gases producto de la combustión.

Las soluciones obtenidas con este modelo matemático conllevan alrededor de un 20% de error. Por lo que para el cálculo más preciso del hogar de la caldera de la C.T. de La Robla se ha optado por un modelo unidimensional.

4.4.2.- MODELO “PLUG-FLOW”

El modelo “Plug-Flow” es un modelo unidimensional que proporciona una mayor descripción del funcionamiento de las calderas, ya que puede calcular la variación axial de calor liberado.

La aproximación realizada por el modelo se ilustra en la figura 4.10. En lugar de calcular los flujos de calor totales, tal y como propone el modelo “well stirred”, el modelo “Plug-Flow” considera la caldera como un tubo de longitud L dividido en pequeños segmentos de tamaño dx , sobre los que actúan los siguientes flujos de calor:

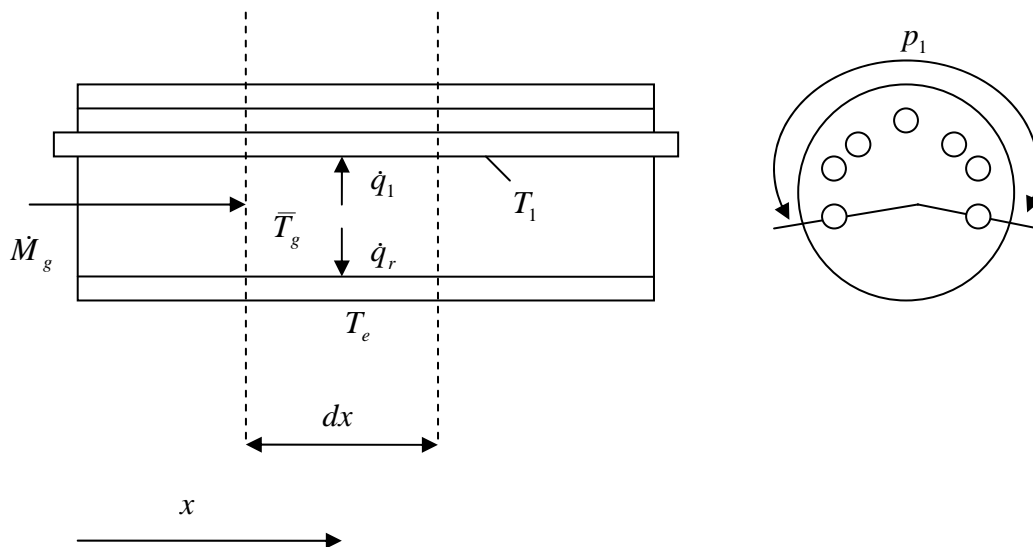


Figura 4.10: Representación gráfica del modelo plug-flow (sección longitudinal y transversal del hogar de caldera)

\dot{q}_1 = flujo de calor local desde los gases calientes al sumidero de calor

\dot{q}_r = flujo de calor a través de la pared refractaria hacia el exterior de la caldera

Capítulo 4: Caldera

Estos flujos de calor actúan sobre las superficies definidas por los siguientes perímetros. En el caso de \dot{q}_1 , este actúa sobre el sumidero que recubre el perímetro p_1 , mientras que \dot{q}_r actúa sobre todo el perímetro de pared refractaria expuesta p_r .

El tercer factor que se necesita para el cálculo es la tasa local de calor liberado por unidad de longitud del tubo debido a la combustión. En este modelo se asume que la tasa de liberación volumétrica de calor es conocida y es función de la distancia.

$$\dot{h}_f = f(x)$$

El calor liberado por unidad de longitud viene dado por $\dot{h}_f \cdot S$, donde S es el área de la sección transversal de la caldera. Por tanto, la tasa total de calor liberado vendrá dada por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_f = S \cdot \int_0^L \dot{h}_f dx$$

Las hipótesis realizadas con el modelo “Plug-Flow” son:

- Las superficies se comportan como cuerpos grises.
- Las superficies de material refractario están en equilibrio térmico
- Los caudales son uniformes, la temperatura del gas en cualquier posición a lo largo del eje de la caldera está caracterizado por una temperatura, T_g , la cual varía con la posición x. El sumidero de calor está caracterizado por una temperatura uniforme, T_1 .
- La transferencia de calor por radiación en la dirección axial de la caldera puede ser despreciada y la longitud media radiante correspondiente a un cuerpo de longitud infinita puede ser utilizada para el cálculo de la la emisividad del gas.

El balance de energía para el modelo “Plug-Flow” está basado en un elemento de caldera de longitud dx, por lo tanto dicha ecuación quedará de la siguiente forma:

Capítulo 4: Caldera

$$S \cdot \dot{h}_f \cdot dx = \dot{q}_1 \cdot p_1 \cdot dx + \dot{M}_g \cdot C_{pg} \cdot dT_g + \dot{q}_r \cdot p_r \cdot dx$$

Donde:

\dot{M}_g = flujo másico de gases calientes.

C_{pg} = calor específico a presión constante de los gases en x.

dT_g = incremento de temperatura de los gases en el intervalo dx, el cual puede ser expresado como.

$$\frac{dT_g}{dx} = \frac{S \cdot \dot{h}_f - \dot{q}_1 \cdot p_1 - \dot{q}_r \cdot p_r}{\dot{M}_g \cdot C_{pg}}$$

Las ecuaciones de transferencia de calor por radiación, para la determinación de los flujos de calor hacia los haces de tubos (\dot{q}_1) y hacia el exterior a través de la superficie de material refractario (\dot{q}_r) son los siguientes:

$$\dot{q}_1 = \varepsilon_{media1} \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_1^4)$$

$$\dot{q}_r = \varepsilon_{mediar} \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_r^4)$$

Donde:

ε_{media1} = emisividad media del haz de tubos.

ε_{mediar} = emisividad media de la superficie de material refractario.

σ = constante de Stefan-Boltzmann.

T_g = temperatura media de los gases en cada celda.

T_1 = temperatura de la superficie de los tubos.

T_r = temperatura de la superficie de material refractario.

Capítulo 4: Caldera

Como hipótesis para el cálculo del flujo de calor perdido a través del material refractario, se toma la temperatura de la superficie de la envolvente de material refractario T_r , igual a la temperatura de la superficie de los tubos T_1 . Como la emisividad media depende de la temperatura de la superficie en contacto con el gas a través de la emisividad efectiva de dicha superficie y de la temperatura del gas a través de la emisividad del gas, se tiene que las dos expresiones anteriores para ambos flujos de calor son idénticas:

$$\dot{q}_r = f(\varepsilon_{\text{mediar}}, \sigma, T_r, T_g)$$

$$\dot{q}_1 = f(\varepsilon_{\text{media1}}, \sigma, T_1, T_g)$$

$$\varepsilon_{\text{mediar}} = f(\varepsilon_{\text{eff}}(T_r), \varepsilon_g(T_g))$$

$$\varepsilon_{\text{media1}} = f(\varepsilon_{\text{eff}}(T_1), \varepsilon_g(T_g))$$

$$T_r = T_1 \rightarrow \dot{q}_r = \dot{q}_1$$

Por tanto, teniendo en cuenta el balance de energía en el elemento “dx” y las simplificaciones anteriores, se puede calcular, tras varias iteraciones hasta alcanzar la precisión requerida, el valor de “dTg” en ese elemento “dx”. Con el valor de “dTg_{n-1}” calculado para un elemento “n-1” se puede calcular la temperatura media “Tg_{media,n-1}” y la temperatura de salida “Tg_{out,n-1}” de ese mismo elemento, que por otra parte coincidirá con la temperatura de entrada al elemento “n”. Como temperatura de entrada al primer elemento se tomará la temperatura de precalentamiento del aire de combustión.

$$Tg_{\text{media}_{n-1}} = Tgin_{n-1} + \frac{dTg_{n-1}}{2}$$

$$Tg_{\text{out}_{n-1}} = Tgin_{n-1} + dTg_{n-1}$$

$$Tgin_n = Tg_{\text{out}_{n-1}}$$

$$T_{gin_1} = T_0$$

Donde:

T_0 = Temperatura de precalentamiento del aire.

El cálculo de la caldera correspondiente a la C.T. de La Robla donde se aplica la teoría descrita en este apartado, se encuentra en el Anexo A.2.

4.5.-SISTEMAS DE CONTROL DE CALDERAS

Controlar de forma eficaz las condiciones de operación de una caldera es necesario, teniendo en cuenta que las condiciones de trabajo exigentes (temperaturas y presiones elevadas) constituyen la causa principal de peligro por riesgo de explosiones. También se ha de tener en cuenta que un control eficaz de la instalación influye de manera directa en el aspecto económico, considerando los elevados costes de operación (gran cantidad de combustible quemado) y de mantenimiento de estas instalaciones.

Un control eficaz de la caldera deberá proporcionar una rapidez de respuesta al sistema frente a las variaciones en la demanda.

4.5.1.- FENÓMENO DE “FALSO NIVEL”. ESPONJAMIENTO Y CONTRACCIÓN EN EL CALDERÍN DE VAPOR

El calderín es un elemento fundamental en el modelado del control de la caldera. Un buen sistema de control deberá interpretar correctamente los fenómenos de esponjamiento y contracción del nivel de líquido en el calderín como consecuencia de aumentos o disminuciones en la demanda de vapor de la caldera, y que provocan una variación del nivel en el sentido opuesto al que intuitivamente podría esperarse. A este fenómeno se le conoce con el nombre de “falso nivel”.

Capítulo 4: Caldera

Si aumenta repentinamente la demanda de vapor, el nivel, en lugar de disminuir, al ser extraído más vapor, aumenta temporalmente debido a una caída momentánea de la presión de vapor causada por el aumento de consumo. Esta disminución de presión inicial provoca una mayor evaporación y un aumento en el tamaño de las burbujas de vapor (esponjamiento) que hace aumentar el nivel en el calderín, hasta que el flujo de calor pueda incrementarse lo suficiente como para restaurar el valor de presión.

Por el contrario, si disminuye repentinamente la demanda de vapor, se producirá una disminución temporal del nivel en el calderín (contracción). Un fenómeno parecido ocurre con la variación de agua de alimentación.

4.5.2.- SISTEMA DE CONTROL MÍNIMO

El sistema de control mínimo debe garantizar el funcionamiento correcto de la caldera al mantener las variables críticas de proceso dentro de unos límites razonables. Hay que tener en cuenta que entre las variables de proceso existe una gran interacción.

El sistema de control mínimo incluirá:

- Control de la presión en el colector de vapor, mediante la manipulación del flujo de entrada de combustible al hogar.
- Control del nivel de líquido en el calderín de vapor, mediante la manipulación del flujo de agua de alimentación a la caldera.
- Control de la temperatura del vapor sobrecalentado, mediante la manipulación del flujo de agua de entrada al atemperador.

4.5.3.- PRINCIPALES PARÁMETROS DE CONTROL

Los principales parámetros a controlar para lograr unas óptimas condiciones de funcionamiento y seguridad en la instalación de la caldera son los siguientes:

Capítulo 4: Caldera

- *Control del nivel de agua del calderín:* la falta de agua puede generar el aumento incontrolado de la temperatura de la caldera, pudiendo llegar a provocar la rotura de los tubos. El control de nivel sería relativamente fácil simplemente actuando sobre la entrada de agua, pero la solución que se propone debe resolver los dos problemas siguientes: rapidez de respuesta ante la variación de la demanda y el fenómeno de falso nivel. Esto se soluciona mediante un control “feedforward + feedback” donde la señal proveniente del nivel del calderín es corregida con la señal que detecta las variaciones en la demanda de vapor. Este control adelanta su respuesta al problema expuesto y regula la apertura de la válvula de alimentación de agua al calderín.
- *Control de la combustión (presión de vapor):* el paso del combustible y comburente debe quedar cerrado cuando la caldera está parada. La combustión con defecto de aire debe ser evitada, al igual que se debe evitar el paso de aire en exceso, el cual contribuye a la disminución de la temperatura de llama y por tanto a bajar el rendimiento del sistema.
- *Control del exceso de oxígeno:* el punto óptimo de aire en exceso varía no solo con la caldera, sino con el porcentaje de carga. Es importante disponer de la curva experimental que relaciona el exceso de oxígeno con la carga de la caldera. Para el control se puede emplear un analizador de oxígeno, de óxido de zirconio.
- *Control de la temperatura del vapor:* esto evita que se generen puntos calientes con temperatura excesiva que puedan acortar la vida de la caldera.
- *Control de la purga continua:* un exceso de purga consume energía y encarece el tratamiento de agua aportada y un defecto de purga aumenta los sólidos disueltos y disminuye el rendimiento de la caldera, así como el tiempo entre revisiones. Se debe instalar un analizador de conductividad cerca del calderín.
- *Control de la temperatura de los humos:* la temperatura excesiva implica pérdidas excesivas de energía. La baja temperatura tiene el riesgo de producir condensaciones indeseadas que provoquen la corrosión y oxidación de la instalación.
- *Control de la bomba y el ventilador:* el paro de la bomba de circulación de agua (en el caso en que la haya) implica un calentamiento excesivo de la misma y de

Capítulo 4: Caldera

la caldera. La parada del ventilador puede provocar un excesivo aumento de la temperatura de la caldera al no evacuar los gases de escape.

- *Control de encendido y mantenimiento de la combustión:* la extinción de la llama, es debida en gran medida al aumento fortuito de la proporción aire/combustible, sobrepasando los límites de inflamabilidad.
- *Control del quemador:* se debe controlar el encendido y modular la potencia en función de las necesidades térmicas de la instalación.
- *Control de la aparición de inquemados:* esta se controla mediante un analizador de gases.
- *Control de condensados:* si estos se producen, para proceder a su evacuación y si es preciso a su neutralización.
- *Control del suministro eléctrico:* de vital importancia si los sensores son eléctricos. Si falla el suministro eléctrico la caldera debe ser parada.

4.5.4.- SISTEMAS DE REGULACIÓN DE LA CARGA

A continuación se exponen diversos tipos de regulación de la carga de una caldera:

- *Sistema de regulación modulante o continua:* es el sistema empleado en calderas industriales, ya que es el que mejor rendimiento ofrece.
 - o *Generando vapor:* la señal primaria de gobierno del regulador principal del sistema es el valor de la presión de vapor generado, que se toma a la salida de la caldera. Las válvulas de combustible y las clapetas del aire de combustión varían su posición en función de la variación del valor de la presión de vapor, la cual a su vez cambia con la demanda de vapor.
 - o *Inyectando agua de alimentación a la caldera:* la señal primaria de gobierno en este caso es el valor del nivel de agua en el calderín, la cual controla la posición de las válvulas que controlan la inyección de agua de alimentación a la caldera.
 - o *Regulando la temperatura del vapor sobrecalentado:* la señal primaria de gobierno en este caso es el valor de la temperatura de impulsión del

Capítulo 4: Caldera

vapor sobrecalentado tomado a la salida de la caldera, la cual regula la posición de las válvulas de entrada de agua al atemperador.

- *Sistema todo/nada*: los quemadores se encienden o apagan al sobrepasar los valores de consigna.
- *Sistema de regulación en escalones*: los quemadores se encienden en distintos escalones de potencia predeterminados (carga, carga mínima y carga máxima) en función de la demanda.

4.6.-CALDERA DE LA C.T. DE LA ROBLA – GRUPO I

A continuación se recuerdan algunas de las características de la caldera que forma parte del generador de vapor de alimentación a las turbinas de la C.T. de La Robla:

- La caldera está formada por paredes de agua tubulares (caldera acuotubular), cerrando un recinto estanco donde se produce la combustión (hogar). Toda la caldera, como una unidad rígida, se encuentra suspendida de un marco de vigas y soportes del techo, que permiten la dilatación libre hacia abajo.
- El hogar es de tiro equilibrado (presión ligeramente inferior a la atmosférica), con ventiladores de tiro forzado e inducido.
- Los quemadores se encuentran dispuestos en dos líneas transversales (paredes anterior y posterior), para formar la zona de radiación. Por la forma de la llama, que hace un recorrido de bajada y subida, se dice que los quemadores son del tipo en “W”. Esta zona se reviste de material refractario para proteger los tubos y aumentar la temperatura del hogar. Así se favorece la combustión de los carbones de baja reactividad. En los mismos quemadores existen lanzas concéntricas para inyectar los combustibles líquidos atomizados con aire o agua.
- Hay unos precalentadores regenerativos de aire dispuestos en los conductos de salida de gases para aprovechar el calor residual de los gases de combustión y calentar el aire nuevo de alimentación a la caldera.
- Los materiales utilizados en los tubos son aleaciones altamente resistentes a las temperaturas y los desgastes producidos por los gases de combustión.

Capítulo 4: Caldera

- La caldera del grupo I, de tecnología Foster, tiene un gran volumen de agua, especialmente en el calderín donde se produce la separación de fases agua–vapor. En consecuencia este grupo tiene gran inercia térmica y lentitud en las variaciones de carga.
- El grupo I es de circulación natural. La fuerza motriz que mueve el agua en el interior de los tubos de las paredes de agua, es la disminución de densidad que se produce como consecuencia del calentamiento y evaporación en la zona ascendente. Se necesita una sección de tubería grande y volumen de agua considerable.
- El agua de alimentación de caldera realiza un largo recorrido: economizador, tubos de unión, calderin, colectores inferiores, las paredes del hogar (zona de radiación), paredes membrana, tubos soporte, etc. hasta formar vapor, que se calienta en las dos etapas del sobrecalentador primario y final (zona de convección).
- Tras la expansión parcial del vapor sobrecalentado (principal) en la turbina de alta presión, vuelve a la caldera para recuperar su temperatura inicial en dos recalentadores.
- La regulación de la temperatura del vapor principal y recalentado se realiza mediante dos etapas sucesivas de atemperación con agua de alimentación.

Para el cálculo de la caldera se han tenido en cuenta las siguientes hipótesis:

- 1.- Se considera que todas las superficies se comportan como cuerpos grises
- 2.- Las superficies de refracción se encuentran en equilibrio térmico
- 3.- El caudal de gas es uniforme
- 4.- El gas está definido por su temperatura en cualquier punto a lo largo del eje principal de la caldera
- 5.- El sumidero (tubos) está caracterizado por una única temperatura uniforme
- 6.- La transferencia por radiación en dirección axial se considera despreciable
- 7.- Para el cálculo de la emisividad del gas se considera la longitud característica correspondiente a un cuerpo de longitud infinita

4.6.1.- SOFTWARE EMPLEADO PARA EL CÁLCULO DE LA CALDERA

Para el cálculo de la Caldera se ha empleado el mismo software de cálculo algebraico descrito en el apartado 3.7.1.

4.6.2.- ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA CALDERA

En primer lugar, se han tenido en cuenta como datos iniciales de partida los siguientes:

- La caldera opera a presión atmosférica.
- El combustible principal es carbón.
- El aire de entrada se precalienta hasta los 480K (207°C)
- Los tubos alcanzan una temperatura próxima a los 650K (377°C), que se considera uniforme para toda su superficie. La temperatura de los tubos se estima entorno a la mitad de la temperatura de los gases producto de la combustión.
- La emisividad de los tubos se estima entorno a 0,85 para este tipo de instalaciones. En cualquier caso se ha elegido una emisividad de 0,876.
- La potencia calorífica en caldera, sobrecalentador y recalentador ($Q_1= 556,9$ MW) es un dato que se obtiene del cálculo del ciclo termodinámico. La caldera deberá suministrar esta potencia a los tubos.
- El diámetro (d) y el paso (p) de los tubos también se toma como dato. Se han supuesto tubos de diámetro 2”.

Las dimensiones de la caldera son:

- Ancho de la Base: $W = 21,5\text{m}$
- Profundidad de la Base: $D = 7,1\text{m}$
- Altura de la Caldera: $H = 54\text{m}$

Estas dimensiones se han estimado de acuerdo con las dimensiones reales de caldera.

Capítulo 4: Caldera

El caudal de combustible calculado, $M_{\text{fluido}} = 34,1$ kg/s, corresponde a unas 123 t/h, valor que se aproxima con un error de menos de 2%, a las 125 t/h reales que consume la C.T. de La Robla.

Tras el análisis de la combustión, la masa de aire del 20% en exceso con respecto a la composición estequiométrica resulta ser: $m_{\text{aire20\%}} = 10,1$ kg aire por cada kilogramo de combustible.

Los productos de la combustión completa, en su mayoría CO_2 , H_2O , N_2 y SO_2 , generan el siguiente caudal de gases calientes: $m_t = 9,2$ kg ge por cada kilogramo de combustible.

El valor calculado para el calor específico a presión constante de los gases de escape, para una temperatura estimada de salida de $T_g = 1213\text{K}$, es de $C_{p_{ge}} = 1243$ J/(kg.K).

La longitud media radiante estimada para el cálculo de la emisividad de los gases producto de la combustión es $L = 189\text{m}$.

Las presiones parciales de CO_2 y H_2O tras la combustión completa resultan ser: $P_{\text{CO}_2} = 0,18$ atm y $P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,048$ atm.

La relación entre el paso y el diámetro de tubos es 1,14, lo que quiere decir que el paso es un 14% mayor que el diámetro de los tubos. La fracción, F , de radiación interceptada por los tubos es de un 96% y el valor de la emisividad efectiva es 0,95.

Los valores de emisividad de los gases de escape están dentro del rango siguiente: 0,469 y 0,625. Valores que tienen lugar respectivamente en los elementos de menor y mayor temperatura de los gases.

Los valores de emisividad media varían entre 0,52 y 0,641. Se puede observar en este caso cómo aumenta el valor de la emisividad media en los extremos de la caldera

Capítulo 4: Caldera

debido al efecto del factor C, que tiene en cuenta el efecto de la proximidad de las superficies superior e inferior de la caldera.

Los valores de temperatura media de los gases producto de la combustión en cada elemento, varían entre los 947K en el elemento de entrada y los 1211K del elemento de salida, pasando por un máximo de 1886K en el cuarto elemento, a unos 14,4m del fondo de la caldera.

El flujo de calor máximo no supera en ningún caso los $431,6 \text{ kW/m}^2$ de flujo crítico calculado para determinar el “dryout” o secado de la superficie interior de los tubos. El flujo de calor máximo calculado tiene un valor de $427,4 \text{ kW/m}^2$ y se alcanza en el cuarto y quinto elemento. El flujo de calor promedio en la caldera es alrededor de un 47,6% del flujo crítico. Por tanto no se producirá el secado de la tubería según el modelo predictivo empleado.

Para el cálculo de las potencias térmicas aprovechadas en el precalentador y el economizador, se ha considerado que únicamente se puede aprovechar el calor de los gases de escape de la caldera, en el intervalo siguiente de temperaturas, de 740K (467°C) hasta los 407K (134°C). La temperatura máxima a la que se pueden aprovechar los gases de salida viene determinada por las temperaturas máximas que pueden soportar los materiales de los equipos. El punto de rocío limita la temperatura mínima, evitando alcanzar el condensado del agua y con ella, los distintos compuestos ácidos derivados del azufre presente en los gases de escape de caldera.

Los gases de escape se reparten entre el economizador y el precalentador a razón de un 33,9% en masa en el precalentador y un 66,1% en el economizador. Ambos equipos sufren la misma caída de temperatura en el lado de los gases de escape. La potencia calorífica aprovechada en cada uno de ellos es la siguiente:

$Q_{\text{precal}} = 63,6 \text{ MW}$ (34% de la potencia máx. aprovechable de los gases de escape).

$Q_{\text{econ}} = 123,4 \text{ MW}$ (66% de la potencia máx. aprovechable de los gases de escape).

Capítulo 4: Caldera

Los valores de potencia térmica generada, potencia absorbida por los haces de tubos, potencia perdida a través del revestimiento refractario, potencia evacuada por los gases de escape y potencia cedida al ciclo termodinámico son las siguientes:

Potencia térmica generada por la caldera:	$Q_f = 852,5 \text{ MW}$
Potencia térmica absorbida por los haces de tubos:	$Q_1 = 556,4 \text{ MW}$
Potencia térmica perdida a través del revestimiento:	$Q_{\text{loss}} = 77,9 \text{ MW}$
Potencia térmica evacuada por los gases de escape:	$Q_{\text{exh}} = 218,2 \text{ MW}$
Potencia térmica cedida al ciclo termodinámico:	$Q_{\text{ciclo}} = 679,8 \text{ MW}$

La temperatura media en el interior de la caldera es de 1522K.

El rendimiento de la caldera, que representa el porcentaje de la potencia térmica generada que finalmente es aprovechada en los haces de tubos, es de un 65,3%.

El balance térmico de la caldera queda como se refleja a continuación:

Porcentaje de potencia térmica cedida a los tubos:	65,3%
Porcentaje de potencia térmica perdida a través del revestimiento:	9,1%
Porcentaje de potencia térmica evacuada por los gases de escape:	25,6%
- Porcentaje útil en economizador y precalentador:	85,7%
- Porcentaje no aprovechable:	14,3%
Porcentaje de potencia térmica total aprovechada:	87,2%

Las distribuciones de temperatura y flujo de calor en los elementos en que se ha dividido la caldera, presentan una forma de campana desplazada hacia la entrada de la misma, presentando ambas gráficas un máximo en el cuarto elemento. La pendiente es más pronunciada en la parte anterior al máximo donde se produce la combustión de la mayor parte del combustible y se genera un aumento rápido de temperatura y flujo de calor. La parte posterior al máximo en ambas gráficas presenta una pendiente menos pronunciada, para terminar en una asíntota. Esto se debe a que la transferencia de calor en los últimos elementos no depende ya de la radiación directa de la llama y los gases

Capítulo 4: Caldera

de escape, sino solamente de la radiación que generan los gases producto de la combustión.

Capítulo 5

TORRE DE REFRIGERACIÓN

5.1. Introducción.....	112
5.2. Fluidos de Proceso.....	112
5.2.1. Fluido refrigerado: El Agua.....	112
5.2.2. Fluido refrigerante: El Aire.....	113
5.3. Sistema de refrigeración: Recirculación abierta.....	114
5.4. Torre de Refrigeración.....	115
5.4.1. Clasificación de las Torres de Refrigeración.....	115
5.4.2. Temperatura de bulbo húmedo. Criterios de selección.....	126
5.5. Transmisión de calor y transferencia de masa. Teoría de Merkel.....	129
5.5.1. Descripción física del fenómeno de transferencia.....	129
5.5.2. Proceso evaporativo en el seno de las Torres de refrigeración.....	130
5.5.3. Desarrollo del modelo matemático. Ecuación de Merkel.....	131
5.5.4. Representación gráfica del proceso.....	138
5.5.5. Integral de Merkel y Característica termodinámica.....	139
5.5.6. Integración de la Ecuación de Merkel.....	141
5.5.7. Cálculo de la Función de empaquetamiento.....	141
5.5.8. Selección teórica de una Torre de refrigeración.....	142
5.6. Sistemas de transferencia en las Torres de refrigeración.....	144
5.6.1. Característica y comportamiento del relleno en las Torres.....	144
5.6.2. Tipos de rellenos. Ventajas e inconvenientes.....	145
5.6.3. Rellenos de tipo película.....	145
5.6.4. Rellenos de tipo salpicadura.....	147
5.6.5. Materiales utilizados para los rellenos.....	148
5.6.6. Ecuaciones características de los rellenos.....	150
5.6.7. Caída de presión a través del relleno.....	152
5.6.8. Altura de la Torre.....	154
5.7. Prevención y control de la legionelosis.....	156

5.8. Torre de Refrigeración de la C.T. de la Robla – Grupo I.....	159
5.8.1. Software empleado en el cálculo de la Torre.....	160
5.8.2. Análisis de resultados de la Torre.....	161

5.1.-INTRODUCCIÓN

Una torre de refrigeración es básicamente un intercambiador de calor en el que, aprovechando el principio de evaporación por contacto directo agua-aire, se consigue reducir unos grados la temperatura de la fase líquida.

El desprendimiento de calor tiene lugar en la superficie de contacto entre ambos sistemas, líquido y gaseoso, principalmente mediante dos procesos físicos distintos: el primero y más importante, mediante el calor latente de vaporización del agua, y el segundo, mediante el calor sensible que se produce por diferencia de temperatura entre los dos medios. El agua evaporada en el primero de estos mecanismos, absorbe el calor que necesita para ello del volumen de agua restante, el cual se enfría en la misma proporción, disminuyendo por tanto su temperatura.

5.2.-FLUIDOS DE PROCESO

5.2.1.- FLUIDO REFRIGERADO: EL AGUA

La necesidad de emplear grandes volúmenes de agua de refrigeración en las centrales térmicas (alrededor de 30.000 m³/h en el caso de la C.T. de La Robla), para eliminar las elevadas cantidades de calor de los fluidos de proceso, requiere el estudio cuidadoso de la localización de la planta en relación con la disponibilidad de suministro. La fuente de suministro de agua más habitual para este tipo de instalaciones es un río o un lago. Sin embargo el suministro de agua no siempre está disponible debido a aumentos de demanda de agua y a la disminución del caudal que por lo general coinciden en época de verano. Este problema se trata de solucionar mediante la instalación de presas. Otra fuente de suministro es el agua de mar, cuya utilización está restringida, debido a su gran poder corrosivo y alto contenido en sales, por lo que se emplea tan solo en circuitos abiertos de refrigeración.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Las características que posee el agua y que hacen de ella un excelente fluido refrigerante son las siguientes:

- Su elevada capacidad de transporte de calor.
- Es abundante, barata, no tóxica, químicamente estable y relativamente no corrosiva.

Por otra parte, se deben tener en cuenta las siguientes características negativas del agua:

- Es un disolvente. Es por esto que todas las aguas naturales contienen en mayor o menor proporción sólidos y gases disueltos o en suspensión y cuya presencia causa graves problemas para la industria, tales como incrustaciones o corrosión.
- Es un medio óptimo para la proliferación de materia orgánica de tipo biológico, que contamina los circuitos de refrigeración.

Por tanto, el uso de agua como refrigerante exige el tratamiento químico de la misma que controle todas las variables que intervienen en los procesos mencionados.

5.2.2.- FLUIDO REFRIGERANTE: EL AIRE

El aire atmosférico es una mezcla de gases en proporciones prácticamente constantes y de vapor de agua en proporción variable.

La composición del aire seco permanece constante desde el nivel del mar hasta una altura entre los 20 km y los 40 km por encima de este nivel. Su composición aproximada es:

COMPOSICIÓN DEL AIRE ATMOSFÉRICO		
COMPONENTE	% (en volumen)	% (en peso)
Nitrógeno (N ₂)	78,20	70,30
Oxígeno (O ₂)	20,80	23,00
Dióxido de Carbono (CO ₂)	0,03	0,04
Argón (Ar)	0,93	1,23
Hidrógeno (H ₂)	0,01	0,006
Gases Nobles (He, Kr, Ne)	trazas	trazas

Tabla 5.1: *Composición del aire atmosférico*

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

El contenido en vapor de agua de la atmósfera varía considerablemente con las condiciones de presión y temperatura de cada lugar. Dicho contenido en vapor depende naturalmente de la evaporación en cada lugar, la cual aumenta con la temperatura y con la velocidad del aire seco.

Habitualmente la proporción de vapor es variable e inferior al punto de saturación.

5.3.- SISTEMA DE REFRIGERACIÓN: RECIRCULACIÓN ABIERTA

La elección del tipo de sistema de refrigeración depende de:

- La cantidad de agua disponible.
- La calidad del agua.
- La temperatura de proceso.
- Los costes de inversión y operación.
- Las condiciones atmosféricas.
- Consideraciones sobre contaminación y evacuación de aguas residuales.

El sistema de refrigeración elegido para la C.T. de La Robla es la recirculación abierta mediante torre de refrigeración. En este tipo de sistemas, el agua se bombea desde la balsa de la torre de refrigeración hasta el condensador y el resto de equipos de enfriamiento de la central. Después de pasar a través de los intercambiadores, el agua caliente retorna a presión hasta la parte superior de la torre, donde se enfría y vuelve a la balsa. Esta recirculación se denomina abierta, ya que el circuito de agua de refrigeración está en contacto con el exterior, ya sea mediante el aire en la torre de refrigeración o con el agua de aportación al sistema y el agua de purga a la fuente de origen.

Su aplicación es típica de los sistemas de enfriamiento que requieren grandes cantidades de agua y la disponibilidad de aportación es limitada.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Debido a la recirculación del agua a lo largo del circuito, se produce con el tiempo, corrosión, depósitos y crecimiento de microorganismos, por ello, el agua de aportación normalmente se somete a tratamiento con el fin de evitar estos problemas.

5.4.- TORRE DE REFRIGERACIÓN

Básicamente una torre de refrigeración es un intercambiador de calor evaporativo, que transfiere el calor extraído del agua circulante a la atmósfera. Este intercambio de calor requiere un contacto íntimo entre el agua y el aire donde se produce el enfriamiento evaporativo del agua (transferencia de masa y energía). El proceso de enfriamiento consta principalmente de un intercambio de calor latente, como consecuencia de la evaporación de una pequeña cantidad de agua (entorno a un 1% de la masa de agua circulante) y una transferencia de calor sensible (responsable del cambio de temperatura), la cual eleva las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco del aire.

En una torre de refrigeración el agua caliente puede ser enfriada a una temperatura inferior a la del ambiente, si el aire es relativamente seco.

5.4.1.- CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

La clasificación de los distintos tipos de torres se realiza atendiendo a los siguientes criterios:

- Evolución tecnológica e industrial
- Sistema de fabricación y ejecución
- Sistema de impulsión de aire
- Establecimiento del flujo relativo agua-aire

La evolución tecnológica permanente ha hecho que algunos tipos de torres de refrigeración queden en desuso, como son los siguientes:

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- *Balsas o piscinas de enfriamiento*: sistema sencillo y económico para el enfriamiento de agua que consiste en depósitos de gran superficie y poca profundidad, en los que la evaporación superficial y la transmisión de calor por los laterales y el fondo consiguen el enfriamiento del volumen contenido en su interior. Los mayores inconvenientes de este sistema son, que requieren gran cantidad de agua de reposición, que se contaminan con facilidad y su rendimiento es muy pequeño.
- *Balsas de rociada o de pulverización*: el fundamento es el mismo que en el caso anterior, pero el rendimiento se aumenta al pulverizar el agua a través del paso del aire, permitiendo un contacto más íntimo entre ambos fluidos. Las pérdidas por arrastre son muy elevadas y las impurezas pasan al circuito fácilmente a través del estanque.

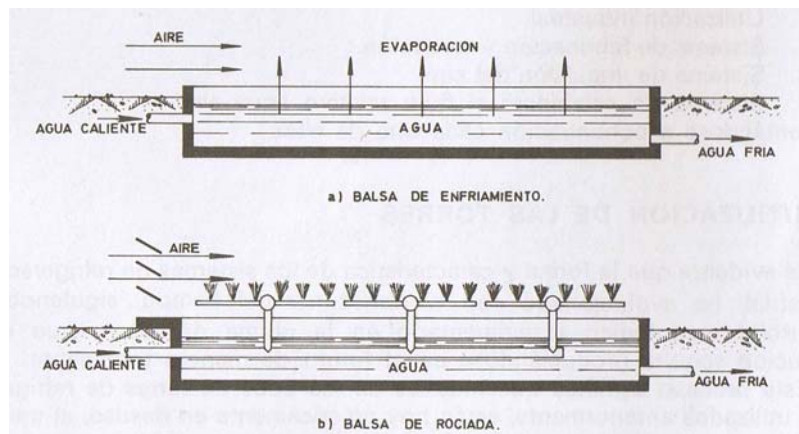


Figura 5.1: *Balsa de enfriamiento (a) y balsa de rociada (b)*

- *Torres atmosféricas*: sistema más perfeccionado que los anteriores, antecedente de las torres de refrigeración actuales. Básicamente se pueden dividir en dos grupos:
 - o *Atmosféricas de rociada*: en este primer sistema, una red de pulverizadores dispersa el agua en forma de lluvia fina a través del aire. Su rendimiento está influido de forma determinante por la velocidad y dirección del viento dominante, por lo que su emplazamiento debe estar libre de obstáculos y la altura de caída del agua debe ser suficiente como para asegurar un enfriamiento aceptable. La contaminación con

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

impurezas es menor que en los sistemas con estanque y también disminuyen apreciablemente las pérdidas por arrastre. Su mayor ventaja son los costes de operación y mantenimiento despreciables.

- *Atmosféricas de rociada y salpicadura*: este segundo sistema incluye una disposición interna de listones o rejillas que constituyen básicamente un relleno simple que produce nuevas salpicaduras en las gotas previamente pulverizadas, fraccionándolas y facilitando con ello la evaporación. Su capacidad de enfriamiento es limitada y el rendimiento bajo, sufriendo pérdidas significativas con vientos fuertes. No permiten el diseño con aproximaciones al bulbo húmedo estrictas.

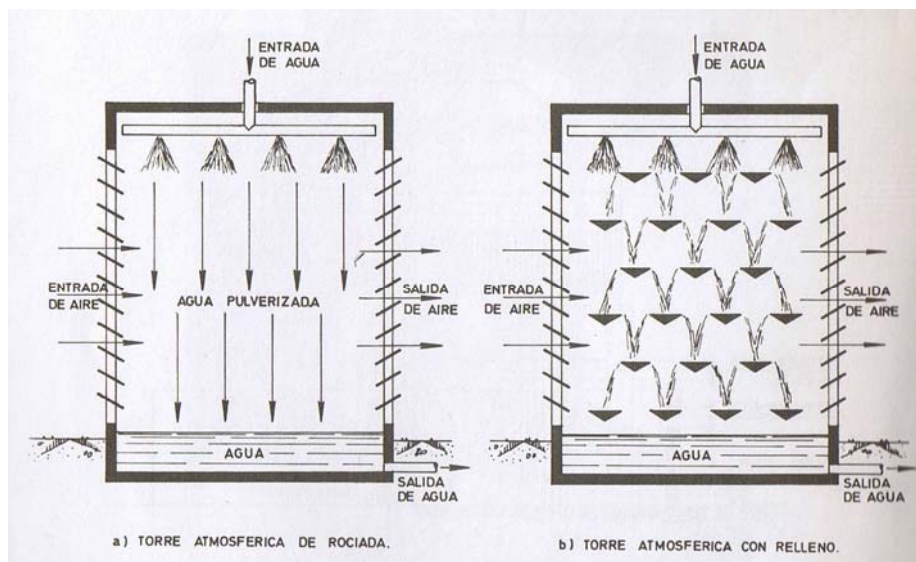


Figura 5.2: Torres atmosféricas de rociada (a) y de rociada y salpicadura (b)

Las torres de refrigeración actuales atendiendo al sistema de fabricación y ejecución se clasifican en los siguientes tipos:

- *Torres prefabricadas o de serie*: este tipo incluye todas las torres que se fabrican en taller o fábrica en series de distintas capacidades, instalándose directamente en el lugar de utilización, en el cual se completa el montaje uniendo las tuberías del circuito a las propias conexiones de entrada y salida de la torre. Su campo de utilización está limitado a necesidades de refrigeración de tipo medio. La selección del modelo de torre requerido se realiza mediante ábacos que facilitan

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

los fabricantes en los que se introducen las variables principales del problema concreto de refrigeración. Se pueden añadir torres en serie cuando la necesidad de enfriamiento excede la capacidad de refrigeración individual.

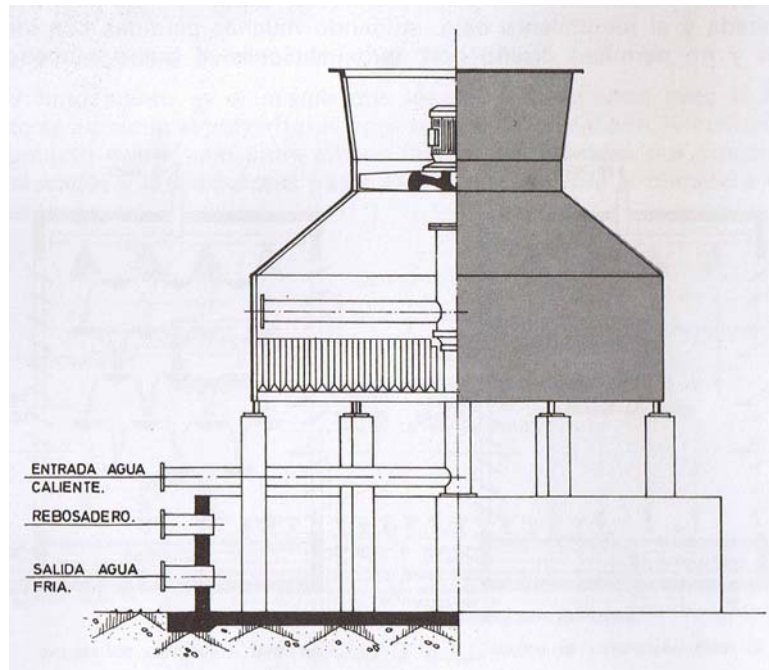


Figura 5.3: Torre prefabricada cilíndrica con colector vertical de entrada

- *Torres industriales o construidas en emplazamiento:* para capacidades de enfriamiento superiores a las de las torres prefabricadas, se emplean torres diseñadas expresamente para las condiciones de refrigeración que se requieren y que se construyen en el propio lugar donde operan. En emplazamientos con temperaturas húmedas altas, donde se requieran saltos térmicos grandes son necesarias este tipo de torres, puesto que se adaptan adecuadamente a condiciones de temperatura y caudal que oscilen alrededor de las que se han tomado como base de diseño. El diseño de este tipo de torres debe ser muy detallado, ya que al manejar caudales grandes de agua en condiciones muy rigurosas de operación, cualquier desviación puede ser causa de que no se cumplan las especificaciones y consecuentemente no se obtenga la temperatura del agua refrigerada requerida. La selección y diseño de estas torres se realiza mediante análisis numérico asistido por ordenador. La solución de la unidad

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

adecuada no suele ser única, por lo que existe una gama de soluciones que resuelve termodinámicamente el problema.



Figura 5.4: *Torres industriales hiperbólicas de tiro natural*

Atendiendo al sistema de impulsión de aire a través del relleno, las torres de refrigeración se clasifican en los siguientes tipos:

- *Torres de tiro natural*: este tipo de torres se divide en dos grupos:
 - *Torres atmosféricas*: actualmente en desuso y cuya descripción se ha hecho anteriormente.
 - *Torres de chimenea hiperbólicas*: este tipo de torres se emplean con preferencia en zonas cuyas condiciones climatológicas tienen temperaturas de bulbo húmedo bajas, por lo que su utilización en España está casi exclusivamente limitada al noroeste como es el caso de la C.T. de La Robla. Otro requisito importante es que los caudales de agua a refrigerar sean grandes, como es el caso de las Centrales Térmicas. Las

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

dimensiones de estas torres varían de los 50m a los 90m para el diámetro de la base, superando en la mayor parte de los casos los 100m de altura. La aspiración de aire es el resultado de una combinación de varios efectos relacionados entre sí: diferencia de presiones atmosféricas en la base y la coronación de la chimenea, diferencia de velocidades del viento que favorecen la aspiración y finalmente, como causa principal, la formación de una corriente de convección generada por las diferencias térmicas que a su vez dan lugar a diferencias de densidad del aire a la entrada y a la salida de la torre. En la actualidad el perfil de estas torres es exclusivamente hiperbólico, puesto que esta geometría es la que confiere mayor resistencia mecánica estructural frente a cargas y acciones exteriores, sobre todo frente al empuje del viento. Pese a que su diseño y ejecución son más complicados que para otras geometrías, el perfil hiperbólico tiene un mejor comportamiento aerodinámico por las siguientes razones:

1. El cambio en la dirección del flujo de aire se realiza de manera suave y progresiva desde el plano vertical de entrada hasta el horizontal en la descarga.
2. La velocidad del aire varía desde un valor cero, teóricamente en la base, hasta su valor máximo en la descarga, disminuyendo así el riesgo de recirculación.
3. Por ser mayor la superficie en planta que en otros niveles, se requiere menor altura de entrada de aire y la resistencia al flujo en el relleno es menor.
4. Estructuralmente la lámina del hiperboloide tiene una mayor resistencia mecánica.
5. El volumen de relleno que puede utilizarse es mayor, por ser mayor la circunferencia de la base, con lo cual se aumenta la superficie de intercambio aire-agua.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Las torres de tiro natural presentan en general las siguientes ventajas:

- Buen rendimiento en meses de invierno.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Bajo riesgo de recirculación debido a la gran altura de descarga del aire saturado.
- El único ruido generado es el de la caída de agua.
- No existe gasto de energía para ventilación.
- Mínimo riesgo de averías, al carecer de equipos mecánicos.

Por otra parte las torres de tiro natural presentan los siguientes inconvenientes:

- Mal rendimiento con temperaturas ambiente altas.
- Dificil regulación y control de la temperatura del agua fría.
- Gran influencia de la dirección e intensidad del viento en el rendimiento.
- Influencia de los obstáculos en las proximidades de la torre, sobre el tiro de la torre y en consecuencia sobre la temperatura del agua fría.
- La humedad relativa del ambiente influye en el rendimiento, ya que con ambientes muy húmedos disminuye el tiro, al disminuir la diferencia de densidades entre el aire interior y el exterior.
- Requieren gran superficie libre para su instalación.
- Con temperaturas secas altas, el tiro se reduce considerablemente, por lo que la relación L/G (gasto másico de agua en relación al caudal de aire) aumenta, elevándose paralelamente las temperaturas del agua refrigerada.
- Dificil ampliación de la capacidad de enfriamiento.
- Requiere grandes alturas de bombeo.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

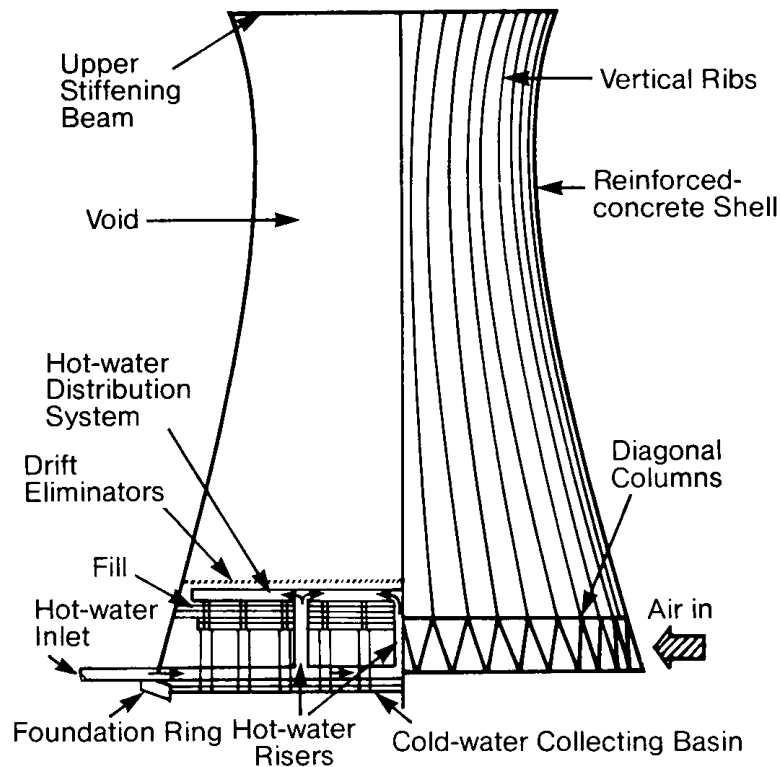


Figura 5.5: Torre hiperbólica de tiro natural

- *Torres de tiro mecánico*: este tipo de torres controlan, con sistemas de impulsión mecánica mediante ventiladores, el volumen de aire requerido por las condiciones de operación cambiantes, reduciendo considerablemente el tamaño necesario para lograr la refrigeración requerida. El único factor que condiciona el rendimiento de la torre es la temperatura de bulbo húmedo, sin ser afectado por la velocidad ni la dirección del viento. El control de la temperatura del agua fría es bastante preciso regulando convenientemente la velocidad del ventilador y, por tanto, el caudal de aire. La velocidad de paso del aire por el relleno es mayor que la alcanzada por convección natural, por lo que se pueden emplear rellenos de configuración más compacta y por tanto más efectivos (mayor superficie de intercambio por unidad de volumen). Para compensar el aumento de la velocidad del aire, se hace necesario el uso de recuperadores (eliminadores) de alto rendimiento para evitar el arrastre del agua pulverizada. Según el sistema de impulsión de aire de las torres de impulsión mecánica, estas pueden ser de dos tipos:

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- *Torres de tiro mecánico inducido:* en estas torres el equipo mecánico actúa como elemento de aspiración, generando una depresión a la salida del relleno, facilitando así el paso del aire ambiente a su través. Para ello, los ventiladores se sitúan en la parte superior de la torre.
- *Torres de tiro mecánico forzado:* por el contrario a las de torres de tiro inducido, las de tiro forzado impulsan el caudal de aire requerido mediante la acción directa del ventilador que se dispone en las toberas de entrada, en la parte baja de la torre.

Las torres de tiro mecánico tienen en general las siguientes ventajas:

- Control total del caudal de aire.
- Funcionamiento independiente de la humedad relativa ambiente.
- Requieren menor superficie de intercambio a igualdad de condiciones de operación.
- Control sobre la temperatura fría, parando celdas, modificando la velocidad de los ventiladores, etc.
- No existen limitaciones en las pérdidas de carga del flujo de aire.
- Funcionan independientemente de las características del viento, excepto en el fenómeno de la recirculación.
- Permiten la utilización de menores aproximaciones y mayores saltos de temperatura.
- Es relativamente fácil ampliar la capacidad de refrigeración.
- Requieren menores alturas de bombeo que en torres de tiro natural.
- Disponen de la opción de operación en tiro natural durante los días fríos.
- Posibilidad de evitar la formación de hielo con mayor facilidad, con tan solo invertir el giro de los ventiladores.

Por otra parte las torres de tiro mecánico presentan los siguientes inconvenientes:

- Riesgo de vibraciones por desequilibrio de los ventiladores o equipos de transmisión.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- Niveles de ruido considerables.
- Alto costo de mantenimiento debido a los equipos mecánicos y eléctricos.
- Alto riesgo de recirculación, con la consiguiente disminución del rendimiento térmico.
- Riesgo de paradas por fallos de tipo mecánico.
- Alto consumo de energía en ventilación.
- Red de tuberías extensa.

Ventajas e inconvenientes del tiro inducido sobre el tiro forzado:

- El tiro inducido ofrece la ventaja de poder utilizar mayores diámetros de ventiladores, con menor velocidad y nivel de ruido.
- El tiro inducido permite mayores velocidades del aire a la salida, reduciéndose de forma notable el riesgo de recirculación que, en el caso del tiro forzado es uno de los mayores inconvenientes de operación.
- El tiro inducido tiene el inconveniente de que el equipo mecánico es menos accesible y está sujeto a mayores vibraciones, en ambiente más húmedo.

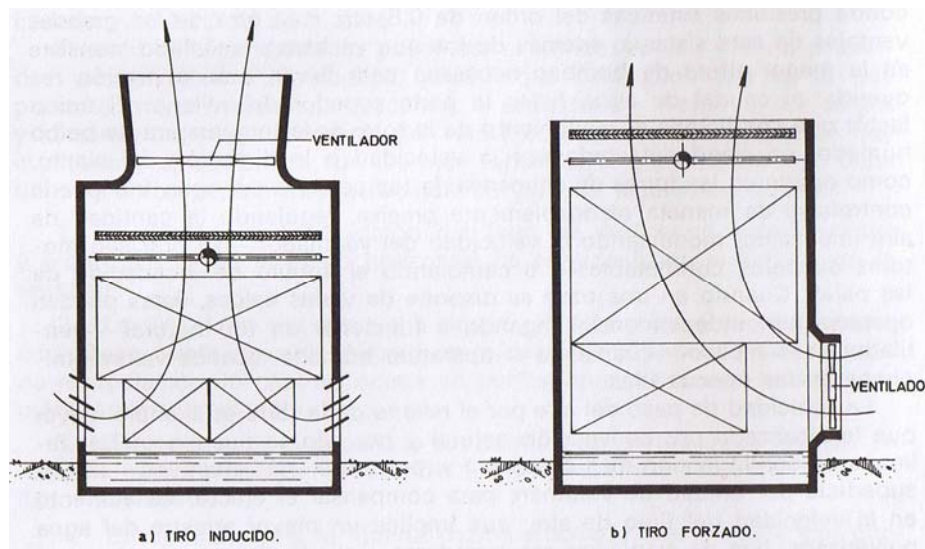


Figura 5.6: Torres mecánicas. Tiro inducido (a) y tiro forzado (b)

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- *Torres de tiro asistido*: este tipo de torres representan una solución intermedia a las torres de tiro natural y las de tiro mecánico. La torre opera en tiro natural habitualmente, disponiendo de equipos de impulsión auxiliares que entran en funcionamiento cuando las condiciones del servicio son extremas.

Las torres de refrigeración se pueden clasificar a su vez según los siguientes flujos relativos agua-aire para la transferencia de masa y energía:

- *Flujo en contracorriente*: en este tipo de torres ambas corrientes fluidas, agua y aire, entran a la misma por extremos opuestos, produciéndose el intercambio entre ambas corrientes de sentidos opuestos.
- *Flujo transversal o cruzado*: al contrario que en las torres de flujo en contracorriente, ambas corrientes se desplazan en direcciones perpendiculares. Tanto en este tipo de torres como en las de flujo en contracorriente, el aire sale por la parte superior, mientras que el agua refrigerada descarga por la parte inferior del equipo.

Ventajas del flujo cruzado sobre el flujo en contracorriente:

- Mayor superficie de entrada de aire con menos velocidad y menos pérdida de carga.
- Mayor superficie de enfriamiento por unidad de volumen del relleno.
- Sistema de distribución de agua de fácil inspección y mantenimiento.
- Limpieza de balsillas de distribución de agua sin necesidad de parar la unidad.
- La chimenea no está situada directamente sobre el emparrillado.

Inconvenientes del flujo cruzado sobre el flujo en contracorriente:

- Mayor altura de bombeo.
- Mayor peligro de recirculación.
- Se facilita la formación de materia orgánica, ya que toda el agua de entrada a la torre está expuesta a la acción solar y atmosférica.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- Las temperaturas del agua fría en la balsa de recogida, varían desde el centro hasta los bordes.
- En las torres de tiro natural, se requiere una mayor superficie en planta, ya que el relleno está colocado por fuera del perímetro de la chimenea.

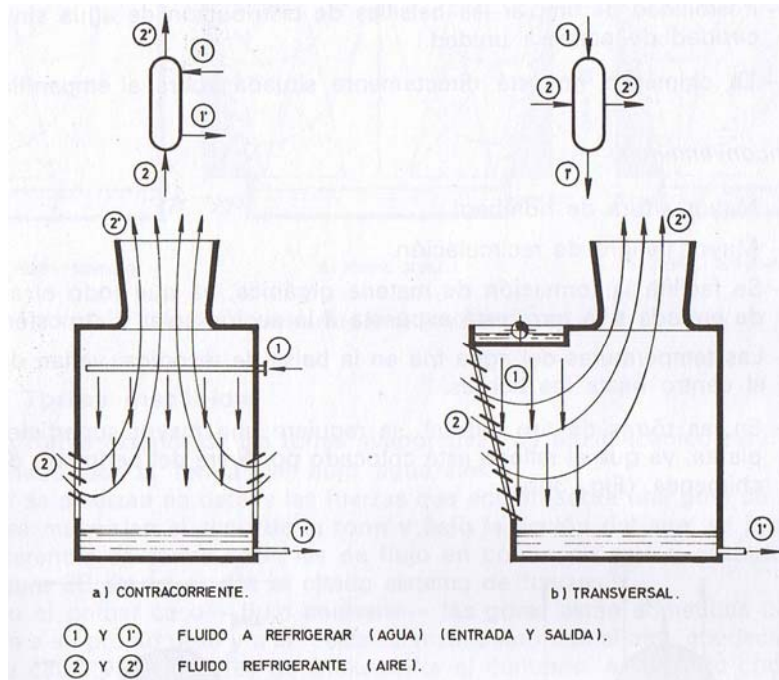


Figura 5.7: Sistema de flujo relativo agua-aire. Sistema de flujo en contracorriente (a) y Sistema de flujo transversal o cruzado (b)

5.4.2.- TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO. CRITERIOS DE SELECCIÓN

La temperatura de bulbo húmedo representa la temperatura a la que el aire puede ser enfriado adiabáticamente a saturación, mediante adición de vapor de agua. Depende de la presión y fundamentalmente de las condiciones de temperatura seca y humedad ambiente.

Esta temperatura supone un factor de control en el diseño y dimensionado de la instalación de enfriamiento, ya que es la mínima temperatura a la que el agua puede ser enfriada. Si el valor elegido es más alto que el realmente requerido, se obtendrá una

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

torre sobredimensionada y, por el contrario, con un valor inferior, la unidad resultaría ser de capacidad insuficiente en algunas épocas del año.

Debido a que es necesario un potencial térmico para la eliminación del calor, no es posible enfriar el agua hasta la temperatura de bulbo húmedo del aire entrante. El acercamiento (diferencia entre la temperatura del agua fría y la temperatura de bulbo húmedo) obtenido es función de las condiciones térmicas y de la capacidad de la torre.

La selección de la temperatura de bulbo húmedo de diseño debe realizarse en base a las condiciones existentes en el emplazamiento de la torre, para lo cual se utiliza su valor máximo medio de los meses de verano, es decir:

$$[t_h]_D = \frac{1}{4} \sum [t_h]_i$$

$[t_h]_D$ = temperatura húmeda de diseño

$[t_h]_i$ = temperaturas húmedas máximas en los meses de junio, julio, agosto y septiembre

Obteniéndose valores óptimos de diseño con valores de $[t_h]_D \pm 5\%$.

Cuando se requieren grandes capacidades de refrigeración, como es el caso de las centrales térmicas, se necesita un estudio exhaustivo del ciclo ordinario de la temperatura de bulbo húmedo, al menos de los meses del último verano, y hasta del año entero, puesto que del comportamiento de las torres de refrigeración, es decir, de las temperaturas de agua fría obtenidas, depende el grado de vacío del condensador y con ello el rendimiento de las turbinas.

El tiro natural funciona mejor que el mecánico cuando se tienen temperaturas húmedas en el ambiente inferiores a la de diseño, es decir:

$$[t_h]_R < [t_h]_D$$

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Por lo cual es habitual diseñar las torres de tiro natural con temperaturas de bulbo húmedo superiores que para las de tiro forzado.

Para la selección de la temperatura de bulbo húmedo de diseño se han utilizado los valores más altos alcanzados en el intervalo junio-septiembre y que superaron el 5 por 100 de mediciones efectuadas a lo largo de cada mes.

En la selección de los parámetros de diseño de una torre, han de considerarse las condiciones de operación más desfavorables, que se producen precisamente para los valores más elevados de la temperatura de bulbo húmedo, es decir, durante los meses de verano.

LOCALIDAD	VERANO 2008			
	Tª SECA Y HÚMEDA PERCENTIL DEL 95% (°C)			
	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE
LEÓN	29,8/20,9	31,0/21,1	33,0/20,6	25,4/19,1

Tabla 5.2: *Tabla de temperaturas seca y húmeda durante el verano de 2008, percentil del 95%. Estación meteorológica 80550 (LELN) - Virgen del Camino (León)*

Para facilitar la selección de la temperatura húmeda de diseño en el caso particular de la C.T. de La Robla, se ha elaborado una tabla con los valores más altos alcanzados en el intervalo junio-septiembre y que superaron el 5 por 100 de mediciones efectuadas a lo largo de cada mes. Los datos climáticos históricos fueron registrados por la estación meteorológica 80550 (LELN) - Virgen Del Camino (León) (Latitud: 42,58 | Longitud: -5,65 | Altitud: 926) durante los meses de verano del año 2008. Por tanto, la temperatura húmeda de diseño será $20^{\circ}\text{C} \pm 5\%$.

En las torres de tiro natural no se tiene en cuenta ninguna corrección de la temperatura de bulbo húmedo por recirculación, debido a que la salida del aire se encuentra a gran altura. Esto dificulta la mezcla del aire que entra en la torre con parte del que sale de la misma, evitando que la temperatura húmeda de entrada a la torre aumente. Por tanto en este caso temperatura de bulbo húmedo ambiente y temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la torre son coincidentes.

5.5.- TRANSMISIÓN DE CALOR Y TRANSFERENCIA DE MASA. TEORÍA DE MERKEL

El análisis teórico de los fenómenos físicos que tienen lugar en el seno de una torre evaporativa, fue elaborado por primera vez en el año 1925, cuando Merkel combinó por primera vez los procesos de transferencia térmica y másica que se verifican simultáneamente en estos sistemas.

En la teoría de Merkel, se define un único coeficiente basado en una diferencia de entalpías a la cual se denomina generalmente en la literatura como “tensión entálpica” o “driving force (fuerza directriz)”, en el sentido de ser la causa del proceso de transferencia.

5.5.1.- DESCRIPCIÓN FÍSICA DEL FENÓMENO DE TRANSFERENCIA

En el seno de las torres se establece, según el sistema de relleno que se utilice, bien una fina pulverización de las gotas de agua, o bien una delgada película muy extendida. En ambos casos se pretende aumentar la superficie de contacto agua-aire y con ello el proceso de transferencia. Además de esto, los rellenos retardan el tiempo de caída del agua, aumentando la duración del fenómeno. En ambos casos, la gota o la lámina, arrastran en su movimiento descendente una finísima capa de aire ascendente, con la cual se encuentran en contacto durante la caída. En estas condiciones el calor del agua se transfiere al aire circundante de tres formas distintas:

- Por radiación (q_R): a través de la superficie exterior de la gota, ésta cede calor a la interfase en una proporción tan pequeña del total transferido en el proceso que se puede considerar despreciable.
- Por convección (q_c): la cantidad de calor cedida en este proceso depende de las temperaturas relativas de las dos fases, es decir, del calor sensible, llegando a ser como máximo un tercio del calor total transferido.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- Por evaporación (q_{ev}): de una cierta cantidad de agua. Es el proceso más importante y a él se debe el enfriamiento mayoritario en estos sistemas, a los que genéricamente se denominan evaporativos.

El fenómeno tiene lugar cuando el agua se expone a la acción directa del aire seco, por la diferencia entre la tensión de vapor en la superficie del agua y la del aire circundante. El grado de vaporización dependerá de esas presiones, las cuales son a su vez función de la temperatura del agua y del grado de humedad (saturación) del aire respectivamente.

El proceso puede descomponerse para una mejor visualización en las siguientes etapas:

- El agua arrastra en su caída una finísima película de aire.
- La diferencia de tensiones de vapor entre la gota de agua y la película, produce la evaporación de una cierta masa de agua que pasa a la interfase.
- La masa de aire circundante absorbe el calor cedido en la evaporación de la gota. Esta energía térmica se traduce en el aumento de la entalpía del aire.

De los dos procesos fundamentales (transferencia de energía y transferencia de materia) este último representa el tributo que exige un proceso de enfriamiento evaporativo en forma de masa (caudal de agua) que ha de reponerse al circuito para compensar la cantidad de agua evaporada.

5.5.2.- PROCESO EVAPORATIVO EN EL SENO DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

El mecanismo del proceso físico descrito en el punto anterior, tiene lugar en el interior de las torres de la siguiente forma.

El agua a la temperatura más caliente, llega a la parte superior de la torre, cayendo en cascada sobre el relleno, en forma de pequeñas gotas pulverizadas en las boquillas o dispersores. Al pasar por el relleno, se produce un nuevo fraccionamiento de las gotas

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

(relleno de tipo salpicadura o “splash”) o bien una finísima lámina de agua (relleno de tipo película o “film”). Con ello se facilita el intercambio, en el primer caso, fraccionando las gotas de agua hasta diámetros compatibles con el arrastre de aire y en el segundo, extendiendo la película hasta espesores compatibles con su continuidad y homogeneidad.

El aire que entra en la torre (generalmente en contracorriente con el flujo de agua), con un contenido de vapor definido por la humedad relativa del ambiente, sale de la torre prácticamente saturado de vapor, es decir, con una humedad relativa cercana al 100%.

5.5.3.- DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO. ECUACIÓN DE MERKEL.

Con el fin de abordar el estudio analítico del fenómeno de enfriamiento evaporativo, se realizan las siguientes hipótesis simplificadoras:

- Todo el calor intercambiado entre el agua y el aire se hace en el relleno.
- No existen pérdidas de calor hacia el exterior.
- Los fluidos están en contracorriente pura.
- Se considera despreciable la resistencia térmica de la película líquida y por tanto el agua y la película interfase se encuentran a la misma temperatura ($t = T_s$). De esta manera se pueden definir los parámetros psicrométricos del sistema agua-aire para cada temperatura.
- Se desprecia la masa de agua evaporada, suponiendo que toda ella se encuentra en el interior de la gota.
- Se desprecia la cantidad de agua arrastrada por el aire, pero no el calor intercambiado en el arrastre.
- Se considera un flujo en contracorriente puro y a temperaturas que no excedan los 50°C.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Con estas hipótesis el balance térmico del sistema (calor cedido por el agua igual al ganado por el aire) permite escribir la siguiente ecuación:

$$M_L \cdot C_{pL} \cdot (t_1 - t_2) = M_a \cdot (h_{a2} - h_{a1})$$

Donde:

M_L = Caudal de agua

C_{pL} = Calor específico del agua a presión constante

t_1 = Temperatura del agua caliente a la entrada de la torre

t_2 = Temperatura del agua fría a la salida de la torre

M_a = Caudal de aire

h_{a1} = entalpía del aire a la entrada a la torre

h_{a2} = entalpía del aire a la salida de la torre

Agrupando términos en la ecuación anterior resulta:

$$\frac{M_L}{M_a} \cdot C_{pL} \cdot (t_1 - t_2) + h_{a1} = h_{a2}$$

Que es la ecuación de una recta en el sistema de referencia temperaturas y entalpías. La pendiente de la recta viene expresada por la relación de caudales agua-aire y el calor específico del agua que se considera constante para el intervalo de temperaturas de trabajo. Si se aumenta el caudal de agua, es necesario aumentar proporcionalmente el volumen de aire si se desea mantener fijas las otras variables (temperatura y entalpía).

En el interior de la torre, existe cierto volumen efectivo de enfriamiento V , en el cual se verifica la refrigeración y que se compone no solo del relleno propiamente dicho, sino de todos los espacios por los que el agua pulverizada cae libremente, en contacto con el aire. Este volumen define a su vez una superficie total de intercambio de calor a la que se denomina superficie de transferencia.

En un punto interior de la torre, el aire se encuentra físicamente definido por los parámetros: temperatura seca (T), humedad absoluta (H) y entalpía (h). A su vez y en el

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

mismo punto, el agua tendrá una temperatura (t) y la película interfase otra temperatura (T_s), tales que la condición imprescindible para que produzca el enfriamiento es que se verifique la relación:

$$t > T_s > T$$

Teóricamente, el agua puede enfriarse aunque la diferencia entre su temperatura y la del aire húmedo sea muy pequeña, no obstante, en la práctica el proceso se realizaría de un modo tan lento que obligaría a utilizar grandes volúmenes de enfriamiento, con el consecuente aumento en la dimensiones de la torre, y haciendo la construcción de la torre económicamente inviable. Por lo tanto, según la bibliografía consultada, se establece el límite inferior, económicamente viable, para dicha diferencia de temperaturas entre 2,8°C y 3°C.

Ecuaciones del proceso

La simbología a utilizar en las ecuaciones del proceso desarrolladas a continuación se resume en lo siguiente:

- h_c = Coeficiente de película agua-aire
- a = Superficie de contacto agua-aire por unidad de volumen
- dV = Diferencial de volumen de relleno
- T_s = Temperatura de la interfase agua-aire
- T = Temperatura del aire
- t = Temperatura del agua
- T_{bh} = Temperatura de bulbo húmedo a la entrada
- k = Coeficiente de transferencia de masa o cantidad de masa que se transfiere entre el agua y el aire por unidad de superficie y unidad de diferencia de relación de humedades
- ω_s = Relación de humedad de la interfase agua-aire
- ω = Relación de humedad del aire
- h_{lg} = Calor latente de vaporización del agua
- M = Relación de caudales de agua y aire

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Si se establece, de nuevo, el balance de energía en un elemento diferencial del relleno, donde el calor intercambiado será el calor cedido por el agua y a su vez el calor absorbido por el aire. El calor absorbido por el aire se divide como ya se expuso anteriormente en tres procesos distintos:

- 1.- Convección (Calor sensible)
- 2.- Evaporación (Calor latente de cambio de estado)
- 3.- Radiación (Dado el nivel térmico del proceso tratado, este término es despreciable)

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = M_a \cdot dh_a$$

Se sabe que la entalpía del aire húmedo tiene la siguiente expresión, que diferenciada queda como sigue:

$$h_a = C_{pa} \cdot (T - T_0) + \omega \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}]$$

$$dh_a = (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot dT + [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}] \cdot d\omega$$

Se sustituye la expresión anterior, en la ecuación del balance de energía.

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = M_a \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot dT + [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}] \cdot d\omega \cdot M_a$$

Se sustituyen las expresiones del calor sensible y calor latente en la ecuación del balance de energía.

Calor sensible

$$dQ_{conv} = M_a \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot dT = h_c \cdot a \cdot dV \cdot (T_s - T)$$

Se sabe que para los sistemas agua-aire el número de Lewis es cercano a la unidad, por lo que se hace la siguiente hipótesis:

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

$$Le = \frac{h_c}{k \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv})} = 1$$

$$h_c = k \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv})$$

Con lo que el calor sensible quedará como sigue:

$$dQ_{conv} = k \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot a \cdot dV \cdot (T_s - T)$$

Calor latente

La pérdida de materia por evaporación del agua es igual a la recibida por el aire.

$$dm_v = M_a \cdot d\omega = k \cdot a \cdot dV \cdot (\omega_s - \omega)$$

Por lo que el calor latente quedará como sigue.

$$dQ_{evap} = [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}] \cdot d\omega \cdot M_a = k \cdot (\omega_s - \omega) \cdot a \cdot dV \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}]$$

Luego la ecuación del balance de energía quedará de la siguiente manera:

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot a \cdot dV \cdot (T_s - T) + k \cdot (\omega_s - \omega) \cdot a \cdot dV \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}]$$

Se sabe también que el calor específico del aire húmedo se representa como sigue:

$$C_{pah} = C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}$$

Sustituyendo nuevamente en el balance de energía quedará:

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot C_{pah} \cdot a \cdot dV \cdot (T_s - T) + k \cdot (\omega_s - \omega) \cdot a \cdot dV \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}]$$

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot [C_{pah} \cdot (T_s - T) + (\omega_s - \omega) \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}]]$$

Haciendo uso de la expresión de la entalpía de aire húmedo se sustituye el siguiente término del balance de energía:

$$C_{pah} \cdot (T_s - T)$$

$$h_a = C_{pa} \cdot (T - T_0) + \omega \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}]$$

$$h_a = C_{pa} \cdot T - C_{pa} \cdot T_0 + \omega \cdot C_{pv} \cdot T - \omega \cdot C_{pv} \cdot T_0 + \omega \cdot h_{lg}$$

Se introduce en la ecuación de la entalpía la expresión del calor específico del aire húmedo.

$$C_{pa} = C_{pah} - \omega \cdot C_{pv}$$

$$h_a = C_{pah} \cdot T - \omega \cdot C_{pv} \cdot T - C_{pa} \cdot T_0 + \omega \cdot C_{pv} \cdot T - \omega \cdot C_{pv} \cdot T_0 + \omega \cdot h_{lg}$$

$$h_a = C_{pah} \cdot T - C_{pa} \cdot T_0 + \omega \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0)$$

$$h_s = C_{pah} \cdot T_s - C_{pa} \cdot T_0 + \omega_s \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0)$$

$$C_{pah} \cdot T = h_a + C_{pa} \cdot T_0 - \omega \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0)$$

$$C_{pah} \cdot T_s = h_s + C_{pa} \cdot T_0 - \omega_s \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0)$$

Luego restando quedará:

$$C_{pah} \cdot (T_s - T) = (h_s - h_a) + (\omega - \omega_s) \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0)$$

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Con lo que el balance de energía quedará como sigue:

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot \left[(h_s - h_a) + (\omega - \omega_s) \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0) + (\omega_s - \omega) \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}] \right]$$

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot \left[(h_s - h_a) + (\omega_s - \omega) \cdot (C_{pv} \cdot T) \right]$$

Como se supone en la última hipótesis, si las temperaturas no exceden de 50°C, el término de la diferencia de humedades se hace despreciable frente al que representa la diferencia de entalpías, tal y como se expone en el libro "Teoría y práctica de las torres de refrigeración" pág. 50, de Gregorio Torres Triviño, ed. Dossat.

$$(\omega_s - \omega) \cdot (C_{pv} \cdot T) = 0$$

Finalmente el balance de energía queda como sigue:

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a) = M_a \cdot dh_a$$

5.5.4.- REPRESENTACIÓN GRÁFICA DEL PROCESO.

Las ecuaciones que definen físicamente el proceso se representan gráficamente en el siguiente diagrama entálpico típico:

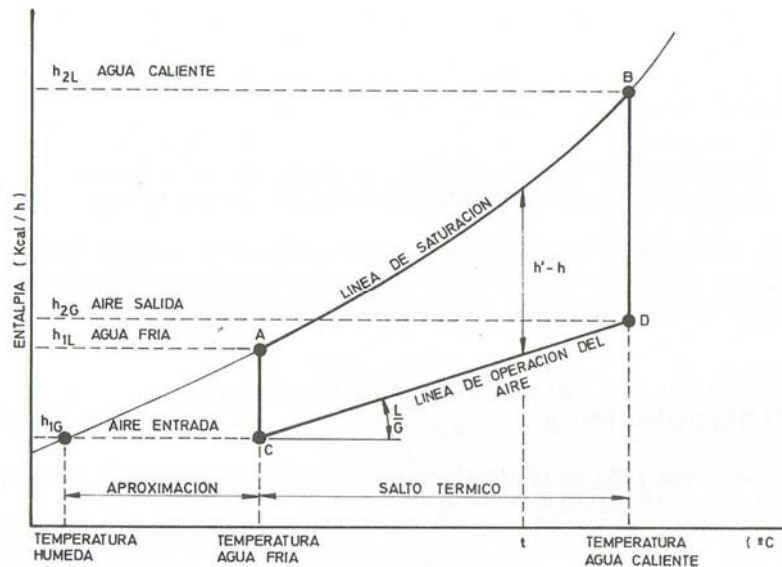


Figura 5.8: Diagrama entálpico (típico). Curva de saturación y línea de operación del aire

La línea AB es la “curva de saturación” del aire que representa la variación de entalpía de la fase líquida con la temperatura, de acuerdo con la ecuación:

$$h_s = C_{pa} \cdot (T_s - T_0) + (\omega_s \cdot (h_{lg} + C_{pv} \cdot (T_s - T_0)))$$

La recta CD, es la “línea de operación” del aire, de acuerdo con la ecuación vista anteriormente:

$$\frac{M_L}{M_a} \cdot C_{pL} \cdot (t_1 - t_2) + h_{a1} = h_{a2}$$

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Como se comentó con anterioridad, la pendiente de esta recta es una constante multiplicada por la relación agua-aire necesaria para que se verifique la evaporación asociada al proceso de enfriamiento.

Para cada valor de la temperatura, la diferencia de ordenadas representa la diferencia de entalpías entre el agua y el aire ($h_s - h_a$), es decir, la “fuerza directriz” o “tensión entálpica”. El área encerrada entre las dos líneas, representa por tanto la energía total disponible en el sistema aire y película de aire saturada de vapor.

5.5.5.- INTEGRAL DE MERKEL Y CARACTERÍSTICA TERMODINÁMICA.

Con el balance de energía desarrollado previamente:

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a) = M_a \cdot dh_a$$

Se obtienen la Característica Termodinámica y la Integral de Merkel, que se integran a lo largo de todo el relleno:

Característica Termodinámica

$$M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a)$$

$$\int_0^V \frac{(k \cdot a)}{(M_L \cdot C_{pL})} dV = \int_{t_2}^{t_1} \frac{1}{(h_s - h_a)} dt$$

$$\frac{k \cdot a \cdot V}{M_L} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{C_{pL}}{(h_s - h_a)} dt$$

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Ecuación de Merkel

$$M_a \cdot dh_a = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a)$$

$$\int_0^V \frac{(k \cdot a)}{M_a} dV = \int_{h_{a1}}^{h_{a2}} \frac{1}{(h_s - h_a)} dh_a$$

Como el calor absorbido por el aire es el mismo que el cedido por el agua:

$$\int_0^V \frac{(k \cdot a)}{M_L} dV = \int_{h_{L1}}^{h_{L2}} \frac{1}{(h_s - h_a)} dh_L$$

$$\frac{k \cdot a \cdot V}{M_L} = \int_{h_{L1}}^{h_{L2}} \frac{1}{(h_s - h_a)} dh_L$$

De la primera ecuación o “Característica Termodinámica”, se deduce que el valor del cociente kaV/M_L es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas del agua e inversamente proporcional a la tensión entálpica, por tanto, el problema termodinámico será tanto más difícil de resolver cuanto mayor sea el salto de temperatura y menor la diferencia de entalpías. Por otra parte, de acuerdo con el diagrama entálpico típico, el área comprendida entre la línea de operación y la de saturación, es función del acercamiento ($t_2 - T_{bh}$), del salto térmico ($t_1 - t_2$) y del factor de refrigeración (M_L/M_a), de donde se deduce que la integral característica será mayor, cuando aumente la relación agua-aire y disminuya la temperatura húmeda.

El término de la derecha de la segunda ecuación se conoce habitualmente como la “Integral de Merkel” (I_M) y el término de la izquierda como “Función de Empaquetamiento”.

5.5.6.- INTEGRACIÓN DE LA ECUACIÓN DE MERKEL.

Una vez obtenidas las dos ecuaciones anteriores, como expresión matemática del proceso físico de enfriamiento evaporativo, se comprueba que su integración no puede realizarse por métodos funcionales exactos. Cualquiera de las integrales presentes en las dos ecuaciones, se puede utilizar para hallar el valor del término de la “Función de empaquetamiento”, común en ambas ecuaciones. En este caso se escoge para el cálculo la “Ecuación de Merkel”.

La dificultad de calcular la Integral de Merkel radica en el cálculo de la "línea de operación" a partir de las condiciones de funcionamiento especificadas, que relaciona la entalpía del aire húmedo con la entalpía del líquido en contacto con la corriente de aire.

El procedimiento a seguir consiste en la evaluación de $(h_s - h_a)$ como función de h_L , a lo largo de la región de la "línea de operación" y entonces determinar I_M por integración.

Puesto que no se conoce la dependencia funcional entre las variables h_s , h_a y h_L de forma analítica, no es posible una integración de las ecuaciones anteriores mediante funciones analíticas conocidas, para lo cual es necesario recurrir a los métodos numéricos aproximados.

La integración se puede hacer de forma gráfica mediante distintos métodos de los cuales, se ha empleado la integración por trapecios.

5.5.7.- CÁLCULO DE LA FUNCIÓN DE EMPAQUETAMIENTO.

Puesto que el coeficiente "k" y el parámetro "a", no pueden separarse matemáticamente, ni siquiera definir sus valores independientemente para un tipo de relleno determinado, hay que recurrir a métodos experimentales que permitan conocer el comportamiento térmico de la disposición y geometría que se adopte en ellos.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Este problema lo han resuelto los fabricantes a base de ensayos con modelos de torres experimentales, empleando diferentes sistemas, formas y volúmenes de rellenos. Obteniendo unas curvas que relacionan el número kaV/M_L , llamado función de empaquetamiento o relleno, con la relación de caudales M .

Para establecer dichas curvas, se somete cada disposición del relleno a distintas relaciones agua-aire, es decir, modificando el parámetro M , variándose además la temperatura del agua caliente (t_1) y la de bulbo húmedo (T_h) dentro de unos intervalos adecuados. Los resultados de la temperatura del agua a la salida de la torre (t_2), determinan el comportamiento térmico de la disposición del relleno ensayada.

5.5.8.- SELECCIÓN TEÓRICA DE UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN.

Para realizar el diseño de una torre de refrigeración y su dimensionado óptimo, es preciso conocer como datos de partida las siguientes variables fundamentales:

- Caudal de agua a enfriar.
- Temperaturas del agua a la entrada y a la salida.
- Temperatura de bulbo húmedo ambiente.
- Altitud del emplazamiento.
- Condiciones meteorológicas del lugar.
- Condiciones de operación de la torre.

Partiendo de estos datos, el procedimiento general de selección y optimización de una torre, comprende básicamente las siguientes etapas:

1. Se calcula el valor de la integral de Merkel (o la ecuación característica).
2. Se construye la curva $f(kaV/M_L; M) = 0$ para diferentes valores del parámetro M . Esta curva forma parte del haz de curvas $f(kaV/M_L; M; A) = 0$, en el que el parámetro “A” es el acercamiento a la temperatura de bulbo húmedo.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- Los fabricantes de torres de refrigeración disponen de las curvas características de cada relleno y que forman un haz del tipo g ($kaV/M_L; M; l$) = 0, en el que el parámetro “ l ” es la altura del relleno.
- Ambas curvas $f = 0$ y $g = 0$ están representadas en un mismo sistema de referencia ($kaV/M_L; M$) y por tanto el punto de intersección representará el punto de funcionamiento de la torre (relación de caudales M), para un determinado tipo de relleno y una altura de relleno concreta, con un salto térmico del agua y una aproximación a la temperatura de bulbo húmedo calculados a partir de las variables fundamentales.

A continuación se representan las curvas características típicas en un problema de selección de torre de refrigeración.

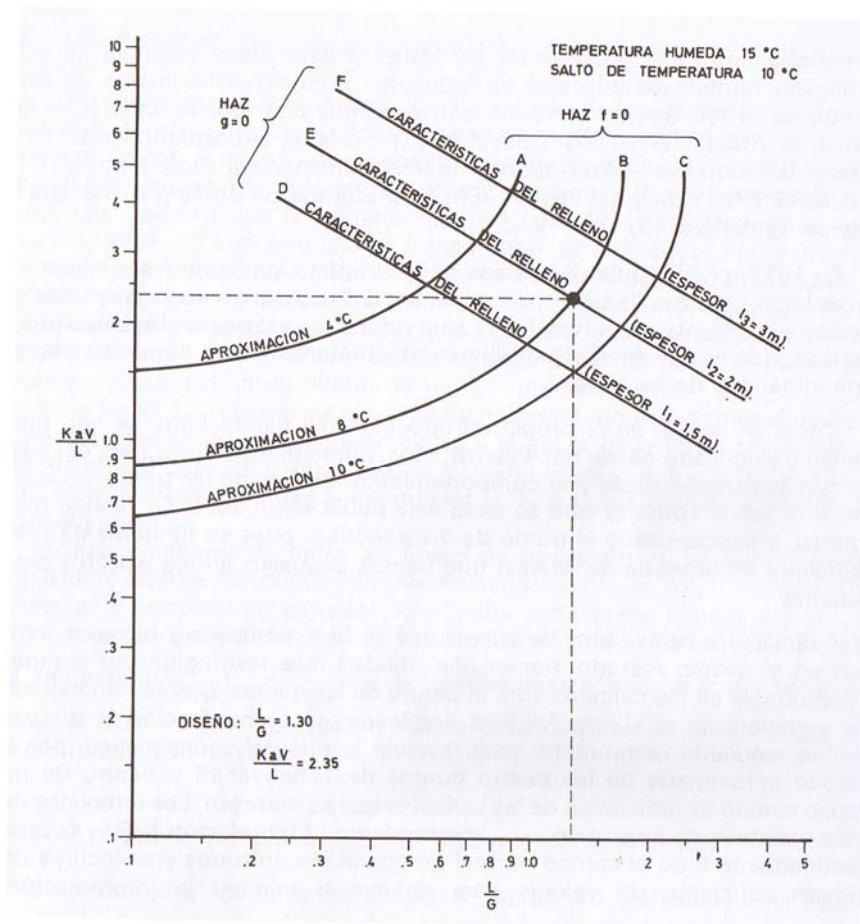


Figura 5.9: Curvas características (típicas)

5.6.- SISTEMAS DE TRANSFERENCIA EN LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

El Componente principal de las torres de refrigeración lo constituyen los diferentes sistemas de transferencia de cada fabricante para aumentar la superficie de intercambio entre el aire y el agua durante el proceso evaporativo.

En términos generales este tipo de sistemas se denominan “sistema de relleno” y como se ha comentado anteriormente están definidos por curvas características para cada material y disposición geométrica, mediante las cuales, y una vez conocido el parámetro kaV/M_L que caracteriza termodinámicamente el problema, se diseña y se dimensiona la torre de enfriamiento requerida. Es decir, que su capacidad y rendimiento dependen directamente del sistema de transferencia utilizado como relleno.

5.6.1.- CARACTERÍSTICAS Y COMPORTAMIENTO DEL RELLENO EN LAS TORRES.

Los rellenos de las torres de refrigeración cumplen una doble función, por una parte aumentan la superficie a través de la cual se verifica el proceso de transferencia y por otro, aumenta la duración del recorrido durante el cual están en contacto ambas fases.

Por otra parte, el proceso evaporativo requiere mover gran volumen de aire, sin que se produzca una caída de presión elevada al paso del aire por el relleno, lo que obliga a diseñar los sistemas con espacios libres mayores.

5.6.2.- TIPOS DE RELLENOS. VENTAJAS E INCONVENIENTES.

Las características que debe satisfacer cualquier tipo de relleno se resumen en los siguientes puntos:

- Elevada superficie por unidad de volumen.
- Alta resistencia mecánica.
- Inalterabilidad y estabilidad frente a ataques químicos.
- Resistencia a los microorganismos y sustancias orgánicas en general.
- Poca resistencia al paso del aire.
- Ligereza (poca masa por unidad de volumen).

Ningún tipo de relleno satisface íntegramente todos estos requisitos por lo que para su selección se establece un compromiso entre las características que más se necesite destacar y la vida útil de la instalación.

Los tipos de relleno que se describen a continuación son:

- Sistemas de tipo película o laminares.
- Sistemas de tipo salpicadura.
- Sistemas mixtos en los que se aplican los dos principios anteriores.

5.6.3.- RELLENOS DE TIPO PELÍCULA.

En este tipo de rellenos, la cantidad de agua evaporada es tanto mayor cuanto más delgada y extensa sea la película que se desliza por la superficie del mismo. La superficie de transferencia está totalmente definida, al contrario de lo que pasa en los rellenos de tipo salpicadura.

La ventaja principal de los rellenos de tipo película es que reducen las pérdidas por arrastre al no existir gotas, por lo que permite:

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- Utilizar velocidades del aire relativamente altas.
- Disminuir la altura del relleno.
- Disminuir la altura de bombeo.

Los rellenos de tipo laminar presentan mayor transferencia térmica por unidad de volumen que el resto de rellenos, por tanto, a igualdad de condiciones de diseño, una torre de relleno laminar es más baja que otra con relleno de salpicadura.

Los principales inconvenientes de estos rellenos son dos, que están íntimamente ligados:

- Obstrucción con residuos y suciedad de los canales formados por las placas paralelas, disminuyendo la capacidad de transferencia, además del difícil acceso a su limpieza.
- Formación de canales preferenciales que rompan la homogeneidad de la película.

Ambos inconvenientes se limitan con la superposición de paquetes de placas paralelas de distinta orientación.

Los rellenos formados con paquetes de placas de fibrocemento (material actualmente en desuso en España) planas u onduladas (como es el caso de la C.T. de La Robla – Grupo I), constituyeron, previamente a la década de los 90, el grupo más importante entre los rellenos de tipo laminar, entre un 80% y un 90% de utilización en torres industriales, principalmente en las de tiro natural. Estaban formados por grupos de chapas planas paralelas verticales o bien por placas onduladas paralelas o en oposición, unidas por aristas comunes. El empleo de fibrocemento como material de relleno por excelencia en este tipo de torres fue debido a la competitividad de precios frente a materiales como el plástico, para elevados volúmenes. El uso de fibrocemento se abandonó en España en la década de los 90, ya que organismos médicos internacionales relacionaron el refuerzo que empleaba habitualmente el fibrocemento (asbesto/amianto) con el desarrollo de cáncer con un alto índice de

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

mortandad. Los rellenos de plástico se caracterizan por su gran ligereza con una elevada eficiencia térmica debido a la gran superficie que presentan, aunque para flujos de aire elevados presentan una elevada caída de presión. Estos rellenos plásticos en general están constituidos por retículas compactas con secciones poligonales o en forma de nido de abeja (Como es el caso de la C.T. de La Robla – Grupo II).

5.6.4.- RELLENOS DE TIPO SALPICADURA.

Este tipo de rellenos consiste en una serie de pisos superpuestos de listones o rejillas sobre los que el agua al caer en cascada desde las boquillas, se fracciona en gotas cada vez más pequeñas.

Los inconvenientes de este tipo de sistema son:

- La altura de relleno es superior que en los sistemas laminares para las mismas condiciones de operación.
- El caudal de arrastre es importante, lo que implica la utilización de eliminadores de gotas de alto rendimiento y caudales de agua de aportación mayores.
- Falta de homogeneidad en la distribución del flujo en caso de no nivelar correctamente los pisos de parrillas, con la correspondiente reducción en el rendimiento.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

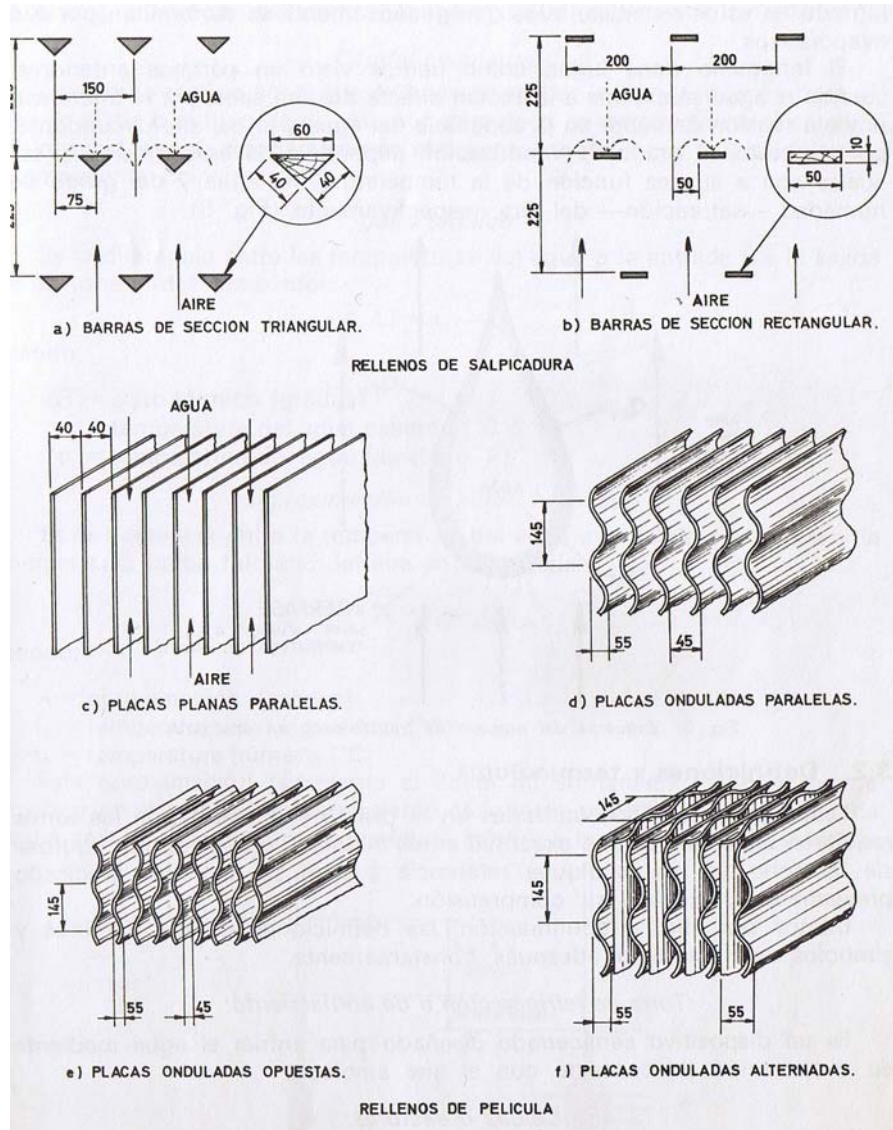


Figura 5.10: *Distintos tipos de rellenos de salpicadura (a y b) y de película (c,d,e y f)*

5.6.5.- MATERIALES UTILIZADOS PARA LOS RELLENOS.

Tradicionalmente los materiales empleados en la construcción de los rellenos de las torres de refrigeración, por orden de importancia, son:

- Plástico
- Fibrocemento
- Madera
- Metal

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Plástico

Los materiales plásticos son actualmente los más extendidos en este tipo de instalaciones. A continuación se exponen las características fundamentales de los tipos de relleno plásticos:

- Adaptabilidad a la cualquier forma geométrica de diseño.
- Ligereza.
- Inertes en cualquier medio (ácido o básico).
- No forman incrustaciones ni facilitan la acumulación de suciedad.
- No favorecen la proliferación de materia orgánica ni microorganismos.
- Costo competitivo frente a materiales de características similares.

Fibro cemento

Como se ha comentado previamente, en la actualidad este material se encuentra en desuso en España. Se utilizó sobre todo debido a las siguientes razones:

- Aumento de la resistencia mecánica con el paso del tiempo sin experimentar excesivo envejecimiento (vida útil prolongada).
- No inflamable.
- No es atacado por la materia orgánica.
- Relativamente económico.

Por el contrario tenía los siguientes inconvenientes:

- Elevada masa por unidad de volumen.
- Costosos sistemas de sujeción.
- Muy sensible a aguas con valores de pH inferiores a 6.5, así como al contenido en iones sulfato.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Madera

Es el material tradicional en las rejillas de los sistemas de salpicadura y el más barato de todos. Actualmente en desuso por los siguientes motivos:

- Vida media inferior a 15 años.
- Vulnerable al ataque de algas, hongos y microorganismos.
- Degradación de sus propiedades en condiciones extremas de acidez y alcalinidad.
- El cloro utilizado como biocida en el tratamiento químico del agua produce el ataque de la madera.

Metálicos

Los rellenos metálicos únicamente resultan apropiados y económicamente viables, cuando lo exigen las condiciones de operación o el emplazamiento de la torre en ambientes muy corrosivos.

Las principales características de estos rellenos son:

- Alta resistencia mecánica.
- Gran superficie unitaria.

Estas características logran estructuras muy compactas con mínimas necesidades en cuanto a estructura de sustentación. Se emplea fundamentalmente el aluminio y en casos excepcionales el acero inoxidable, aunque en ocasiones se emplee acero galvanizado o protegido con pinturas anticorrosivas.

5.6.6.- ECUACIONES CARACTERÍSTICAS DE LOS RELLENOS.

Las ecuaciones características de los distintos sistemas de relleno han sido estudiadas por diferentes autores. Ejemplo de ello son las ecuaciones desarrolladas por Kelly-

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Swenson para distintas geometrías y disposiciones de emparrillados para sistemas de salpicadura o las desarrolladas por Lowe y Christie para sistemas de salpicadura y también para sistemas de tipo laminar.

Para el cálculo de la torre de la C.T. de La Robla se han escogido los 12 sistemas de relleno para torres en contracorriente, detallados en el libro de Kreith, F.; Boehm, R.F.; y otros "Heat and Mass Transfer" *Mechanical Engineering Handbook* Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, 1999 Tabla 4.8.2a.:

- 1.- Láminas de asbesto planas, separación 4.45 cm
- 2.- Láminas de asbesto planas, separación 3.81 cm
- 3.- Láminas de asbesto planas, separación 3.18 cm
- 4.- Láminas de asbesto planas, separación 2.54 cm
- 5.- Plástico corrugado ángulo 60°, Munters M12060, separación 1.17"
- 6.- Plástico corrugado ángulo 60°, Munters M19060, separación 1.8"
- 7.- Plástico corrugado vertical, ATP Coolfilm, separación 1.63"
- 8.- Pantalla plástica horizontal ATP Cool Drop, separación 8", malla 2"
- 9.- Malla plástica horizontal, Ecodyne perfil 10, separación 12"
- 10.- Plástico corrugado angular, Marley MC67, separación 1.88"
- 11.- Láminas mecanizadas, Toschi Asbestos-free, separación 0.72"
- 12.- Panal de abeja plástico vertical, Brentwood Ind. Accu-Pack, separación 1.75"

Las ecuaciones características de los sistemas de relleno relacionan la función de empaquetamiento con la relación de caudales de agua-aire, a través de parámetros adimensionales dependientes de la geometría, la configuración y las características termodinámicas del relleno. Estos parámetros son determinados experimentalmente para cada tipo de sistema por los propios fabricantes.

La expresión empírica para la función de empaquetamiento de los rellenos anteriores tiene la siguiente forma:

$$PF = \left(esp + \frac{b}{c}\right) \cdot C_1 \cdot L_+^{n_1} \cdot A_+^{n_2} \cdot T_{HW}^{n_3}$$

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

$$L_+ = \frac{L}{L_0} \quad \text{y} \quad A_+ = \frac{A}{A_0}$$

$$L = \frac{M_L}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} \quad \text{y} \quad A = \frac{M_a}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}}$$

$$T^+_{HW} = \frac{(1.8 \cdot (t_1 [\text{en}^\circ \text{C}]) + 32)}{110}$$

$$L_0 := 3.391 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

$$A_0 := 3.391 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Donde:

PF = función de empaquetamiento.

esp = espesor del relleno.

b = altura de la bocana.

c, C1, n1, n2 y n3 = constantes empíricas

t_1 = Temperatura del agua caliente a la entrada de la torre

L = Caudal másico de agua por unidad de superficie

A = Caudal másico de aire por unidad de superficie

L + = Caudal másico de agua por unidad de superficie (adimensional)

A + = Caudal másico de aire por unidad de superficie (adimensional)

L0 = Caudal másico de agua por unidad de superficie (referencia)

A0 = Caudal másico de aire por unidad de superficie (referencia)

THW+ = Corrección de la temperatura de agua caliente.

5.6.7.- CAIDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL RELLENO.

La caída total de presión del flujo de aire a través de una torre es el resultado de las pérdidas parciales que se originan en:

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- El relleno.
- La entrada de aire.
- La zona de lluvia.
- Los eliminadores de gotas.
- Los elementos estructurales.

Las pérdidas de carga más importantes se originan en el propio relleno. Esta caída de presión depende no sólo de su propia geometría, sino también de la carga de agua que el aire encuentra en su camino, puesto que el volumen total disperso en forma de gotas o como película a través del relleno, es del mismo orden que la superficie ocupada por el relleno.

Al igual que ocurre con el cálculo de la función de empaquetamiento los fabricantes de rellenos recurren a métodos experimentales que permiten conocer la pérdida de carga que sufre el aire al atravesar la torre de refrigeración, en relación a los parámetros geométricos de la misma y los caudales de agua a enfriar y de aire refrigerante.

Para determinar la pérdida de carga total relacionada con la energía cinética, en el relleno de la torre, a través del coeficiente de pérdida de carga experimental, se han de estimar previamente los siguientes parámetros: relación de humedad a la entrada de aire, densidad media del aire húmedo a través de la torre y relación de caudales agua-aire.

A continuación se exponen las expresiones empíricas desarrolladas para los coeficientes de pérdida de carga de los rellenos anteriores:

- | | |
|---|---|
| - Pérdidas a través del relleno | $K_1 = esp.C_2.(L_+)^{n_4}.(A_+)^{n_5}$ |
| - Pérdidas en la entrada de aire | $K_2 = 0.167.(D/b)^2$ |
| - Pérdidas en la zona de lluvia | $K_3 = 0.526.(esp + 1.22).(M)^{1.32}$ |
| - Pérdidas en los eliminadores de gotas | $K_4 = \text{de 2 a 4}$ |
| - Pérdidas en elementos estructurales | $K_5 = \text{de 2 a 6}$ |

- | | |
|--------------------|----------------------------|
| - Pérdidas totales | $K_{total} = \sum_1^5 K_i$ |
|--------------------|----------------------------|

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

La pérdida de carga a través de la torre está representada por la siguiente expresión, que la relaciona con la energía cinética del aire:

$$\Delta P := K_{\text{total}} \cdot \left(\frac{A^2}{2 \cdot \rho_{\text{am}}} \right)$$

La densidad media se calcula inicialmente, estimando la densidad del aire a la salida, la cual deberá ser posteriormente calculada para, mediante un proceso iterativo, hallar la pérdida de carga correcta.

Donde:

esp = espesor del relleno

C2, n4, n5 = constantes empíricas

L + = caudal másico de agua por unidad de superficie (adimensional)

A + = caudal másico de aire por unidad de superficie (adimensional)

b = altura de la bocana

D = diámetro de la torre en la región del relleno

M = relación de caudales de agua y aire

ΔP = pérdida de carga a través de la torre

K = coeficiente de pérdida de carga

A = caudal másico de aire por unidad de superficie

ρ_{am} = densidad media del aire húmedo a través de la torre

5.6.8.-ALTURA DE LA TORRE.

En torres de tiro natural se comprueba que el empuje ascensional debe compensar la pérdida de carga experimentada a lo largo de las mismas:

$$\Delta P = g \cdot Z \cdot (\rho_{\text{ain}} - \rho_{\text{aout}})$$

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Consecuentemente, la altura sobre el relleno Z tendrá la siguiente forma:

$$Z = \frac{\Delta P}{g \cdot (\rho_{ain} - \rho_{aout})}$$

Por tanto, la altura sobre el suelo de la torre vendrá dada por la siguiente expresión:

$$H = Z + esp + b$$

Donde:

ΔP = pérdida de carga a través de la torre

H = altura de la torre sobre el suelo

Z = altura de la torre sobre el relleno

esp = espesor del relleno

b = altura de la bocana de aire

ρ_{ain} = densidad del aire húmedo a la entrada de la torre

ρ_{aout} = densidad del aire húmedo a la salida de la torre

Como se puede ver en las expresiones anteriores, es fundamental conocer la densidad del aire a la salida de la torre, para ello será necesario estimar la relación de humedades en ese mismo punto.

La estimación de la relación de humedades se puede realizar por aproximación en diferencias finitas de la siguiente manera:

Balance de agua evaporada

$$M_a \cdot d\omega = k \cdot a \cdot dV \cdot (\omega_s - \omega)$$

$$\frac{d\omega}{(\omega_s - \omega)} = \frac{(k \cdot a \cdot dV)}{M_a}$$

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Balance de energía

$$M_a \cdot dh_a = M_L \cdot dh_L = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a)$$

$$\frac{dh_L}{(h_s - h_a)} = \frac{(k \cdot a \cdot dV)}{M_L}$$

Igualando las dos expresiones anteriores queda la siguiente ecuación para el cálculo de la relación de humedad ω_{out} a la salida de la torre por aproximación en diferencias finitas:

$$d\omega = M \cdot dh_L \cdot \frac{(\omega_s - \omega)}{(h_s - h_a)}$$

$$\omega_{i+1} = \omega_i + M \cdot (h_{L_i} - h_{L_{i+1}}) \cdot \frac{(\omega_{s_{i+1}} - \omega_i)}{(h_{s_{i+1}} - h_{a_{i+1}})}$$

Se hace la suposición de que en el rango de temperaturas considerado, las variables h_s y h_a siguen una relación lineal con h_L (o con la temperatura t del líquido).

5.7.- PREVENCIÓN Y CONTROL DE LA LEGIONELOSIS

La legionelosis es una enfermedad bacteriana de origen ambiental que suele presentar dos formas clínicas diferenciadas: la infección pulmonar o «Enfermedad del Legionario», que se caracteriza por neumonía con fiebre alta, y la forma no neumónica, conocida como «Fiebre de Pontiac», que se manifiesta como un síndrome febril agudo y de pronóstico leve.

La Legionella es una bacteria ambiental capaz de sobrevivir en un amplio intervalo de condiciones físico-químicas, multiplicándose entre 20 °C y 45 °C, destruyéndose a 70 °C. Su temperatura óptima de crecimiento es 35-37 °C. Su nicho ecológico natural son

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

las aguas superficiales, como lagos, ríos, estanques, formando parte de su flora bacteriana. Desde estos reservorios naturales la bacteria puede colonizar los sistemas de abastecimiento y, a través de la red de distribución de agua, se incorpora a los sistemas que requieren agua para su funcionamiento como las torres de refrigeración. En algunas ocasiones, en estas instalaciones, con un diseño o mantenimiento inadecuados, se favorece el estancamiento del agua y la acumulación de productos nutrientes de la bacteria, como lodos, materia orgánica, materias de corrosión y amebas, formando una biocapa. La presencia de esta biocapa, junto a una temperatura propicia, explica la multiplicación de Legionella hasta concentraciones infectantes para el ser humano. Si existe en la instalación un mecanismo productor de aerosoles, la bacteria puede dispersarse al aire. Las gotas de agua que contienen la bacteria pueden permanecer suspendidas en el aire y penetrar por inhalación en el aparato respiratorio.

El Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, tiene como objeto la prevención y control de la legionelosis mediante la adopción de medidas higiénico-sanitarias en aquellas instalaciones en las que la Legionella es capaz de proliferar y diseminarse.

Las medidas contenidas en este real decreto se aplicarán, entre otras, a las instalaciones que utilicen agua en su funcionamiento, produzcan aerosoles y se encuentren ubicadas en instalaciones industriales que puedan ser susceptibles de convertirse en focos para la propagación de la enfermedad, durante su funcionamiento, pruebas de servicio o mantenimiento.

Las torres de refrigeración y los condensadores evaporativos se clasifican en este real decreto como instalaciones con mayor probabilidad de proliferación y dispersión de Legionella

Las medidas preventivas se basan en la aplicación de dos principios fundamentales: primero, la eliminación o reducción de zonas sucias mediante un buen diseño y el mantenimiento de las instalaciones y segundo evitando las condiciones que favorecen la supervivencia y multiplicación de Legionella, mediante el control de la temperatura del agua y la desinfección continua de la misma.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Según el Artículo 7 del citado real decreto, como medidas preventivas específicas de las instalaciones en torres de refrigeración y sistemas análogos, dichas instalaciones deberán tener las siguientes características:

- a) Estarán ubicados de manera que se reduzca al mínimo el riesgo de exposición de las personas a los aerosoles. A este efecto se deberán ubicar en lugares alejados tanto de las personas como de las tomas de aire acondicionado o de ventilación.
- b) Los materiales constitutivos del circuito hidráulico resistirán la acción agresiva del agua y del cloro u otros desinfectantes, con el fin de evitar los fenómenos de corrosión. Se evitarán los materiales que favorecen el desarrollo de bacterias y hongos como el cuero, madera, fibrocemento, hormigón o los derivados de celulosa.
- c) El diseño del sistema deberá hacerse de manera que todos los equipos y aparatos sean fácilmente accesibles para su inspección, limpieza, desinfección y toma de muestras.
- d) Existirán suficientes puntos de purga para vaciar completamente la instalación y estarán dimensionados para permitir la eliminación de los sedimentos acumulados.
- e) Deberán disponer de sistemas separadores de gotas de alta eficiencia cuyo caudal de agua arrastrado será menor del 0,05 por ciento del caudal de agua circulante.
- f) Deberán disponer de sistemas de dosificación en continuo del biocida.

El Artículo 8 establece programas higiénico-sanitario de mantenimiento en instalaciones en torres de refrigeración que incluirán al menos los siguientes.

- a) Elaboración de un plano señalizado de cada instalación que contemple todos sus componentes, que se actualizará cada vez que se realice alguna modificación. Se recogerán en éste los puntos o zonas críticas en donde se debe facilitar la toma de muestras del agua.
- b) Revisión y examen de todas las partes de la instalación para asegurar su correcto funcionamiento, estableciendo los puntos críticos, parámetros a medir y los procedimientos a seguir, así como la periodicidad de cada actividad.
- c) Programa de tratamiento del agua, que asegure su calidad. Este programa incluirá productos, dosis y procedimientos, así como introducción de parámetros de control físicos, químicos y biológicos, los métodos de medición y la periodicidad de los análisis.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

d) Programa de limpieza y desinfección de toda la instalación para asegurar que funciona en condiciones de seguridad, estableciendo claramente los procedimientos, productos a utilizar y dosis, precauciones a tener en cuenta, y la periodicidad de cada actividad.

e) Existencia de un registro de mantenimiento de cada instalación que recoja todas las incidencias, actividades realizadas, resultados obtenidos y las fechas de paradas y puestas en marcha técnicas de la instalación, incluyendo su motivo.

En el Anexo 4 “Mantenimiento de torres de refrigeración y condensadores evaporativos” se detallan los aspectos mínimos que deben recoger la revisión y la limpieza y desinfección de este tipo de instalaciones, completando lo ya recogido en los artículos 7 y 8. Establece los parámetros indicadores de la calidad del agua a obtener, la frecuencia mínima de muestreo y las acciones a tomar en función del análisis microbiológico de legionella.

5.8.- TORRE DE REFRIGERACIÓN DE LA C.T. DE LA ROBLA – GRUPO I

A continuación se recuerdan algunas de las características de la torre que evacua el calor del agua que refrigera el condensador del Grupo I de la C.T. de La Robla:

- La torre de refrigeración del Grupo I tiene la particularidad de ser la primera construcción de este tipo (hiperbólica, de tiro natural) que se hizo en una central térmica española.
- Los circuitos de agua de circulación o refrigeración principales, son circuitos de agua semicerrados, con los siguientes caudales importantes, por grupo y características
 - o El volumen de agua existente en la balsa de la torre (10.000 m³) refrigera el condensador y provoca en la torre la evaporación necesaria para disipar el calor retirado (alrededor de 500 m³/h).

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- Para que no se superen los límites químicos de estabilidad de las sales presentes, que incrustarían y ensuciarían las superficies más calientes donde se da el intercambio de calor, hay que abrir la purga de desconcentración (300 a 500 m³/h, según la época del año).
- Por último, para compensar los caudales anteriores perdidos y mantener un nivel constante en la torre, se necesita un caudal de agua de reposición que los compense. El agua de aporte procede directamente del río.

La torre cuenta con un sistema de distribución del agua por canales y tuberías que permite un reparto homogéneo en su superficie. Para lograr la formación de finas gotas que aumente la superficie de contacto agua-aire y el rendimiento, se dispone de un sistema que hace chocar los chorros de agua con difusores estáticos y separadores de gotas. Para su explotación, también se dispone de sistemas de vaciado, rebosaderos, purgas controladas con válvulas automáticas, sistemas de by-pass para bajas temperaturas, rejillas de protección en las aspiraciones de las bombas, etc.

El flujo de aire se establece por tiro natural, ayudado por la geometría de su construcción y las diferencias de densidad entre el aire frío que entra por abajo y el caliente que sale por su parte superior. El contacto agua-aire se establece a contracorriente en el relleno, donde el agua cede su calor, en forma de calor latente de evaporación. El aire arrastra el vapor de agua alcanzando la saturación (humedad relativa del 100 %) y, por ello, sus penachos presentan el aspecto característico de nubes blancas.

5.8.1.- SOFTWARE EMPLEADO PARA EL CÁLCULO DE LA TORRE

Para el cálculo de la torre se ha empleado el mismo software de cálculo algebraico descrito en el apartado 3.7.1.

5.8.2.- ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA TORRE

Para el cálculo de la torre de refrigeración se han tenido en cuenta las siguientes hipótesis:

- Salto de temperatura del agua a refrigerar, en torno a los 10°C ($\Delta t = 11,3^{\circ}\text{C}$).
- Temperatura de entrada del agua a refrigerar en torno a 5°C inferior a la temperatura del condensador, recordando que la presión del condensador $P = 0,08\text{bar}$ queda determinada por la temperatura en el mismo ($t_{in} = T_{cond} - 5^{\circ}\text{C} = 42^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 37^{\circ}\text{C}$). Por tanto, de la temperatura de agua fría obtenida ($t_{out} = t_{in} - \Delta t = 25,7^{\circ}\text{C}$), depende el grado de vacío del condensador y con ello el rendimiento de las turbinas.
- Temperatura de bulbo húmedo de diseño en torno a 20°C según se ha explicado en el apartado 5.4.2.
- Condiciones de diseño para el aire atmosférico. Se han considerado las condiciones de operación, representativas del emplazamiento, más desfavorables (promedio de los valores máximos medios de los meses de verano). Como se explica en el apartado 5.4.2., estas condiciones se producen precisamente para los valores más elevados de la temperatura de bulbo húmedo, es decir, durante los meses de verano.
 - o Temperatura del aire atmosférico $T_{ain} = 29,3^{\circ}\text{C}$
 - o Humedad relativa $\Phi = 40\%$
 - o Presión atmosférica $P_{atm} = 1,013\text{ bar}$
- Dimensiones principales de la torre:
 - o Espesor del empaquetamiento $esp = 2\text{m}$
 - o Altura de la bocana $b = 10\text{m}$
 - o Diámetro de la torre a la altura del relleno $D = 64\text{m}$

Se establecen unas dimensiones previas para el espesor de empaquetamiento y altura de bocana en base a experiencias en diseños similares, así como para el diámetro de la torre a la altura del relleno. La validez de esta última dimensión se contrasta al final de los cálculos.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

- Se considera el agua como un líquido ideal caloríficamente perfecto a presión constante.
- Se considera el aire y el vapor de agua como gases ideales caloríficamente perfectos a presión constante.
- Para calcular las temperaturas intermedias del agua líquida a lo largo de su trayecto por el empaquetamiento, se supone que la entalpía del agua líquida sigue una relación lineal en el intervalo de temperaturas considerado.
- Todo el calor intercambiado entre el agua y el aire se hace en el relleno.
- No existen pérdidas de calor hacia el exterior.
- Los fluidos están en contracorriente pura.
- Se desprecia la cantidad de agua arrastrada por el aire, pero no el calor intercambiado en el arrastre.
- Se considera un sistema de flujo en contracorriente puro y a temperaturas que no excedan los 50°C.

El análisis realizado para la torre de refrigeración de La Robla –Grupo I, tiene como objetivo el cálculo de las dimensiones principales (altura y diámetros), cálculo de la pérdida de carga y cálculo de los principales parámetros que caracterizan el comportamiento termodinámico de la torre (temperaturas de entrada y salida del agua, acercamiento, caudales y flujos por unidad de superficie de agua y aire, caudal de agua evaporada, etc.).

Para ello se emplea la Teoría de Merkel descrita anteriormente, lo que implica el cálculo de las entalpías de aire húmedo (h_a), aire saturado (h_s) y agua líquida (h_L).

$$\frac{k \cdot a \cdot V}{M_L} = \int_{h_{L1}}^{h_{L2}} \frac{1}{(h_s - h_a)} dh_L$$

Como se ha comentado en apartados anteriores, el término de la derecha se conoce como la Integral de Merkel (I_M) y el término de la izquierda como Función de Empaquetamiento. El procedimiento a seguir consiste en la evaluación de $(h_s - h_a)$ como función de h_L , a lo largo de la región de la "línea de operación" y entonces determinar I_M por integración.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

Puesto que no se conoce la dependencia funcional entre las variables h_s , h_a y h_L de forma analítica, no es posible una integración de la ecuación anterior mediante funciones analíticas conocidas, para lo cual es necesario recurrir a los métodos numéricos aproximados.

Inicialmente se estima el caudal de agua a refrigerar, $M_L = 8.569 \text{ kg/s}$ (equivalente a un caudal volumétrico de $30.848 \text{ m}^3/\text{h}$ y un flujo volumétrico por unidad de superficie de $9,59 \text{ m}^3/(\text{hr} \cdot \text{m}^2)$), empleando para ello los siguientes resultados del ciclo termodinámico y estableciendo el correspondiente equilibrio de energía intercambiada en el condensador: calor evacuado en el condensador $q_{\text{COND}} = 1,592 \text{ MJ/kg}$ y el caudal másico de vapor $m_v = 254 \text{ kg/s}$.

Las necesidades de agua calculadas para el Grupo I son $31,7 \text{ kg/s/MW}$, valor que está en el entorno de las necesidades de agua de refrigeración para centrarles térmicas de combustible fósil (30 kg/s/MW como se expone en el libro "Teoría y práctica de las torres de refrigeración" pág. 195, de Gregorio Torres Triviño, ed. Dossat).

Como relación de caudales agua-aire (M) se toman valores habituales por debajo del límite natural que marca la curva de saturación del sistema agua-aire a la recta de operación del aire. $M = 0,6 \div 1,59$. Esto da lugar, respectivamente, a una serie de posibles caudales de aire refrigerante $M_a = 14.280 \text{ kg/s} \div 5.390 \text{ kg/s}$.

A cada una de estas relaciones de caudal M , le corresponde una "línea de operación" del aire que relaciona la entalpía del aire húmedo (h_a) en contacto con el agua en el interior del relleno, con la temperatura del agua en el interior del mismo. Como hipótesis se ha supuesto que la entalpía del agua líquida (h_L) sigue una relación lineal en el intervalo de temperaturas considerado. La entalpía del aire saturado (h_s) se determina a partir de las relaciones de humedad obtenidas con los valores de presión de vapor saturado calculados con la ecuación de Clapeyron. Por tanto, los valores de la integral de Merkel calculados para cada una de las relaciones de caudal M , oscilan en el siguiente intervalo: $I_M = 1,282 \div 3,103$.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

El cálculo de la función de empaquetamiento lo han resuelto los fabricantes a base de ensayos con modelos de torres experimentales, empleando diferentes sistemas, formas y volúmenes de rellenos. Obteniendo unas curvas que relacionan el número kaV/M_L , llamado función de empaquetamiento o relleno, con la relación de caudales M .

Para el cálculo de la torre de la C.T. de La Robla se han escogido los 12 sistemas de relleno para torres en contracorriente, descritos en el apartado 5.6.6. Por tanto, para cada uno de los doce rellenos se han calculado los valores de la función de empaquetamiento. Esta función de relleno varía a su vez con la relación de caudal M .

Una vez calculadas la integral de Merkel y la función de empaquetamiento, ambas se representan frente a la relación de caudales agua-aire M . Se comprueba cuales de los rellenos arriba indicados son adecuados para las condiciones de trabajo demandadas por la torre de refrigeración y se calcula la intersección entre la integral de Merkel y la función de empaquetamiento del relleno escogido (Nº 12 - Panal de abeja plástico vertical, Brentwood Ind. Accu-Pack, separación 1.75"; PF = $5,527 \div 3,08$), lo que determinará la máxima relación de caudales $M = 1,586$.

Conocidos la relación de caudal M y el caudal másico de agua, se determina el caudal másico de aire $Ma = 5.403$ kg/s (equivalente a un caudal volumétrico a la entrada del relleno de $1,679 \cdot 10^7$ m³/h y un flujo volumétrico por unidad de superficie de 5.219 m³/(hr.m²)) y con este la velocidad del aire a la entrada del relleno $v = 1,45$ m/s.

Para el cálculo de la altura de la torre de refrigeración en una torre de tiro natural, se deben equilibrar la pérdida de carga calculada, debida en su mayor parte al relleno de la torre, y la diferencia de presión que se genera entre el aire frío y seco a la entrada y el aire cálido y húmedo de la salida.

La diferencia de presión generada entre el aire frío y seco a la entrada del relleno y el aire cálido y húmedo a la salida es función de la correspondiente diferencia de

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

densidades $\rho_{\text{ain}} = 1,159 \text{ kg/m}^3$ y $\rho_{\text{out}} = 1,117 \text{ kg/m}^3$. Previamente se han de establecer las relaciones de humedad a la entrada $\omega_{\text{in}} = 0,012$ y a la salida del relleno $\omega_{\text{out}} = 0,042$, calculada esta última mediante el método de diferencias finitas a partir de los valores de entalpía h_a , h_s , h_L y el valor de relación de humedad saturada ω_s .

Los fabricantes de rellenos recurren a métodos experimentales que permiten conocer la pérdida de carga que sufre el aire al atravesar la torre de refrigeración $\Delta P = 36,942 \text{ Pa}$, en relación con la energía cinética en el relleno de la torre, a través del coeficiente de pérdida de carga experimental $K_t = 29,8$.

El coeficiente de pérdida de carga a través de todo el trayecto de la torre es la suma de los coeficientes de pérdida de carga individuales de cada elemento de la torre por los que dicurre el aire refrigerante:

- Pérdida a través del relleno $K_1 = 10,847 (36,4\%)$
- Pérdida a través de la envolvente de la torre $K_2 = 6,84 (23,0\%)$
- Pérdida en la zona de lluvia $K_3 = 3,113 (10,4\%)$
- Pérdida en los separadores de humedad $K_4 = 3 (10,1\%)$
- Pérdida en los elementos constructivos $K_5 = 6 (20,1\%)$

Por tanto y tras equilibrar la pérdida de carga calculada y la diferencia de presión que se genera entre el aire frío y seco a la entrada y el aire cálido y húmedo de la salida, se despeja la altura sobre el relleno de la torre $Z = 89,5 \text{ m}$.

La altura total de la torre se calcula como la suma de la altura sobre el relleno de la torre, más el espesor del relleno y la altura de la bocana $H = Z + \text{esp} + b = 101,5 \text{ m}$.

Con el caudal de aire y la diferencia de relaciones de humedad calculados se determina el caudal de agua evaporada $M_{\text{evap}} = 160,2 \text{ kg/s}$ (o lo que es lo mismo, un caudal volumétrico de $576 \text{ m}^3/\text{h}$), lo que supone un $1,87\%$ del caudal total de agua en circulación en la torre.

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

La torre disipa una potencia térmica de $W_{\text{disipada TORRE}} = 393,7 \text{ MW}$, de los cuales un 91,9% corresponden a la pequeña fracción de agua evaporada (calor latente) y un 8,1% al cambio de temperatura que experimenta el aire al atravesar la torre (calor sensible).

Las aproximaciones e hipótesis realizadas previamente al cálculo de la potencia disipada por la torre conllevan un error de un 2,7%.

La validez del diámetro de la torre a la altura del relleno, supuesto inicialmente ($D = 64\text{m}$) se contrasta a partir de la pérdida de carga a través de la torre, la cual está relacionada con la velocidad del aire a través del relleno. Con dicha velocidad y la densidad del aire a la entrada se puede calcular el flujo másico de aire por unidad de superficie ($A = 1,71 \text{ kg/s.m}^2$). Lo que permite a su vez calcular el área (3.159m^2) y por tanto el diámetro de la torre a la altura del relleno ($D = 63,4\text{m}$), sin más que dividir el caudal de aire calculado anteriormente por el flujo másico de aire por unidad de superficie.

Para el cálculo del diámetro de la base se ha empleado el estudio realizado por Chilton (H. Chilton "Performance of Natural Draft water cooling towers" Proc. Inst. Elec. Engrs. Vol. 99 - (1952). Descrito en "Teoría y práctica de las torres de refrigeración" pág. 244, de Gregorio Torres Triviño, ed. Dossat). El diámetro de la base resultante mediante el método de Chilton es $D_{\text{base}} = 86,9\text{m}$

Por otra parte y atendiendo a consideraciones de tipo estructural, el análisis general de estabilidad de una superficie hiperbólica de revolución exige que la relación entre la altura de la torre y el diámetro de la base se encuentre en el siguiente intervalo $1,2 < H/D_{\text{base}} < 1,4$ ("Teoría y práctica de las torres de refrigeración" pág. 87, de Gregorio Torres Triviño, ed. Dossat). Por tanto, con la altura calculada $H = 101,5\text{m}$, y escogiendo un coeficiente de 1,2 para la relación altura de la torre frente al diámetro de la base, esta última tendrá un valor de $D_{\text{base}} = 84,6\text{m}$.

Mediante un proceso iterativo y empleando la ecuación de Clapeyron se determina la temperatura de bulbo húmedo $T_{\text{bh}} = 292,2\text{K} = 19,1^\circ\text{C}$. Con esta temperatura y la

Capítulo 5: Torre de Refrigeración

temperatura del agua a la salida de la torre se calcula la Aproximación al bulbo húmedo $Aprox = t_{out} - T_{bh} = 6,5^{\circ}C$.

Conocido el salto térmico de la torre $\Delta t = 11,3^{\circ}C$, los parámetros anteriores permiten establecer la eficiencia térmica en el intercambio de la torre, la cual está en el entorno de 63,5% según la fórmula

$$\varepsilon_{torre} := \left(\frac{\Delta t}{\Delta t + Aprox} \right) \cdot 100$$

El cálculo de la torre correspondiente a la C.T. de La Robla – Grupo I donde se aplica la teoría descrita previamente, se encuentra en el Anexo A.3.

Capítulo 6

SUMINISTRO SOSTENIBLE DE ENERGÍA ELÉCTRICA

6.1. Antecedentes.....	170
6.1.1. Contexto Internacional.....	170
6.1.2. Contexto Nacional.....	172
6.2. Impacto de las centrales termicas convencionales en el medio ambiente.....	173
6.3. Nuevas tecnologías para la combustión del carbón.....	174
6.3.1. Calderas de carbón pulverizado convencionales.....	174
6.3.2. Calderas de carbón pulverizado con ciclos supercríticos.....	174
6.3.3. Calderas de lecho fluido.....	175
6.3.4. Ciclos combinados.....	179
6.4. Plantas de emisiones nulas.....	186
6.4.1. Empleo de combustibles alternativos.....	186
6.4.2. Captura y almacenamiento de CO2 (CAC).....	187
6.4.3. Captura de CO2 postcombustión.....	193
6.4.4. Captura de CO2 precombustión.....	196
6.4.5. Captura de CO2 durante la combustión.....	199
6.5. Proyectos nacionales para la captura y almacenamiento de CO2.....	206
6.5.1. Centro para el Desarrollo Tecnológico Industrial.....	206
6.5.2. Programa Ingenio 2010.....	207
6.5.3. Proyecto Cenit CO2.....	207
6.5.4. Plataforma Tecnológica Española del CO2 (PTECO2).....	208
6.5.5. Fundación Ciudad de la Energía – CIUDEN.....	209
6.5.6. Planta piloto SINCO2.....	215
6.5.7. Planta OXY-CFB 500.....	216
6.5.8. Central de CAC de la Pereda.....	218
6.5.9. Proyecto PSE-CO2 ELCOGAS.....	219
6.6. Proyectos europeos con participación española para la captura y almacenamiento de CO2.....	221
6.6.1. C3-Capture.....	221
6.6.2. Dynamis.....	222

6.6.3. Cachet CO2.....	222
6.6.4. Nanoglowa.....	222
6.6.5. Cenit Openaer.....	222
6.6.6. Geocapacity.....	223
6.6.7. CFB800 MWe.....	223
6.7. Actuaciones particulares para la reducción de emisiones en la C.T. de La Robla.....	223
6.7.1. Desulfuración por vía húmeda.....	225
6.7.2. Quemadores de bajo NOx y OFA (Over Fire Air).....	227
6.7.3. Ampliación y mejora de los precipitadores electrostáticos.....	228

6.1.- ANTECEDENTES

6.1.1.- CONTEXTO INTERNACIONAL

En la actualidad, el carbón constituye el 25% del consumo global de energía primaria y contribuye en un 40% del total a la producción de energía eléctrica a nivel mundial.

Según estimaciones realizadas por el World Coal Institute las reservas probadas de carbón, identificadas actualmente, son suficientes para mantener el ritmo de consumo actual durante los próximos 147 años y se estiman en 430 Gt de carbones duros y 417 Gt adicionales de marrones blandos.

Según el IPCC (Intergovernmental Channel on Climate Change), el incremento de concentraciones atmosféricas de CO₂ como consecuencia del empleo de combustibles fósiles, tiene una contribución neta en el incremento del efecto invernadero natural existente en el planeta. Por ello, se hace necesaria y urgente la reducción de las emisiones de este gas, presente de forma natural en la atmósfera.

De los seis Grupos de Gases de Efecto Invernadero (GEI) contemplados en el protocolo de Kioto (CO₂, CH₄, N₂O, HFC, PFC y SF₆), el CO₂ representa por sí solo las tres cuartas partes del total y más del 90 % de éste es de origen energético. Frenar este fenómeno pasa por adoptar medidas efectivas y masivas de ahorro y eficiencia energéticas y por sustituir los combustibles fósiles por las energías renovables.

En la Unión Europea (UE) se instalarán hasta el año 2030 cerca de 550 GW en nuevas plantas de potencia para hacer frente al incremento de demanda energética y a la sustitución de plantas obsoletas.

La UE ha planteado unos objetivos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero del 20% para el año 2020, que podría llegar al 30% en virtud de compromisos internacionales.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

A las exigencias progresivamente crecientes de limitación de emisiones de contaminantes "convencionales" procedentes de la combustión de carbón (óxidos de azufre, de nitrógeno, partículas) se ha sumado la necesidad de reducir las emisiones de CO₂, derivada de los compromisos internacionales. <

Existen esfuerzos crecientes en Europa, Estados Unidos y Australia para conseguir una central térmica sin emisiones ("zero emissions power plant"). Diversas son las actuaciones que se están llevando a cabo para lograr este objetivo, entre ellas:

- La mejora de eficiencia
- La sustitución parcial de combustibles fósiles por combustibles biomásicos
- El desarrollo de procesos avanzados de tratamiento de gases.

En este contexto surgen las tecnologías emergentes de Captura y Almacenamiento Geológico de CO₂ (CAC). Para el CO₂ procedente de la quema de los combustibles fósiles, la tasa de emisión sostenible no debería ser mayor que la tasa con la que este compuesto pueda ser reciclado, absorbido o neutralizado por un sumidero. Estas tecnologías evitarán la emisión de una importante cantidad de gases de efecto invernadero a la atmósfera. Así se permitirá equilibrar su concentración con la ayuda de otras actuaciones, tales como:

- El ahorro y la eficiencia energética
- Las mejoras de rendimiento en los procesos de producción y transformación
- Mayor contribución de las energías renovables.

Las tecnologías de captura y almacenamiento de CO₂ proporcionarán un tiempo adicional para alcanzar un escenario de transformación y uso de energía primaria, en el que los combustibles fósiles puedan jugar un papel menos importante que en la actualidad y con el que será posible alcanzar los objetivos y compromisos adquiridos en este ámbito.

Por tanto, la disponibilidad de un suministro energético seguro y estable requiere la

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

contribución significativa y continuada del carbón, entre otros combustibles fósiles, junto al resto de energías. No obstante, su empleo ha de ser compatible con el medio ambiente y, al mismo tiempo, debe ser socialmente aceptado y económicamente atractivo. La eficiencia energética y las energías renovables son a largo plazo las soluciones más sostenibles para la seguridad de abastecimiento y para la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

La generalización de las nuevas tecnologías se irá produciendo a medida que el aumento del coste de los combustibles y las tasas por emisiones de CO₂ hagan que compense mejorar el rendimiento, a pesar de que eso conlleve incurrir en mayores costes de amortización.

6.1.2.- CONTEXTO NACIONAL

España es el país europeo más alejado del Protocolo de Kioto. Una de sus principales líneas de actuación es reducir sus emisiones invirtiendo en tecnología de captura y almacenamiento de CO₂.

La producción y el consumo de energía son los principales responsables de las emisiones de gases de efecto invernadero. La demanda de energía aumenta, en concreto, España registró un incremento de un 11,9% en los últimos 5 años, alcanzándose los 291.811 millones de kWh en 2012. Respecto a la cobertura de la demanda peninsular en el año 2012 la nuclear se situó a la cabeza cubriendo el 22,1 % de demanda, le siguieron los grupos de carbón que elevaron su aportación al 19,3 % y la eólica con una cuota del 18,1 %. En contraste, los ciclos combinados y la hidráulica redujeron su aportación respectivamente al 14,1 % y 7,7 %.

Por tanto, en la actualidad, España se encuentra en una situación de continuo aumento en la demanda de energía a través de unos medios de producción que generan un elevado volumen de emisiones de CO₂. Las emisiones de este sector han aumentado en España en un 48,05% en el periodo 1990-2006. Las emisiones de CO₂ del sistema eléctrico peninsular en 2012 se han estimado en 80 millones de toneladas, un 10 % superiores a las del año anterior, debido principalmente al aumento de la generación con carbón.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

La generación eléctrica con carbón se incrementó un 25,8 % respecto al año anterior, al alcanzar los 54.721 GWh, aportando el 31,4 % de la producción bruta del régimen ordinario.

Aunque la mejor alternativa a largo plazo será optar por otras formas de generación de energía limpias mediante el uso de los recursos naturales, en el corto y medio plazo las centrales de generación convencionales llevarán la mayor parte del peso en la producción de energía y, sobre todo, resultarán indispensables para asegurar una fiabilidad en el suministro energético de España.

6.2.- IMPACTO DE LAS CENTRALES TÉRMICAS CONVENCIONALES EN EL MEDIO AMBIENTE

Los efectos sobre el medio ambiente de las centrales de carbón se derivan de las emisiones atmosféricas y residuos que se producen en la combustión del mineral (óxidos de azufre, nitrógeno y carbono, así como partículas, principalmente), del tratamiento del agua que se transforma en vapor (vertidos químicos), de la refrigeración necesaria para condensar el vapor (efecto térmico) y del nivel de ruido producido por diversos equipos (contaminación acústica). En este capítulo se trata de dar una visión general de las nuevas tecnologías para reducir e incluso eliminar las emisiones de contaminantes gaseosos a la atmósfera, en especial el CO₂.

El establecimiento en las centrales eléctricas de niveles específicos de emisión de SO₂, NO_x y partículas, y los criterios sobre los niveles de inmisión que deben ser respetados en cualquier tipo de condiciones, llevaron a la adopción de sistemas de protección: equipos de desulfuración, retención de partículas mediante precipitadores electrostáticos, difusión atmosférica mediante chimeneas de elevada altura, sistemas de vigilancia continua de la calidad ambiental en el entorno de las centrales, etc. Actualmente se están desarrollando nuevas tecnologías de combustión del carbón que permiten reducir la emisión de contaminantes atmosféricos, como son las de lecho fluidificado, la gasificación del carbón, etc.

6.3.- NUEVAS TECNOLOGÍAS PARA LA COMBUSTIÓN DEL CARBÓN

A lo largo de la década de los ochenta y de los noventa del siglo pasado se desarrollaron varias tecnologías de “combustión limpia” del carbón dirigidas a la generación eléctrica, que permiten una más fácil y eficiente captura del azufre del combustible y, además, emiten a la atmósfera niveles más bajos de óxidos de nitrógeno. También reducen la emisión de metales pesados y otros contaminantes, sobre los que no hay actualmente normativas específicas.

Con estas tecnologías se trata de evitar las plantas de tratamiento de los gases de combustión existentes en las centrales convencionales, tanto para eliminar óxidos de azufre como óxidos de nitrógeno. Estas plantas implican importantes inversiones y, en algunos casos, reducciones de la eficiencia de las instalaciones.

6.3.1.- CALDERAS DE CARBÓN PULVERIZADO CONVENCIONALES

En el caso de las centrales de carbón, una configuración típica de las plantas instaladas en el pasado reciente es la de un ciclo regenerativo (de 7 a 9 extracciones con un desgasificador) y un recalentamiento intermedio, al que se le incluyen sistemas de lavado de gases. Es una opción muy probada y de alta fiabilidad pero de bajo rendimiento energético, en torno al 38% sobre el PCI, con parámetros de vapor de 560°C y 170bar. No es apropiada para carbones de alto contenido en azufre. El presente y el futuro inmediato de este tipo de plantas conlleva el paso de valores subcríticos del vapor a valores supercríticos.

6.3.2.- CALDERAS DE CARBÓN PULVERIZADO CON CICLOS SUPERCRÍTICOS

Es una opción que mejora el rendimiento energético hasta niveles de 45% con valores supercríticos del vapor en torno a 600°C y 300bar. No está muy probada y la inversión específica es elevada. Requiere carbones de alta calidad. Las emisiones de CO₂

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

disminuyen en torno a un 10% o 15% con respecto a un ciclo convencional. Estas mejoras se fundamentan en el aumento de la temperatura máxima a la que se aporta el calor al ciclo y que en este caso se consigue empleando presiones supercríticas en el vapor. El límite en la temperatura viene impuesto por los materiales de las primeras etapas de la turbina y en secciones de alta temperatura de la caldera. Los ciclos denominados “ultrasupercríticos” con 700/720 °C y 375 bar obtendrán rendimientos de 55%.

En este tipo de ciclos, también son de esperar mejoras en el rendimiento de la turbina, especialmente por el empleo de nuevos diseños de álabes que disminuyen las pérdidas secundarias y aumentan el rendimiento isentrópico.

6.3.3.- CALDERAS DE LECHO FLUIDO

La combustión de carbón en lecho fluido consiste, esencialmente, en efectuar la combustión del carbón en un lecho compuesto por partículas de este combustible, sus cenizas y un absorbente alcalino –generalmente caliza– que se mantiene suspendido por la acción de una corriente ascendente de aire que proporciona el comburente necesario para el desarrollo de la propia combustión. De esta forma, el conjunto tiene la apariencia de un líquido en ebullición. Con ello, se obtiene un mejor rendimiento en el proceso de combustión, al haber una mayor superficie de contacto entre el aire y las partículas reaccionantes. El aspecto más positivo de esta nueva tecnología es que se consigue con ella una considerable disminución del impacto medioambiental, ya que da lugar a una fuerte reducción de las emisiones de óxidos de azufre (SO₂), de nitrógeno (NO_x) y de carbono (CO₂).

La disminución en la formación de óxidos de nitrógeno (NO_x), función de la temperatura, está favorecida por la posibilidad de trabajar a temperaturas sensiblemente inferiores a las de calderas convencionales, gracias a la mejora de los procesos de transferencia de calor.

Por otro lado, si el material que acompaña al carbón en la formación del lecho posee propiedades absorbentes, se puede eliminar en gran parte la emisión de óxidos de azufre

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

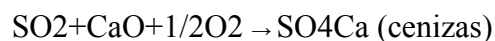
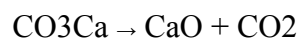
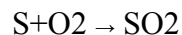
(SO₂) por cuanto éstos reaccionan transformándose en un producto sólido de fácil tratamiento como residuo. La caliza, una vez calcinada, reacciona con los óxidos de azufre formando sulfato cálcico. Esta reacción alcanza su punto óptimo en un margen muy estrecho de temperaturas en torno a los 850 °C.

A continuación se presentan los dos tipos fundamentales de combustión en lecho fluido:

Combustión del carbón en lecho fluido atmosférico

El combustible participa en pequeña proporción en el lecho (menos del 5% del mismo), lo que hace al proceso bastante flexible frente a la calidad del carbón. Como la temperatura del lecho se mantiene en unos 850 °C, hay dos aspectos positivos en el campo de las emisiones de contaminantes:

- Retención del azufre del combustible en las cenizas del lecho. El proceso tiene lugar mediante una serie de reacciones que se desarrollan en el sentido deseado y con buena cinética a las temperaturas de trabajo. Se consiguen retenciones de azufre:



- El nivel de los óxidos de nitrógeno que se forman es bajo a esas temperaturas de trabajo. Asimismo, se pueden retener los compuestos de cloro y de flúor y metales.

Por tipos de calderas, para esta tecnología pueden emplearse:

- *Calderas de lecho fluido burbujeante.* Es una opción poco extendida, con un rendimiento energético en torno al 36%. Requiere carbones de media o alta calidad con moderado contenido en cenizas y azufre. Puede ser una opción de aplicación inmediata para plantas de generación eléctrica de potencia media y

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

alta. La velocidad del aire está en el entorno de 1 y 3 m/s. Esto mantiene un lecho suspendido, con una altura en general de menos de 1 m. Las cenizas de combustión se extraen por el fondo del lecho y una mínima parte desde el ciclón de primera limpieza de gases. El contacto de los gases de combustión con el absorbente tiene lugar durante un periodo de tiempo corto. Esto hace que la retención de azufre no sea muy elevada, ligeramente superior al 90%. Asimismo, la formación de óxidos de nitrógeno no es muy baja, por encima de 200 mg/Nm³, llegando a veces a los 300 mg/Nm³. La razón de ello es que, en general, se trabaja con un exceso de aire del orden del 20% y en el lecho puede haber zonas calientes, con temperaturas por encima de los 850 °C. Por el contrario, el diseño térmico de estas calderas es muy bueno. En el lecho se disponen tubos de agua para la vaporización, con lo cual los gases que abandonan el lecho, todavía a 850 °C, ya sólo tienen que suministrar calor para el sobrecalentamiento y recalentamiento del vapor. Esto permite que el título del vapor sea elevado, similar al correspondiente de las calderas de carbón pulverizado.

- *Calderas de lecho fluido circulante.* Es una opción probada y suficientemente madura que tiene un rendimiento energético bajo, del orden de 32%. Por el contrario, tiene un buen comportamiento ambiental y es muy adecuada para utilizar combustibles sucios, de baja calidad, con elevados contenidos en azufre y en cenizas. Es adecuada para instalaciones de media y baja potencia. La velocidad del aire de fluidificación en el combustor es elevada, entre 7 y 15 m/s. El lecho no se mantiene como tal, sino que las partículas son arrastradas hasta uno o varios ciclones donde se hace la separación de gas y sólidos. Estos retornan al combustor a través de una válvula especial o de un enfriador externo también de tipo fluidificado. La formación de óxidos de nitrógeno es baja, llegando a emisiones inferiores a 120 mg/Nm³. La razón de ello es la posibilidad de realizar una buena combustión, con un bajo exceso de aire, así como el buen control de temperatura. En España se cuenta con una instalación, La Pereda (Asturias), de 50 MWe de potencia que quema carbones residuales de baja calidad, incluyendo los estériles de lavadero, de muy bajo contenido en carbón, acumulados en los valles mineros.

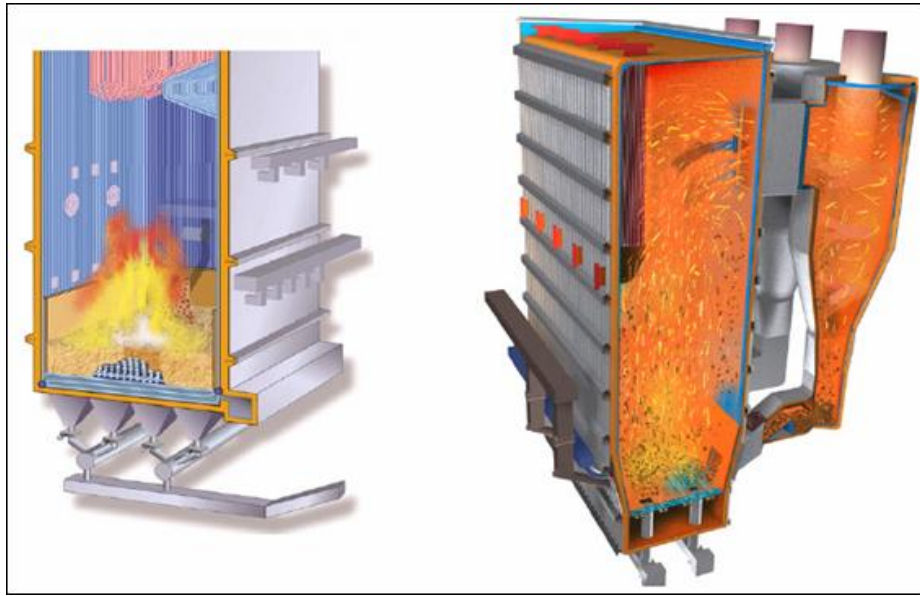


Figura 6.1: Calderas de lecho fluido según tipo de combustión: burbujeante (izquierda) o circulante (derecha).

Combustión del carbón en lecho fluido a presión

Es un sistema integrado en el que los ciclos de vapor y de gas actúan en conjunto. La caldera se sitúa en una vasija que se encuentra a presión superior a la atmosférica (de 12bar a 16bar). Los gases de combustión se mantienen a alta temperatura y una vez que están limpios de partículas, se expanden en una turbina de gas que permite el accionamiento del compresor que realiza la regulación de carga de aire a la caldera. Simultáneamente, la caldera absorbe calor del lecho y el vapor producido acciona la turbina de vapor. Los gases expandidos aún conservan suficiente calor latente, que se recupera en un intercambiador donde se precalienta el agua de alimentación de caldera, economizador.

El sistema produce la mayor parte de la energía eléctrica en la turbina de vapor, del orden del 80%, mientras que el resto se da en la turbina de gas. El rendimiento energético de todo el sistema se sitúa en el entorno del 42%.

El aumento de la presión, aparte de facilitar el funcionamiento del ciclo combinado,

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

genera un aumento de la densidad de los fluidos (aire y humos). Esto permite operar a una menor velocidad superficial de fluidificación (0,9m/s) que reduce la erosión de los bancos de tubos y aumenta el tiempo de residencia de los gases en el lecho, reduciendo así las emisiones de SO_x y mejorando la eficiencia de la combustión.

Esta tecnología es una alternativa que ya se puede considerar madura y que ofrece diseños fiables para carbones de media y alta calidad. Su rendimiento es bueno y su comportamiento ambiental también. La inversión será ligeramente superior a las centrales de carbón pulverizado con sistemas de limpieza de gases.

En el año 1991 se puso en operación la primera planta de demostración en España, de la Central Térmica de Escatrón (79 Mwe). Su objetivo era adecuar la combustión en lecho fluido a presión a la utilización limpia de los lignitos negros de Teruel, una de las mayores reservas de carbón en España, con alto contenido en cenizas y en azufre. Para el ensayo se utilizó el grupo nº 4 de la central térmica de Escatrón, que ya tenía 30 años de vida cuando se planteó la reconversión. En ésta se recuperó la turbina de vapor y la mayoría de los componentes del ciclo, condensador, líneas de circulación de agua, etc. Actualmente se opera a ritmo de unas 5.000 horas anuales.

El mayor éxito de la instalación es su comportamiento ambiental. La retención de azufre en las cenizas ha sido siempre superior al 90%. Las emisiones de óxidos de nitrógeno se sitúan en 300 mg/Nm³, llegando incluso a los 150 mg/Nm³ cuando se opera con menor exceso de aire.

6.3.4.- CICLOS COMBINADOS

La combinación entre sí de dos ciclos que evolucionan a diferentes temperaturas, está basada en la estrategia de aumentar la temperatura máxima (para el ciclo de baja temperatura) y disminuir la temperatura mínima (para el ciclo de alta temperatura).

Los ciclos combinados de turbinas de gas y turbina de vapor (CCTG) son los ciclos combinados más asentados, en los que se aprovecha el elevado nivel térmico y por tanto el calor útil de los gases de escape del ciclo de gas, 500-600°C, que de otro modo sería residual, en una caldera de recuperación de calor (CRC) para obtener vapor destinado a

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

la producción de potencia en un ciclo de Rankine.

Una planta de CCTG típica actual tiene 400 MW de potencia, un eje común y un alternador único al que atacan por sendos lados la turbina de gas y la turbina de vapor.

Los aumentos de potencia y rendimiento de los CCTG han estado muy ligados a los de la turbina de gas que configura el ciclo de cabeza y, por ello, de nuevo a la temperatura máxima del ciclo, alrededor de los 1500 °C a la salida de la cámara de combustión. El rango de potencias de estas máquinas alcanza 350 MW, en el mejor de los casos, el rendimiento es del 38%, parecido al que se obtiene con turbinas de vapor de tecnología antigua, aunque a costa de emplear combustibles de más calidad y, por ello, más caros.

Se alcanzan rendimientos del CCTG del orden de 60%, cifra que ningún otro de los ciclos conocidos actualmente puede igualar. El rendimiento de los CCTG todavía puede crecer si se emplea un nivel de presión supercrítico en el ciclo de vapor, aunque esta solución todavía no está implantada. En este caso, además de la mejora de rendimiento en el ciclo de vapor, se persigue también disminuir las pérdidas exergéticas en la CRC debido a la desaparición de la meseta de cambio de fase que existe con presiones subcríticas.

También pueden clasificarse como combinadas otras plantas en las que lo más relevante no es tanto el tipo de evolución termodinámica como la posibilidad de obtener buenos rendimientos empleando combustibles diversos, desde la biomasa hasta combustibles residuales de baja calidad, pasando por el carbón. Entre éstas, las dos alternativas más interesantes son la combustión en lecho fluido (FCB – del inglés Fluidized Combustion Bed, detallada anteriormente) y la gasificación del carbón integrada en ciclo combinado (GICC), que se explica más adelante.

Por otra parte, también existe el ciclo de Kalina, que es una variante del ciclo de Rankine. Se realiza con una mezcla binaria amoníaco/agua que presenta un comportamiento zeotrópico gracias al cual los procesos de cambio de fase realizados a presión constante no ocurren a temperatura constante, por lo que tiene lugar un buen seguimiento del perfil de temperatura de la fuente térmica. Las pérdidas exergéticas en

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

la caldera de recuperación serán, por ello, menores que en un ciclo combinado convencional que emplee Rankine como ciclo de baja. El ciclo de Kalina se presta bien a la recuperación de calor de fuentes de baja temperatura, aunque todavía existen pocos ejemplos de aplicaciones reales para poder valorar sus posibilidades futuras.

Gasificación y Ciclo combinado

Es una opción fiable en sistemas no muy integrados y con carbones de buena calidad que, además, está madurando hacia diseños más complejos y con combustibles difíciles como fracciones pesadas del petróleo, buscando un rendimiento energético elevado, del orden de 42%. Ello redundaría en una menor emisión específica de CO₂ por kWh, valor que se puede reducir si a los gases procedentes de la gasificación se les aplica una etapa de extracción del mismo. Su comportamiento ambiental es muy bueno. El proceso en sí es limpio de emisiones de partículas y compuestos de azufre. Además, las emisiones de óxidos de nitrógeno pueden ser también bajas si el proceso de combustión en turbina de gas se desarrolla con los adecuados sistemas de reducción de la formación de NO_x, por ejemplo con inyección de vapor en la cámara de combustión. Sin embargo, exige una inversión específica muy elevada debido al diseño complejo del gran número de subsistemas, mayor que el correspondiente a las instalaciones convencionales y a las de combustión en lecho fluido a presión. Actualmente, existen alternativas de generación, como es el caso del gas natural en plantas con ciclo combinado, que tienen unos costes de inversión más bajos, además de ser atractivas desde el punto de vista medioambiental. Por ello, el interés sobre las tecnologías de uso “limpio” del carbón ha decrecido, lo cual está siendo un freno para completar el desarrollo de estas tecnologías.

La eficiencia neta del GICC es comparable a la de tecnologías supercríticas, por lo que la emisión de CO₂ es por tanto comparable. Sin embargo, con la tecnología GICC las emisiones de óxidos de azufre y nitrógeno (0,07 – 0,14 kgSO₂/MWh y 0,05 – 0,40 kgNO_x/MWh) están muy por debajo de las emisiones de cualquier otra tecnología disponible cuyo combustible sea carbón (Lecho fluido atmosférico 1,4 kgSO₂/MWh y 0,80 kgNO_x/MWh y Caldera de carbón pulverizado con ciclo supercrítico 2,15 kgSO₂/MWh y 1,10 kgNO_x/MWh).

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

La primera y única central española de este tipo de tecnología es la de ELCOGAS en Puertollano, con una potencia de 320 MW. Su objetivo fundamental es demostrar la viabilidad comercial de este tipo de tecnología. El combustible que se emplea en esta central es una mezcla del carbón de Puertollano (de alto contenido en cenizas y bajo contenido en azufre), y cok de petróleo (de alto contenido en azufre y bajo contenido en cenizas), de difícil utilización.

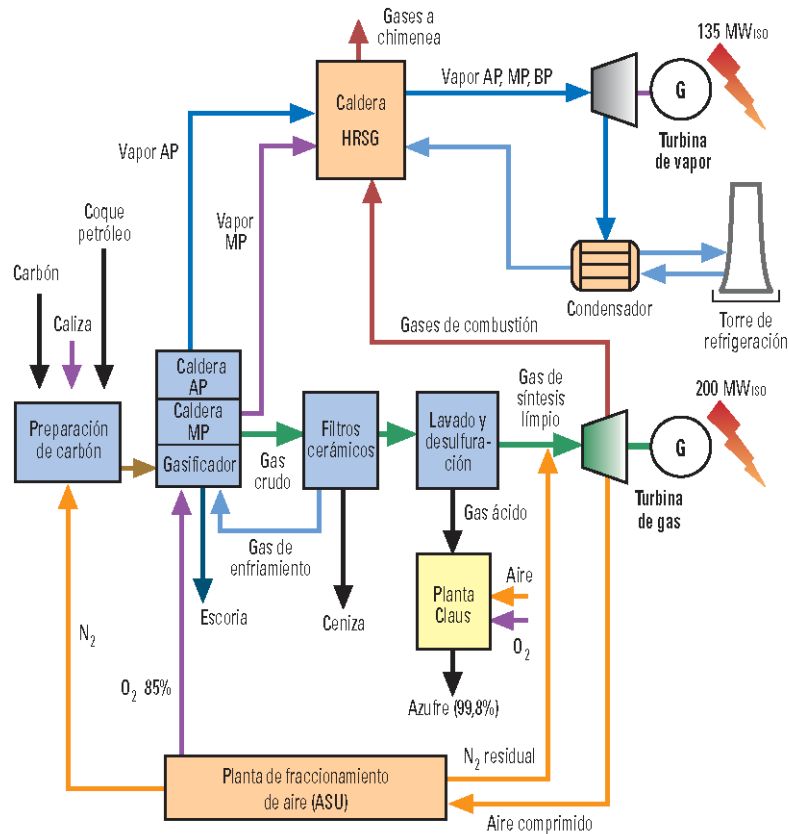


Figura 6.2: Diagrama de bloques del proceso de la Central GICC de ELCOGAS .

Gasificación de combustibles sólidos

La gasificación es un proceso termoquímico por el que se transforma el carbón en un gas combustible (gas de síntesis), mediante oxidación parcial con aire, oxígeno o vapor de agua.

A diferencia de los procesos de combustión de carbón, la gasificación se realiza con

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

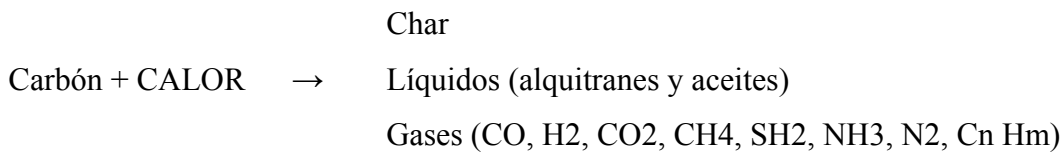
defecto de oxígeno. De esta forma, el gas combustible obtenido está compuesto principalmente de monóxido de carbono (CO) e hidrógeno (H₂), y conserva la mayor parte de la energía del combustible inicial.

- Poder calorífico del gas de síntesis: 75% del poder calorífico del carbón.
- Calor sensible en el gas de síntesis: 15%. Esta energía se recupera en el enfriamiento del gas, mediante la producción de vapor.
- Calor en el residuo sólido (escoria fundida y ceniza seca), y pérdidas de calor al ambiente: 10%.

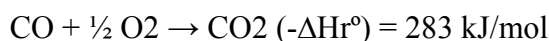
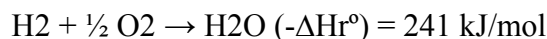
Química de la gasificación

En el proceso de gasificación se pueden distinguir tres etapas fundamentales:

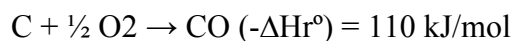
Pirólisis: tras el secado y calentamiento, en el que se desprenden volátiles, se produce la pirólisis o descomposición térmica del carbón. En este proceso, se origina una fracción gaseosa rica en H₂, y un residuo carbonoso ('char').



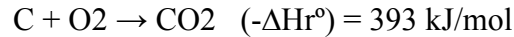
Combustión: los gases originados se queman, consumiéndose la mayor parte del oxígeno alimentado al gasificador. Las reacciones son exotérmicas, y desprenden el calor necesario para producir las reacciones de gasificación.



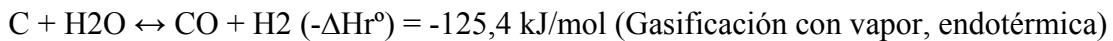
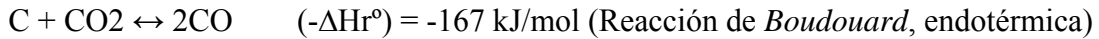
A su vez, el residuo carbonoso reacciona parcialmente con el oxígeno no consumido, hasta que éste se agota.



Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica



Gasificación: una vez consumido todo el oxígeno, se producen las reacciones entre los gases de combustión (CO₂ y H₂O) y el char, generando CO y H₂. Las reacciones de gasificación tienen lugar como consecuencia de que se alimenta únicamente entre 1/3 y 1/5 del oxígeno teórico requerido para la combustión total.



La relación en que se van a encontrar CO y H₂, principales componentes del gas final, está determinada por la reacción de equilibrio agua-gas:



La composición final del gas de síntesis depende de las condiciones de presión y temperatura, que a su vez depende de los diferentes equilibrios que se establecen según el combustible y los agentes gasificantes (aire u oxígeno, vapor de agua) empleados.

A elevadas temperaturas, disminuyen las concentraciones de H₂O y CO₂, mientras que aumentan las de CO y H₂. En cambio, al aumentar la presión, disminuyen las concentraciones de CO y H₂, aumenta la de H₂O, y apenas varía la de CO₂.

Además, en los procesos a baja temperatura se producen cantidades apreciables de especies como metano (CH₄), alquitranes, aceites y fenoles.

Compuestos contaminantes del carbón

Las emisiones de SO₂ y NO_x, son comparables o inferiores a las obtenidas en un ciclo combinado con gas natural (CCGN). El azufre, presente en el gas de síntesis como H₂S y COS, es recuperado en más del 99%, transformándose en ácido sulfúrico o azufre sólido puro para su venta.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

Debido a la atmósfera reductora en que se desarrolla el proceso de gasificación, el gas de síntesis no contiene NO_x, sino amoníaco (NH₃) y HCN en baja proporción, que se eliminan en el proceso de lavado. En la turbina de gas, además de quemadores de bajo NO_x, se utilizan sistemas adicionales como la saturación del gas o la mezcla con nitrógeno, para limitar la temperatura de llama y prevenir la formación de NO_x térmico.

En cuanto a las partículas sólidas, éstas se extraen del gas de síntesis mediante filtros y/o lavado con agua antes de la combustión del gas, por lo que sus emisiones no son significativas.

Gas de efecto invernadero, CO₂

La sustitución de grupos de carbón por modernas unidades GICC permitiría disminuir sus emisiones de CO₂ hasta en un 20%.

Adicionalmente, mediante la reacción agua-gas $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2$, se puede incrementar la producción de hidrógeno y capturar el CO₂ de forma directa, utilizando procesos comerciales y habituales en la industria de síntesis química. La captura del CO₂ del gas a presión, en el proceso GICC, resultaría mucho más económica que su extracción de los gases de combustión de plantas convencionales de carbón pulverizado, o ciclos combinados de gas natural.

Tecnología		Potencia Neta (Mwe)	Combustible	Eficiencia mínima	CO ₂ g/KWh
Caldera Carbón	Subcrítica (P<221bar)	665	Carbón del 0,6% de S	38	858
Pulverizado	Supercrítica (P>221bar)	665	Carbón del 0,6% de S	43	758
Ciclos Combinados	Gas	445	Gas Natural	59	348
GICC	ELCOGAS	282	C+coque	42	714
Lecho Fluido	Subcrítico	218	Lignito	37	850
	Supercrítico	454	Subituminoso 1,2% de S	46	720

Tabla 6.1: *Tabla comparativa de potencias, eficiencias y emisiones de CO₂ de distintas tecnologías para la combustión del carbón*

6.4.- PLANTAS DE EMISIONES NULAS

A medida que vaya incrementándose la demanda mundial de energía irá siendo más difícil cumplir los objetivos del protocolo de Kyoto mediante la mera aplicación de medidas encaminadas a la mejora del rendimiento de las plantas actualmente existentes. Las centrales con balances de CO₂ desfavorables se enfrentarán a dificultades crecientes para ser competitivas y será necesario aumentar la producción de energía sin emisiones de CO₂ recurriendo a fuentes renovables o a centrales nucleares.

En cuanto a las plantas con combustión, a continuación se citan las principales posibilidades de reducir drásticamente o de anular sus emisiones de CO₂.

6.4.1.- EMPLEO DE COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS

Se pueden considerar desde los biocombustibles hasta el hidrógeno, siempre que presenten un balance *well to wheels* (análisis de ciclo de vida que contabiliza en la energía consumida y en las emisiones, las derivadas de la obtención del combustible, además de las propias del proceso de combustión) favorable.

El consumo energético de la fabricación de biocombustibles o de hidrógeno es elevado, lo que suscita, al hacer el análisis del ciclo de vida, la cuestión de las emisiones, según su procedencia, de la energía empleada en esa fabricación. Las emisiones de contaminantes de carácter local de la combustión de biocombustibles son semejantes a las de los combustibles derivados del petróleo. El hidrógeno, por su parte, posee niveles muy bajos tanto de NO_x como de HCs (procedentes de los lubricantes). Para ambos combustibles, las emisiones de gases de efecto invernadero se reducen drásticamente o se anulan, siempre contando con que la fabricación se haya hecho a partir de energías renovables o de energía nuclear.

La tecnología de los biocombustibles está madura y su producción industrial es una realidad. Los biocombustibles se pueden mezclar en diferentes proporciones con los combustibles convencionales.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

El hidrógeno no se encuentra libre en la naturaleza y hay que fabricarlo, por electrólisis del agua o por reformado o craqueo termocatalítico a partir de metano. El hidrógeno es especialmente adecuado para la obtención directa de energía eléctrica con células de combustible, pero también puede emplearse como combustible en motores de combustión interna, incluyendo las turbinas de gas y los motores alternativos. Es un combustible bastante seguro debido a su elevada difusividad, la cual hace difícil que lleguen a formarse mezclas explosivas. La combustión en sí misma es más difícil de controlar que con los hidrocarburos convencionales debido a la elevada velocidad de la llama (lo que presenta problemas de detonación) y a la pequeña energía de ignición. En cambio, los amplios límites de inflamabilidad permiten una buena combustión de mezclas pobres y una regulación de la carga sencilla. El hidrógeno tiene una densidad pequeña, lo que hace disminuir el rendimiento volumétrico si la mezcla no se forma por inyección directa.

El CO₂ es, en efecto, un producto inevitable de la combustión, siempre que el carbono forme parte de la composición del combustible, como sucede en la mayoría de los combustibles actuales, ya sean éstos de origen fósil, como el carbón, los derivados del petróleo o el gas natural, o procedentes de biomasa. El hidrógeno, que no se encuentra libre en la naturaleza, es uno de los pocos combustibles que escapa a la norma anterior.

Las emisiones de CO₂ de una planta de potencia dependen de dos factores principales: primero, la composición del combustible (relación H/C de su estructura molecular) influye por la estequiometría de la reacción de combustión; segundo, el rendimiento del ciclo termodinámico influye en las emisiones específicas de CO₂ por kWh producido.

6.4.2.- CAPTURA Y ALMACENAMIENTO DE CO₂ (CAC)

La tecnología de captura y almacenamiento del dióxido de carbono (CAC – del español Captura y Almacenamiento de Carbono o CCS – del inglés Carbon Capture and Storage) consiste en capturar el dióxido de carbono, presente en los gases emitidos por la industria, antes de que pueda emitirse a la atmósfera, producir una corriente concentrada de CO₂, transportarla a un lugar seguro y aislarlo de la atmósfera, inyectándolo en formaciones geológicas sedimentarias seguras, muy profundas y herméticas como capas de carbón, rocas basálticas, yacimientos de sal o depósitos

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

agotados de gas y petróleo, con el fin de confinarlo por un tiempo indefinido y realizando una monitorización y un seguimiento continuado de su comportamiento. Además, se podría aprovechar una pequeña parte del CO₂ secuestrado para usos industriales y comerciales y se investiga incluso la viabilidad, a largo plazo, de “valorizar” el CO₂ transformándolo en biocombustible.

Resulta especialmente atractiva su aplicación a procesos con combustible biomásico ya que implicaría emisiones negativas de CO₂.

Captura del dióxido de carbono

En primer lugar, el CO₂ debe ser separado de otros gases resultantes de la combustión. A continuación se comprime y purifica, para facilitar su transporte y almacenamiento. Supone un elevado coste de instalación y una pérdida de eficiencia. En particular, en el sector eléctrico, existen tres grandes líneas de desarrollo en tecnología de captura, que van a permitir en un futuro próximo capturar el CO₂ a gran escala antes de ser emitido a la atmósfera. La investigación, desarrollo y demostración de estas tecnologías tiene como fin último la reducción de los costes de la captura, actuando sobre la eficiencia de los procesos.

Sistema postcombustión

El CO₂ es separado de los gases generados tras la combustión convencional de los combustibles fósiles que contienen mayoritariamente nitrógeno del aire empleado en la combustión. El proceso se efectúa por absorción, adsorción, destilación criogénica o membranas. La opción más prometedora en esta categoría es la absorción química con aminas. Los sistemas postcombustión pueden aplicarse tanto a centrales existentes como a centrales de nueva construcción.

Sistema precombustión

Esta tecnología se emplea generalmente en combinación con procesos de gasificación de carbón. Al gasificar el combustible con oxígeno se produce un gas de síntesis que

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

contiene principalmente monóxido de carbono (CO) e hidrógeno (H₂). Mientras el H₂ se aprovecha para producir electricidad en una turbina o para su almacenamiento y uso posterior, el CO se hace reaccionar con agua (H₂O) para generar más CO₂ (y más H₂), que es separado. Por otro lado, el CO₂ se separa para su transporte y almacenamiento. La ventaja principal de esta opción es que el CO₂ se encuentra relativamente concentrado antes de la separación y se halla además a elevada presión por lo que se pueden emplear métodos de separación más eficientes.

Sistema oxycombustión

Utiliza oxígeno puro en lugar de aire para quemar el combustible, lo que hace que los gases de combustión estén constituidos casi exclusivamente por CO₂ (y agua vapor) que se separa de forma relativamente sencilla enfriando y comprimiendo la corriente de gas.

Las tecnologías de postcombustión y precombustión aún en fase de demostración en el sector eléctrico, se han utilizado en el mercado durante décadas, en la industria petroquímica. Los sistemas actuales de postcombustión y precombustión para las centrales de energía permiten capturar entre el 85 y 95% del CO₂ producido. Sin embargo, como para la CCS se necesita aproximadamente de 10% a 40% más de energía que en el caso de una central equivalente sin captura para producir el oxígeno y para retirar los contaminantes como los óxidos de azufre y nitrógeno, el importe neto de CO₂ "evitado" es de aproximadamente 80 a 90%.

Transporte de CO₂

Las corrientes concentradas de CO₂ pueden transportarse con seguridad a una presión elevada a través de gasoductos. Los gasoductos de CO₂ se utilizan desde principios del decenio de 1970, y en la actualidad son el principal medio de transporte del CO₂. Los Estados Unidos, por ejemplo, tienen en la actualidad más de 2500 km de gasoductos de CO₂, principalmente en Texas, para proyectos de recuperación asistida de petróleo. El CO₂ también puede transportarse en estado líquido en buques, de manera similar a la que se utiliza con frecuencia para transportar gas licuado de petróleo. El transporte en camiones cisterna con tanques aislados es viable desde el punto de vista tecnológico,

pero no resulta económico.

Almacenamiento de CO₂

Las formaciones geológicas son la opción de almacenamiento para el CO₂ más viable desde el punto de vista económico y aceptable desde el punto de vista ambiental, particularmente teniendo en cuenta la experiencia ya adquirida en la industria del petróleo y el gas. El CO₂ comprimido puede inyectarse en formaciones rocosas porosas por debajo de la superficie de la tierra, mezclándose con el petróleo atrapado en los poros de la roca base, esto disminuye la viscosidad del crudo y facilita la extracción e intensifica la explotación de yacimientos petrolíferos residuales casi agotados, utilizando tecnologías de recuperación de petróleo y gas natural (respectivamente EOR – del inglés Enhanced oil recovery y EGR – Enhanced gas recovery), dando lugar a una producción terciaria de dichos combustibles, o bien puede inyectarse en formaciones salinas profundas o en estratos carboníferos no extraíbles. La inyección de CO₂ en lechos marinos está actualmente descartada pues provoca efectos negativos como la acidificación del medio oceánico. Se encuentran también en la fase de investigación tecnologías para almacenar el CO₂ prácticamente de forma permanente, convirtiéndolo en carbonatos minerales inorgánicos mediante reacciones químicas.

La razón por la que el almacenamiento geológico deba realizarse a profundidades de cientos de metros, se debe a las lógicas exigencias de optimizarlo, dado los colosales volúmenes implicados, es decir, se buscan condiciones de presión y temperatura a las cuales el CO₂ ocupe menor volumen y, en consecuencia, sea necesario un menor volumen de roca almacén.

Las condiciones óptimas teóricas se consiguen a 31.1°C de temperatura y a 7.38 MPa de presión (presión factible a unos 800m de profundidad en el subsuelo), dichas condiciones son las de su punto crítico y en ellas, aunque el CO₂ es un gas, se comporta como un líquido con una densidad crítica de 467 Kg/m³, muy superior a la de 1,97 Kg/m³ que muestra en condiciones normales de superficie.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

Mecanismos de atrapamiento del CO₂ en formaciones geológicas

Retención estructural: debido a la presencia de una roca sello impermeable que impide al CO₂ escapar desde el principio.

Retención del CO₂ residual: consiste en la retención del CO₂ por las fuerzas de capilaridad en los intersticios de la formación rocosa, lo que sucede aproximadamente diez años después de la inyección.

Retención por solubilidad: por la cual el CO₂ se disuelve en el agua presente en la formación geológica. Una vez que esto ha sucedido el agua cargada de CO₂ adquiere densidad y por tanto se hunde en la formación. Este mecanismo adquiere importancia entre diez y cien años después de la inyección.

Reacción química: por último, la captura mineral tiene lugar cuando el CO₂ disuelto reacciona químicamente con la formación rocosa para producir minerales.

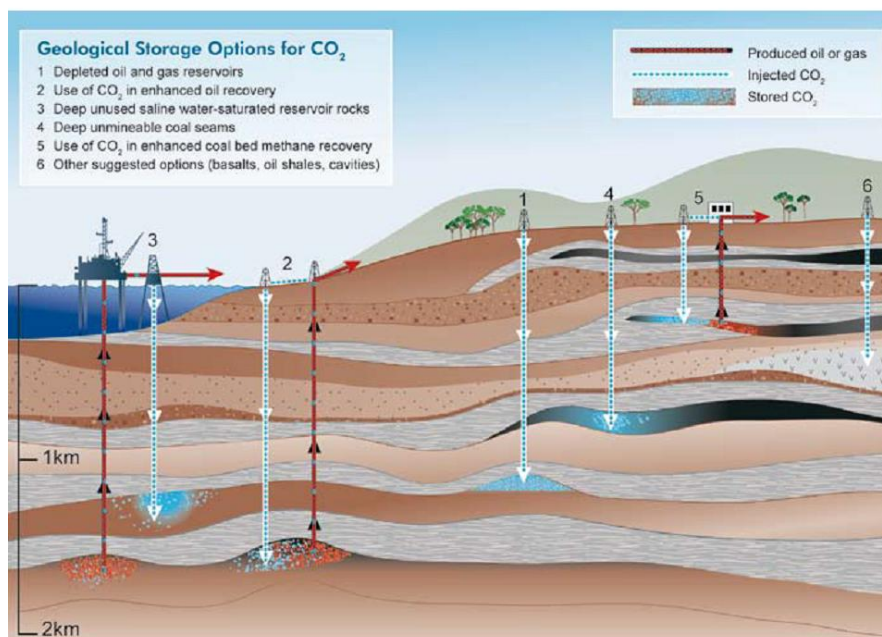


Figura 6.3: Opciones de almacenamiento geológico de CO₂. (1) Reservorios agotados de gas y petróleo, (2) Yacimientos de petróleo/gas con recuperación terciaria (EOR, EGR), (3) Acuíferos salinos profundos, (4) Yacimientos no explotables de carbón, (5) Capas de carbón con posibilidad de explotar metano (ECBR) y (6) Otras opciones (basaltos, esquistos bituminosos, cavidades).

Emplazamientos adecuados a nivel Nacional

Por el momento, las cuencas sedimentarias de Duero, Ebro y Guadalquivir son las áreas mejor posicionadas para almacenar CO₂ en España.

Coste de la CAC

El elevado coste que la investigación en CAC conlleva, puede caer entre un 30 y 40% cuando la tecnología sea comercial. El coste actual por tonelada de CO₂ evitada oscila entre 30 y 60 euros y el objetivo es que baje de 15 euros en unos 20 años.

Legislación de la CAC

En España la Ley 40/2010, de 29 de diciembre, relativa al almacenamiento geológico de dióxido de carbono incorpora la Directiva 2009/31/CE al ordenamiento jurídico español. Regula la actividad de almacenamiento geológico, captura y transporte de dióxido de carbono en condiciones seguras para el medio ambiente.

Dos sistemas de captura de CO₂ investigados en España

España investiga, al menos, dos sistemas de captura de CO₂. El asturiano, desarrollado por el Instituto del Carbón (Incar), se denomina de carbonatación-calcinación y se aplica en el proceso de postcombustión del carbón; es decir, captura el gas una vez sale de las plantas por las chimeneas. Una de sus ventajas es que puede ser utilizado por centrales térmicas ya en servicio, que deberían adaptar sus instalaciones. El sistema del Incar tiene, además, la ventaja de ser barato. El coste por tonelada secuestrada puede estar en torno a unos 15 euros, frente a los 30 y 60 euros de otros métodos.

El leonés está desarrollado en la Ciudad de la Energía de Ponferrada. Es de precombustión, se intenta eliminar el gas en el proceso de quemado del carbón en la central térmica. Uno de sus inconvenientes es que sólo sirve para instalaciones de nueva construcción. El modelo de León es el que ha sido elegido por la UE como primera central de referencia europea.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

Ambos sistemas son complementarios, pues abordan la captura del CO₂ con fórmulas diferentes.

6.4.3.- CAPTURA DE CO₂ POSTCOMBUSTIÓN

Estos procesos tratan de separar el CO₂, tal y como se encuentra en los gases de escape, sin haber realizado ninguna operación previa a la combustión.

Los gases de combustión, dependiendo de la instalación productora y del combustible utilizado, presentan contenidos de CO₂ comprendidos en el rango 2% a 20%. Previamente a su transporte al almacenamiento, se debe aumentar sustancialmente la concentración de CO₂ en la corriente de gases. Las tecnologías utilizadas para su aislamiento, se pueden agrupar en cuatro grandes grupos conforme a la naturaleza del principio que gobierna la separación:

- Absorción
- Adsorción
- Separación con membranas
- Destilación criogénica

Absorción

Consiste en la separación de uno o más componentes (en este caso CO₂) de una mezcla gaseosa con la ayuda de un solvente líquido con el cual forma solución. Los procesos de absorción de CO₂, constituyen el método más utilizado industrialmente para la separación de CO₂ de un flujo de gases.

El proceso puede conducirse por tres vías diferentes (química, física o sistemas híbridos), eligiendo una u otra según las características de la corriente original.

Absorción química

Este procedimiento es el más habitualmente utilizado cuando los gases están a baja presión, como suele ser el caso de los humos de combustión. El CO₂ reacciona con

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

alguna base débil para formar un compuesto con enlace inestable, el cual es fácilmente destruido mediante calentamiento a temperatura moderada, liberando el CO_2 y regenerando el absorbente que es recirculado al absorbedor. Los reactivos más comúnmente utilizados en estos procesos están basados en disoluciones acuosas de alcanolaminas, como monoetanolamina (MEA) o dietanolamina (DEA).

La principal desventaja es que requiere que los gases de combustión sean tratados previamente para eliminar SO_x , NO_x , inquemados y cenizas, ya que la presencia de estos limita la vida del absorbente. Esto impide su uso en centrales de carbón a menos que se tengan gases de escape especialmente limpios. La otra desventaja fundamental es el alto consumo energético en la regeneración del absorbente.

Existen esquemas de aplicación a centrales de ciclo combinado. El principal problema en este caso es la menor concentración de CO_2 en los gases de escape de la combustión, en comparación con una central térmica convencional (4% a 5% frente a 10% ó 20%).

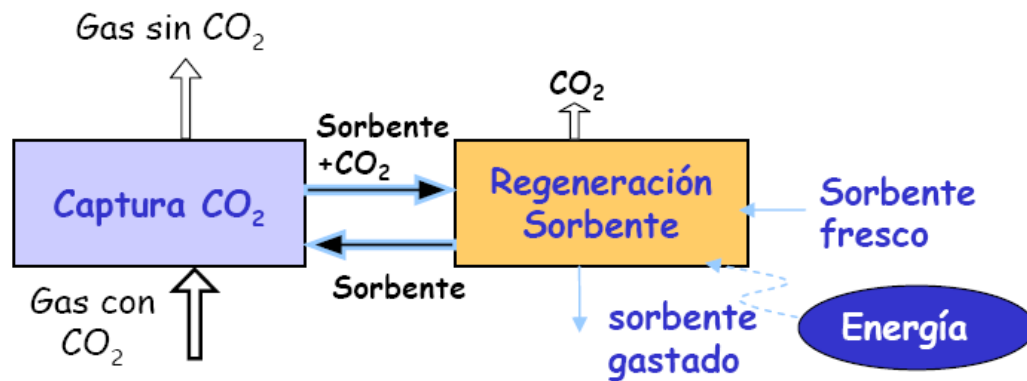


Figura 6.4: *Esquema del proceso de absorción química como tecnología de captura postcombustión.*

Absorción física

Tecnología más apropiada con gases a presión alta o moderada. El procedimiento operativo es esencialmente el mismo que en el caso precedente. La diferencia estriba en que en este caso, el CO_2 es físicamente disuelto a moderada temperatura en un medio

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

apropiado. La separación del CO₂ se realiza por calentamiento y reducción de presión. Disolventes típicos son el dimetil éter de polietilenglicol (Selexol) o metanol a baja temperatura (Rectisol).

Absorción híbrida

Combina las mejores características de la absorción física y la química. El procedimiento operativo es básicamente el mismo que los anteriores, pero utiliza disolventes/absorbentes específicos, por lo común mezcla de los productos utilizados en los dos sistemas simples.

Adsorción

Utiliza la atracción selectiva que la superficie de algunos sólidos (adsorbentes) presentan hacia el CO₂. Entre los adsorbentes se encuentran: carbón activo, materiales mesoporosos, zeolitas, alúminas e hidrotalcitas.

Existen diversos procedimientos industriales basados en el mismo principio. Circulan los gases a través de un lecho del adsorbente y el CO₂ queda retenido en la superficie. Se diferencian por la manera de recuperar el CO₂ (y regenerar el adsorbente):

- PSA: Reduciendo la presión (del inglés Pressure Swing Adsorcion)
- TSA: Aumento de la temperatura (del inglés Temperature Swing Adsorcion)

Separación con Membranas

Consiste en la circulación de la corriente de gases por una de las caras de la membrana, cuya selectividad se fundamenta en la distinta afinidad quimicofísica hacia los diferentes componentes de la mezcla. Esto ocasiona que los gases que pasan a su través tengan distinta composición a la alimentación y estén enriquecidos en aquellas moléculas para los que se ha diseñado afinidad específica.

La selectividad de las membranas a los diferentes gases está relacionada con el material

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

de las que están fabricadas (polímeros, metales, materiales cerámicos).

El esquema básico de separación mejora con corrientes a altas presiones, con la instalación de dos o más separadores en serie o combinando este proceso con algún otro como la PSA.

Todavía no se han utilizado a la escala y condiciones, en términos de disponibilidad y coste, que se necesita para los sistemas de captura de CO₂.

Destilación criogénica

Mediante una serie de etapas de compresión, enfriamiento y expansión, los componentes del gas se pueden separar en una columna de destilación.

Se enfrían los gases a temperatura suficientemente baja (inferior a -78 °C) como para que el CO₂ se separe en forma sólida.

Esta tecnología se utiliza sobre todo para separar las impurezas de una corriente de CO₂ de alta pureza.

La principal restricción es el elevado consumo energético, en especial en la etapa de compresión de los humos.

Todavía no se ha utilizado a la escala y condiciones, en términos de disponibilidad y coste, que se necesita para los sistemas de captura de CO₂. A pesar de la gran ventaja para el almacenamiento que supone el obtener el CO₂ sólido, los costes serán difícilmente competitivos con otros procedimientos.

6.4.4.- CAPTURA DE CO₂ PRECOMBUSTIÓN

Las tecnologías de precombustión pretenden eliminar el carbono existente en el gas de síntesis proveniente del carbón o del gas natural, previo a su combustión en una turbina de gas en ciclo combinado. De esta manera se consigue un combustible cuyos componentes principales son hidrógeno y nitrógeno. Para ello el CO₂ presente en los

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

gases ha de ser separado para su posterior compresión y almacenamiento.

La mayor ventaja de estos procesos es la mayor concentración de CO₂ en los gases y la baja cantidad de impurezas, lo que permite emplear un sistema de absorción química o física del CO₂ en condiciones favorables.

El gas de síntesis generado en un sistema GICC y que alimenta a la turbina de gas, es fundamentalmente CO e H₂.

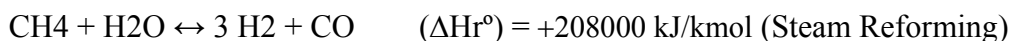
La decarbonatación en este proceso se consigue mediante la combinación de las siguientes etapas:

- Eliminación de H₂S y los mercaptanos (azufre orgánico) del gas de síntesis.
- Conversión del CO en CO₂ mediante un reactor de ajuste agua-gas (“Water Gas Shift”)
- Captura de CO₂ mediante un proceso de absorción química o física quedando en los gases tratados únicamente H₂ diluido con N₂.

Es una tecnología muy unida a la producción de hidrógeno. Este tipo de captura se realiza principalmente en:

- Gasificación Integrada en Ciclo Combinado (GICC)
- Ciclos Combinados (CC)

Si el combustible es gas natural se requiere una primera etapa de reformado. El procedimiento más empleado a escala industrial es, hoy en día, el reformado con vapor (“steam reforming”). Este proceso consiste en exponer al gas natural, de alto contenido de metano, con vapor de agua a alta temperatura y presión, según la reacción siguiente:



Este proceso requiere de una gran cantidad de energía para realizar la reformación.

La reacción es fuertemente endotérmica, por lo que se realiza preferentemente en fase

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

gas a altas temperaturas (por encima de 800 °C) con un aporte de calor del exterior, procurando la máxima conversión del metano. Para maximizar la producción de hidrógeno a costa del CO presente en el gas reformado se completa seguidamente la reacción de ajuste agua-gas en otro reactor separado, a temperaturas del orden de 500 °C.

El proceso de reformado autotérmico se lleva a cabo en un reactor a presión con un lecho de catalizador, por el que se hace pasar la mezcla de gas y vapor de agua junto con oxígeno de origen criogénico o aire comprimido. La combustión de parte del gas con el oxígeno proporciona el calor necesario para las reacciones de reformado.

La concentración de CO₂ puede llegar al 69% si se combina con tecnologías de gasificación integrada en ciclo combinado (GICC).

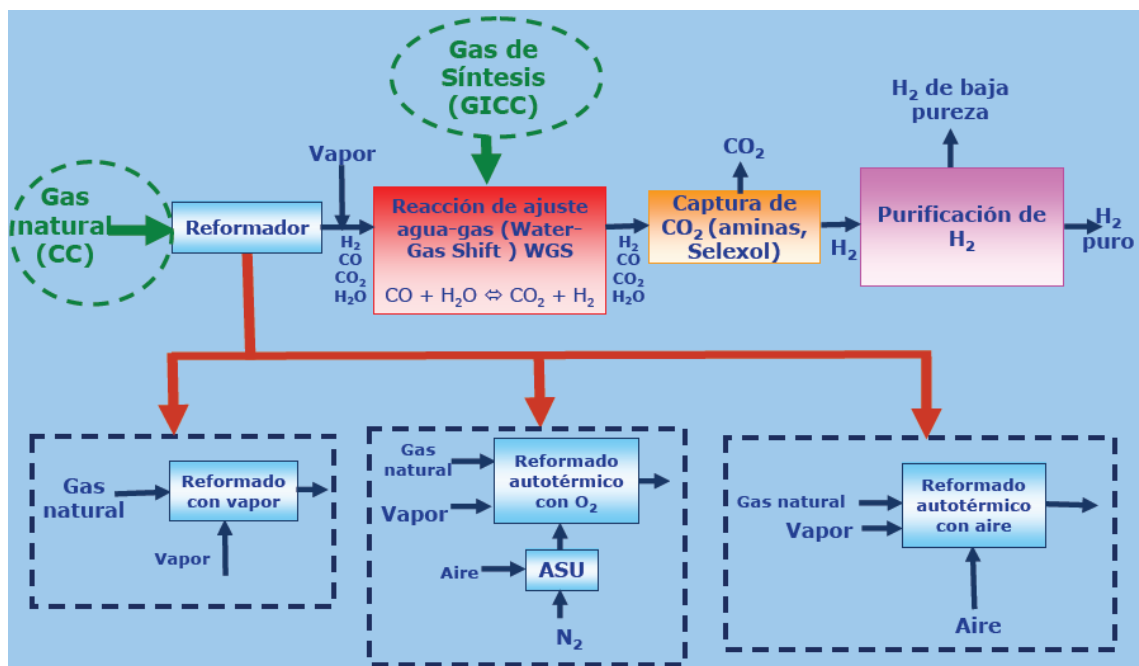


Figura 6.5: Captura de CO₂ precombustión asociada al proceso de producción de hidrógeno a partir de gas de síntesis o de gas natural tras proceso de reformado.

6.4.5.- CAPTURA DE CO₂ DURANTE LA COMBUSTIÓN

Oxycombustión

Las tecnologías de oxycombustión están basadas en la combustión directa con oxígeno como comburente en ausencia de nitrógeno. Para la obtención de oxígeno se hace necesaria una unidad de separación de aire (ASU – del inglés Air Separation Unit).

Los gases de combustión generados son fundamentalmente CO₂ y H₂O, los cuales son fácilmente separables mediante condensación del vapor de agua.

Los procesos de oxicomustión conducen a temperaturas muy superiores a la combustión con aire (entre 500 K y 1000 K más). Esto implica un inconveniente, ya que no existen de momento, materiales capaces de sacar partido termodinámico de esas elevadas temperaturas, y éstas conllevan un aumento de la reacción de disociación del CO₂ y, por consiguiente, del CO producido en la combustión. Como atenuador de la temperatura de combustión se emplea CO₂ recirculado, en cantidad en torno a 55% y 60% que se inyecta con el oxígeno en los quemadores. Aun así la temperatura de llama que se alcanza es bastante elevada y, mientras que en una caldera convencional la temperatura de llama está a 1400°C-1500°C en oxycombustión la temperatura de llama puede alcanzar los 2200°C-2300°C. El flujo térmico es el doble en una caldera oxycombustión que en una caldera de lecho fluidizado, del orden de 567 kW/m² frente a 235 kW/m². El problema que entraña el flujo térmico no es tanto su valor promedio como los picos que se alcanzan, por lo que se hace más atractiva la oxycombustión en calderas de lecho fluidizado frente a las de carbón pulverizado, evitando así el deterioro de materiales. La proyección futura de esta tecnología en calderas de carbón pulverizado podrá tener desarrollo en caso de considerar combustión parcial de oxígeno y no puramente oxycombustión.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

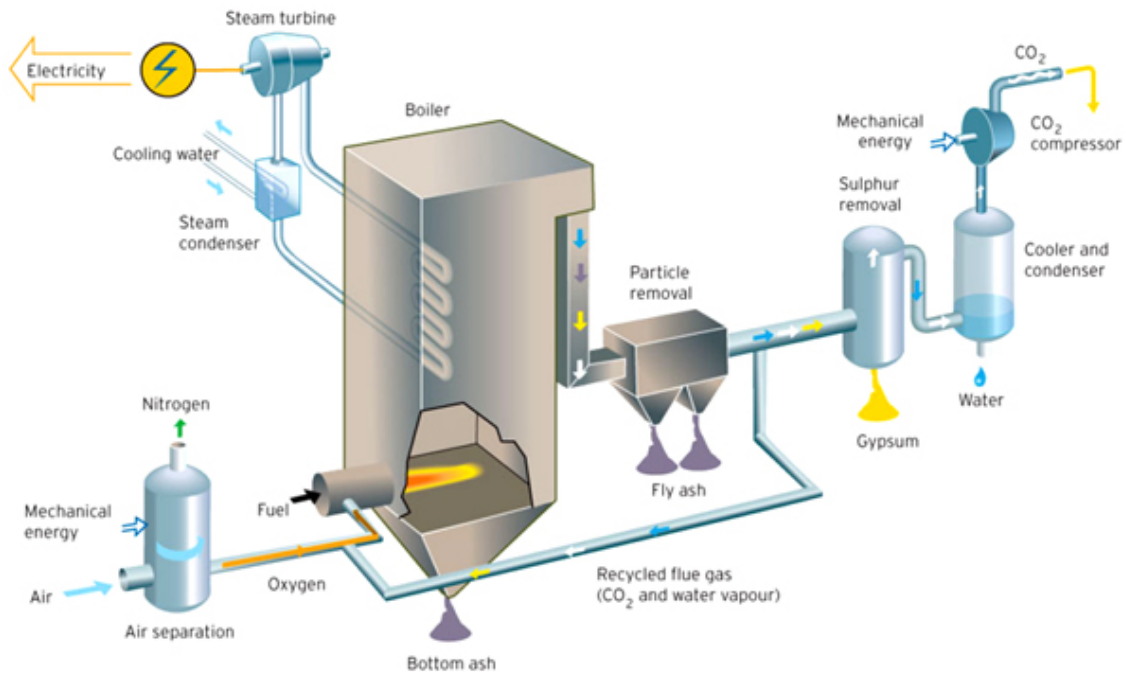


Figura 6.6: *Esquema del proceso oxidación alimentado por ASU, como tecnología de captura durante la combustión.*

Como se ha adelantado en el párrafo anterior, existen dos líneas de desarrollo de esta tecnología, una para lecho fluido atmosférico circulante (CLFA) y otra para carbón pulverizado. En ambos casos se está realizando recirculación de gases de combustión, lo que permite un mejor control de las temperaturas de combustión en caldera.

La CLFA evita las altas temperaturas de combustión con la recirculación de sólidos enfriados. La penalización en el rendimiento de estas plantas viene dado por el alto consumo energético de la ASU. A largo plazo se prevén mejoras en este campo mediante el empleo de sistemas de separación con membranas cerámicas a alta temperatura que permitirían reducir a un tercio el consumo energético y reducir a la mitad los costes de inversión para la separación del oxígeno del aire. El principio básico de funcionamiento de las membranas OTM (del inglés Oxygen Transport Membrane) es el empleo del potencial químico para la separación del oxígeno del aire en lugar de emplear presión. Estas membranas se integran directamente con las calderas. La combustión en la cara en contacto con el combustible de la membrana, genera una muy

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

baja presión parcial de oxígeno comparada con la existente en la cara en contacto con el aire. Esta diferencia de potencial químico genera la migración del oxígeno a través de la membrana sin necesidad de compresión adicional de aire. Actualmente el coste energético de la destilación criogénica está en el entorno de los 220 kWh/ton de O₂, lo que penaliza el rendimiento de la central entre 8 y 10 puntos. El rendimiento térmico para esta tecnología está en el entorno del 64% (57,5% si se tiene en cuenta la energía invertida en la destilación del aire para producir O₂). ENDESA proyecta la construcción de una planta demostración de 500 Mwe con tecnología CLFA oxycombustión y condiciones supercríticas de operación, dentro del programa de la Unión Europea de financiar de 10 a 12 plantas de demostración comercial.

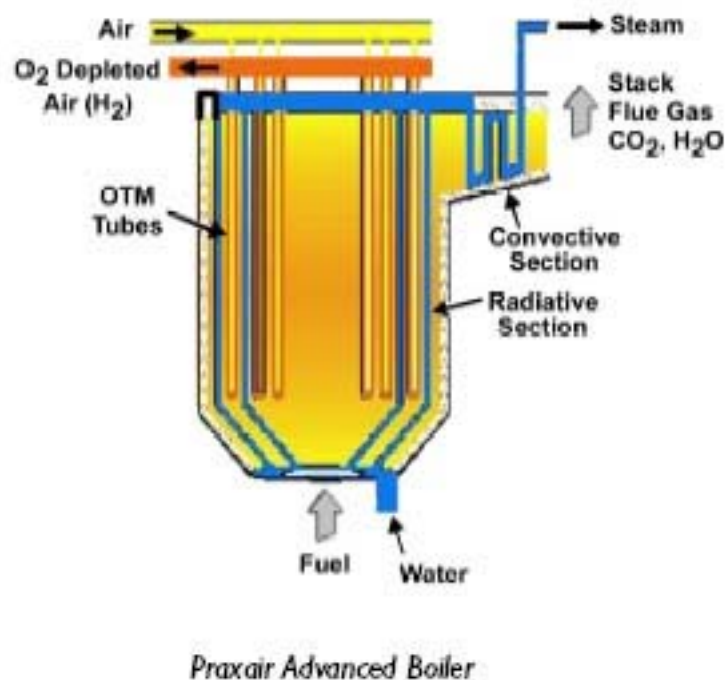


Figura 6.7: Caldera de oxicomustión alimentada por tecnología OTM desarrollada por Praxair para CAC.

Las características térmicas de una caldera de carbón pulverizado operando en oxycombustión son: alta temperatura del hogar, no hay formación de NO_x, producción neta de agua, aumento de consumo de auxiliares con respecto a una caldera convencional (usando separador de oxígeno mediante membranas sería de un 6% a un 7%, es decir que con una caldera supercrítica del 43% de eficiencia se alcanzarían

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

eficiencias netas de 37%). La penalización en el rendimiento está en los tres puntos siguientes: en la unidad ASU, en la unidad de compresión y en el ventilador de recirculación de gases.

En menor estado de desarrollo se encuentra la oxycombustión en turbinas de gas que se plantean como opción para el futuro desarrollo de ciclos combinados en oxycombustión.

La tecnología de oxycombustión se puede ligar, por tanto, a centrales de nueva generación supercríticas y ultrasupercríticas al obtener mayores rendimientos, aunque también se puede aplicar a la adaptación de centrales de carbón convencionales, así como en turbinas de gas con o sin calderas de recuperación.

Unas de las ventajas de estos procesos de combustión son unos costes de inversión razonables junto a un coste estimado por tonelada de CO₂ capturada entorno a los 20 €/ton CO₂.

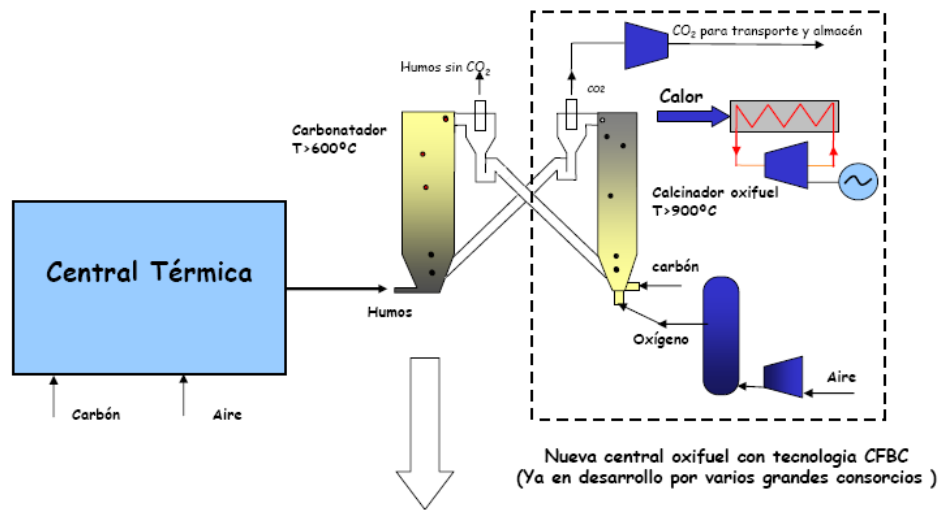
Características de la oxycombustión:

- La tecnología básica tiene ya un largo recorrido. Proyectos de I+D en marcha actualmente.
- Reducción del caudal de gases al suprimir el N₂, lo que implica reducción del volumen del hogar y calderas.
- Generación de corriente rica en CO₂ (90 –95%) y pobre en NO_x reduciéndolo de un 60% a un 70%.
- Mejora de la transferencia de calor debido a mayores contenidos en CO₂ y elevada temperatura.
- Producción neta de agua mediante la condensación de gases de combustión.
- Degradación por corrosión en zonas de radiación.
- Se puede producir un aumento en los inquemados.

Calcinación-carbonatación

Se trata de uno de los procesos más prometedores de captura de CO₂ para centrales térmicas existentes.

Aplicación a centrales existentes, en postcombustión



El carbonatador "duplica" la cantidad de CO₂ evitado

Figura 6.8: Aplicación del Proceso de Calcinación-Carbonatación a Centrales

Se basa en someter a la caliza a ciclos de descarbonatación y calcinación sucesivamente.

La corriente de gases procedente de la combustión se pone en contacto con caliza (CaO) para formar carbonato cálcico (CaCO₃) en condiciones de temperatura comprendidas en el entorno de 600°C-700°C y presión atmosférica. El CaCO₃ formado en el carbonatador se descompone en el calcinador, mediante la adición de calor. Es en este proceso, donde se libera el CO₂ altamente concentrado y se forma CaO dispuesto a iniciar el ciclo en el carbonatador. La cámara de combustión en el calcinador trabaja a una temperatura entre 875°C y 925°C.

La carbonatación es una reacción exotérmica donde los reactivos CaO y CO₂, reaccionan para producir como producto CaCO₃. La energía que se desprende de esta reacción es de 1800 kJ/kgCaCO₃. De igual forma en el carbonatador, el SO₂ reacciona con el CaO para producir sulfatos de forma exotérmica (3550 kJ/kgCaSO₄). Este sistema podría eliminar la necesidad de desulfuración por vía húmeda.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

La calcinación es el proceso endotérmico a partir del cual se produce la desorción del CO_2 de la caliza, mediante la reacción inversa. El calor puede venir de un proceso de combustión con oxígeno, que permita alcanzar el rango de temperaturas necesarias, obteniendo una corriente rica en CO_2 que se pueda llevar a un almacenamiento geológico.

Ventajas:

- Absorbente barato y ampliamente disponible.
- Proceso de desulfuración y captura de CO_2 .
- Precio estimado de la captura de CO_2 bajo ($\sim 20 \text{ €/t CO}_2$)
- Producción adicional de energía

Desventajas:

- Estado actual de la tecnología en fase de investigación y desarrollo. (planta piloto en La Pereda)
- Control de proceso complejo, por el manejo de materiales sólidos

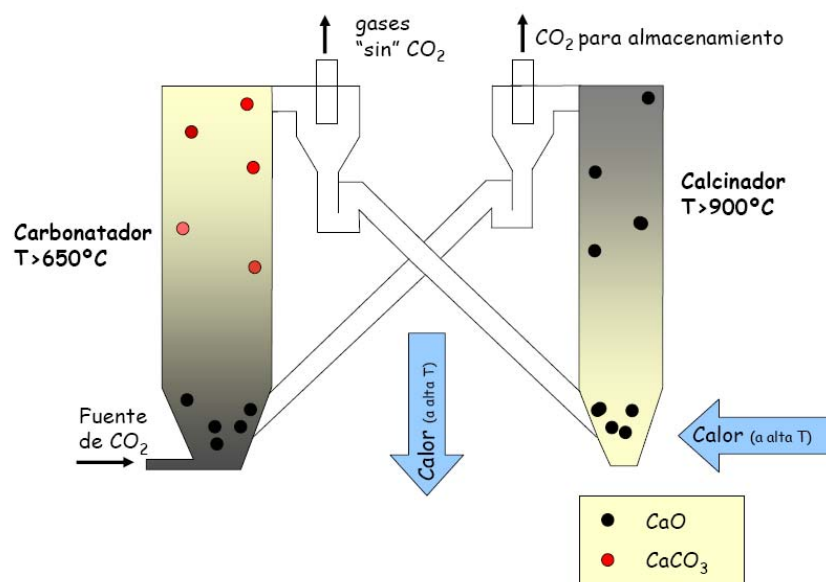


Figura 6.9: *Proceso de Calcinación-Carbonatación para la captura de CO_2 durante la combustión.*

Ciclos químicos (Chemical Looping)

Se basa en utilizar óxidos metálicos, como aporte del O₂ necesario para la combustión, en lugar de aire.

Ventajas:

- No se necesitaría una Unidad de Separación de Aire (ASU) con lo que se reduciría el coste de la captura.

Desventajas:

- Estado actual de la tecnología en fase de investigación en laboratorio.
- Control de proceso complejo, por el manejo de materiales sólidos.

Consiste en utilizar un óxido de metal como portador de oxígeno desde el aire hacia el combustible para llevar a cabo una reacción cíclica de oxidación-reducción. Se evita de ese modo el contacto directo entre el aire y el combustible, con lo que los productos de la combustión H₂O y CO₂ se mantienen separados del resto de gases (N₂ y O₂ sobrante). La energía liberada es la misma que en una combustión convencional, pero no es necesario invertir energía adicional en la separación del CO₂.

Después de condensar el vapor de agua procedente de la reacción de combustión, el CO₂ se comprime y se enfría para licuarlo.

El óxido metálico degradado se regenera tras la combustión en un segundo reactor con aire y se vuelve a añadir al combustor.

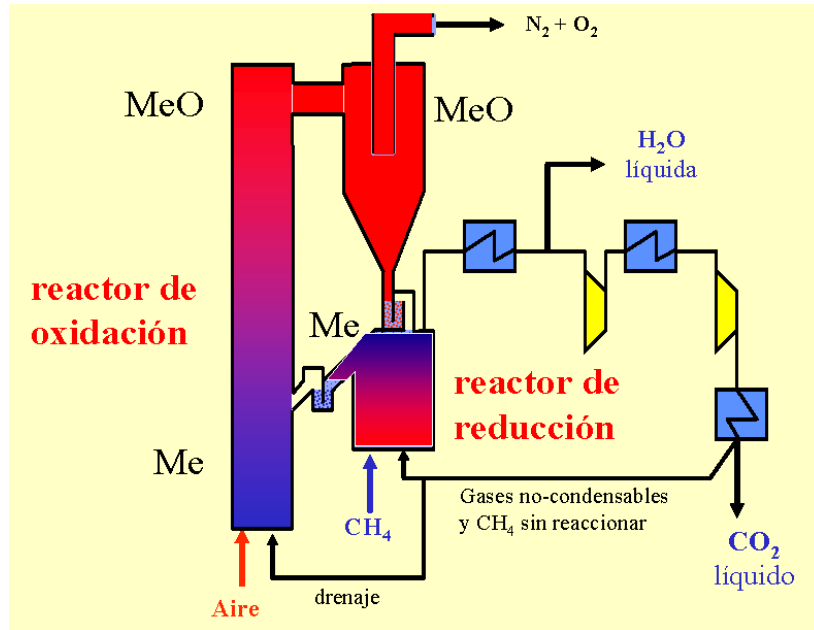


Figura 6.10: *Proceso de Chemical Looping para la captura de CO₂ durante la combustión.*

6.5.- PROYECTOS NACIONALES PARA LA CAPTURA Y ALMACENAMIENTO DE CO₂

La captura y almacenamiento de CO₂ (CAC) es una tecnología de desarrollo avanzado. España es uno de los principales promotores del mundo pioneros en el desarrollo de esta tecnología, lo más avanzado en cuanto a tecnología de captura y análisis de emplazamientos geológicos para almacenar CO₂.

6.5.1.- CENTRO PARA EL DESARROLLO TECNOLÓGICO INDUSTRIAL (CDTI)

El Centro para el Desarrollo Tecnológico Industrial (CDTI) es una Entidad Pública Empresarial, dependiente del Ministerio de Ciencia e Innovación, que promueve la innovación y el desarrollo tecnológico de las empresas españolas.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

Desde el año 2009 es la entidad del Ministerio de Ciencia e Innovación que canaliza las solicitudes de financiación y apoyo a los proyectos de I+D+I de empresas españolas en los ámbitos estatal e internacional. Así pues, el objetivo del CDTI es contribuir a la mejora del nivel tecnológico de las empresas españolas.

6.5.2.- PROGRAMA INGENIO 2010

Con la reactivación del compromiso de la Unión Europea con la Estrategia de Lisboa, que define una serie de medidas para fomentar el crecimiento y el empleo, se propuso el año 2010 como plazo para acercar al 3% del PIB la inversión europea en Investigación y Desarrollo.

Con este fin, y además de mantener todos los esfuerzos ya existentes en el terreno de I+D+I, el Gobierno elaboró el Programa INGENIO 2010, un compromiso que pretendía involucrar al Estado, la Empresa, la Universidad y otros Organismos Públicos de Investigación.

6.5.3.- PROYECTO CENIT CO2

Proyecto CENIT CO2

El Consorcio Estratégico Nacional en Investigación Técnica del CO₂ (acrónimo CENIT CO2), es uno de los proyectos financiados por el CDTI, dentro del Programa Ingenio 2010. Tiene como objetivo principal la investigación, desarrollo y validación de nuevos conocimientos y soluciones integradas para incrementar la eficiencia en los procesos de reducción de emisiones de CO₂, generados por la combustión de combustibles fósiles en la producción de energía eléctrica, impulsando en España proyectos de investigación industrial que aceleren el desarrollo de tecnologías avanzadas para la reducción en la emisión de gases de efecto invernadero, tecnologías que puedan suponer una ventaja competitiva de futuro para la industria y empresas españolas. El consorcio está liderado por ENDESA Generación, con la colaboración relevante de GAS NATURAL FENOSA y con la participación de otros 12 socios industriales y 16 organismos de investigación. Cuenta con un presupuesto de 20 millones de euros, de los cuales 9,5 están financiados

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

por el CDTI. Su duración inicial ha sido cuatro años (2006-2009).

Objetivos

Se pretende avanzar en el desarrollo de productos y servicios en el campo de las tecnologías limpias de combustión, con captura y almacenamiento de CO₂. En esta línea se esperan nuevos productos y servicios en las siguientes líneas de actividad que coinciden con cinco módulos técnicos:

1. Eficiencia: nuevos diseños para quemadores de combustibles fósiles, biomasa y biodiésel.
2. Captura de CO₂ durante la combustión: nuevos combustores en ciclos de calcinación-carbonatación.
3. Captura de CO₂ en postcombustión: nuevos procesos de captura de CO₂, nuevos absorbentes químicos, nuevos adsorbentes físicos y nuevos procesos de operación de plantas de generación eléctrica, con optimización energética de la captura de CO₂.
4. Almacenamiento de CO₂: sistemas de monitorización de los emplazamientos.
5. Valorización del CO₂: nuevos procesos para conversión del CO₂ en otros productos de valor industrial y/o comercial.

6.5.4.- PLATAFORMA TECNOLÓGICA ESPAÑOLA DEL CO₂ (PTECO₂)

La Plataforma Tecnológica Española del CO₂ (PTECO₂) es una iniciativa promovida por Empresas, Centros de Investigación y Universidad, amparada por el Ministerio de Educación y Ciencia y apoyada por el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio y el Ministerio de Medio Ambiente.

En el año 2006 se creó esta Plataforma gracias al apoyo del Ministerio de Educación y Ciencia, quien concedió la ayuda para la creación e impulso de redes tecnológicas, en el marco del Plan Nacional de Investigación Científica, Desarrollo e Innovación Tecnológica (I+D+I 2004-2007).

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

Como consecuencia de los compromisos adquiridos en el Protocolo de Kioto, España debe limitar su crecimiento de emisiones a un 15% sobre el valor del año base (1.990) para el período 2008-2012. El reto para España es muy importante, ya que en el año 2005 las emisiones de CO₂ se situaban en un 52.2% por encima de las de 1.990, lo que hace que se esté muy alejado del cumplimiento de los objetivos establecidos.

El fin último de la PTECO₂ es promover una red tecnológica basada en tecnologías de reducción, captura y almacenamiento de CO₂ para que España cumpla sus compromisos de reducción de emisiones. Asimismo debe incentivar a las empresas españolas a investigar, diseñar y exportar sus propias tecnologías. En ella participan empresas, centros de investigación y universidades con el respaldo de diversos ministerios.

6.5.5.- FUNDACIÓN CIUDAD DE LA ENERGÍA - CIUDEN

La Fundación Ciudad de la Energía (CIUDEN) fue creada por el Gobierno en 2006 con la personalidad jurídica de fundación pública estatal, con el objetivo de promover las actividades de investigación en CAC (Captura y Almacenamiento de CO₂) y TLC (Tecnologías Limpias de Carbón), constituyendo en El Bierzo un centro de investigación de tecnologías avanzadas en el uso sostenible del carbón y contribuyendo por tanto a la consolidación de la base industrial y tecnológica de España y Europa

Desarrolla entre otros, programas internacionales de "Desarrollo de Tecnologías de Uso Limpio del Carbón", en colaboración con Universidades, empresas y centros de investigación, nacionales e internacionales.

Los principales objetivos de Ciuden son la investigación, desarrollo y demostración de tecnologías avanzadas de captura y almacenamiento de carbono fiables y efectivas, así como procesos de tercera generación de limpieza de gases, mediante el diseño y construcción de una planta de experimentación.

El contexto nacional y la actuación de la Fundación Ciudad de la Energía

El Gobierno Español elaboró en el año 2007 una "Estrategia Española de Lucha contra el Cambio Climático", que contiene un amplio conjunto de iniciativas como:

- Mejorar el ahorro y la eficiencia energética
- Fomento de las tecnologías de energías renovables
- Políticas de reforestación
- Desarrollo de tecnologías de uso limpio del carbón

Los Programas de Captura y Almacenamiento de CO₂ de la Fundación, aplicados al uso del carbón en centrales termoeléctricas, tienen por objeto demostrar la viabilidad tecnológica y económica de los procesos de CAC.

Las actuaciones de la Fundación Ciudad de la Energía suponen una destacada contribución al logro de los objetivos de la UE en CAC. En este contexto se pretende que haya un cierto número de unidades de demostración a escala comercial en operación en 2015, contribuyendo a la incorporación de España al grupo de países líderes en el desarrollo tecnológico en este sector.

CIUDEN participa y contribuye a las iniciativas en CAC más relevantes: es miembro fundador y forma parte del Comité Ejecutivo de la AECO2 y del Comité Gestor de la PTECO2 y representa a España en el Executive Committee del IEA GHG (Programa de Gases Invernadero de la Agencia Internacional de la Energía).

El proyecto integrado español CIUDEN-ENDESA

El proyecto español está compuesto por un conjunto de actuaciones que se están desarrollando de forma coordinada por la Fundación Ciudad de la Energía, a iniciativa del gobierno y la compañía ENDESA, desde hace más de dos años. Las características principales del mismo son las siguientes:

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

- Incorpora todos los aspectos relevantes relacionados con los principales problemas para la captura, transporte y almacenamiento de CO₂.
- Propone tecnologías innovadoras y sistemas de combustión de carbón aplicable para todo tipo de carbones, incluidos los nacionales.
- Desarrolla plantas piloto integradas para estudiar la validez de las soluciones técnicas y económicas (CIUDEN), como fase previa a la construcción de una gran planta de demostración comercial de 500 MWe (ENDESA).
- Aborda el almacenamiento de CO₂ en formaciones geológicas adecuadas existentes en España.

En captura, la plataforma experimental incorpora, en su diseño actual, tecnologías que formarán parte del proyecto de ENDESA. Ya están diseñadas las fases posteriores en las que, en función de la evolución tecnológica internacional, puedan ensayarse otras alternativas aún más avanzadas.

En transporte, la plataforma incorpora una unidad de ensayos que permitirá optimizar la selección de condiciones de operación y materiales en relación con las propiedades del CO₂ a almacenar, de acuerdo con la normativa comunitaria en preparación.

Inclusión del proyecto en el Plan Europeo de Recuperación Económica (PERE).

Programa de CAC

El Programa de Tecnologías de Oxicombustión y Captura de CO₂ de la Fundación, busca conseguir que España alcance una posición de liderazgo en el contexto europeo e internacional, construyendo y operando en el municipio de Cubillos del Sil, en la Comarca de El Bierzo (León), en terrenos propiedad de la Fundación y próxima a la Central Térmica de Compostilla (1312 MWe), propiedad de Endesa, la mayor planta piloto experimental de la Unión Europea.

La instalación permitirá llevar a cabo programas de desarrollo tecnológico, y los resultados proporcionarán información para establecer los parámetros de diseño y de operación de plantas de demostración a escala comercial.

Características de la planta

La Fundación Ciudad de la Energía está en proceso de construcción de una planta piloto experimental para la investigación y el desarrollo de tecnologías para el uso sostenible del carbón mediante procesos de oxidación y captura de CO₂, en Ponferrada (León); tras su puesta en marcha se convertirá en el centro europeo de referencia en este campo y está integrada en la Red Europea de Proyectos de Demostración de Captura y Almacenamiento de CO₂. También forma parte de dicha Red la futura planta experimental en almacenamiento geológico de CO₂ en la localidad de Hontomín (Burgos).

Hasta la fecha, ninguna de las tecnologías de captura (postcombustión, precombustión y oxidación) ha sido probada a gran escala ni integrada en una planta completa que produzca CO₂ adecuado para almacenamiento. La Plataforma Experimental para el Desarrollo Tecnológico de Procesos de Oxidación y Captura de CO₂ en El Bierzo, desarrollada por CIUDEN, será una de las pocas instalaciones en el mundo concebidas para avanzar en el desarrollo de tecnologías de captura vía oxidación.

La puesta en funcionamiento de la planta piloto de Ponferrada supone una inversión total prevista de 84 millones de euros entre los años 2007 y 2009.

Según el proyecto, se trata de una gran planta piloto, modular y flexible, diseñada para un amplio rango de combustibles, con depuración completa de gases para SO_x, NO_x y partículas. Dispone de un tren principal de oxidación que incorpora dos tecnologías diferenciadas de caldera, carbón pulverizado (CP), de 20 MW de potencia térmica, y lecho fluido circulante (LFC), de 30 MW de potencia térmica, complementado eventualmente con alternativas de CAC en postcombustión (absorción química y carbonatación/calcinación) que capturarán grandes cantidades de CO₂ que serán luego inyectadas en un acuífero salino próximo a la planta eléctrica. El objetivo es abaratar el coste de retención de gases con sistemas más pequeños y eficaces. Si los resultados son positivos, la planta dará lugar a una nueva de demostración de 500 megavatios en el año 2016. A partir de ahí, se intentará transferir la tecnología a la industria termoeléctrica.

La Plataforma Experimental de Ciuden es única en el mundo habida cuenta de su diseño

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

innovador, flexibilidad, modularidad y versatilidad en términos de variedad de combustibles y tecnologías que se van a emplear.

A continuación se detallan algunas de las características técnicas de dicha planta:

Concepción y Diseño

- Caldera de Carbón Pulverizado (CP) de 20 MWt operando en modo convencional (empleando aire como comburente) o en modo de oxidación (empleando oxígeno prácticamente puro como comburente)
- Caldera de Lecho Fluido Circulante (LFC) de hasta 30 MWt (15 MWt en modo convencional y 30 MWt en modo de oxidación)
- Absorción Química en segunda fase

Singularidades

- Planta piloto a gran escala con depuración integral de gases capaz de producir CO₂ en condiciones de transporte
- Unidad de preparación del combustible flexible y versátil
- Combustores CP y LFC en el mismo emplazamiento, capaces de operar en condiciones que van desde combustión convencional a oxidación
- Dos quemadores de arco y dos quemadores frontales en combustor CP
- Tren principal de oxidación dotado de compresión de CO₂ complementado con alternativas de postcombustión (tren de compresión (oxidación) / unidad de absorción (aire)).
- Diseño inicial para combustibles bajos en volátiles (antracitas y coque de petróleo), completando el rango hasta carbones bituminosos
- Tren de limpieza de gases para la eliminación de NO_x, partículas y SO_x

Ciuden ha contratado la construcción y puesta en marcha de su planta experimental de Cubillos del Sil a Foster Wheeler Energía y Praxair.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

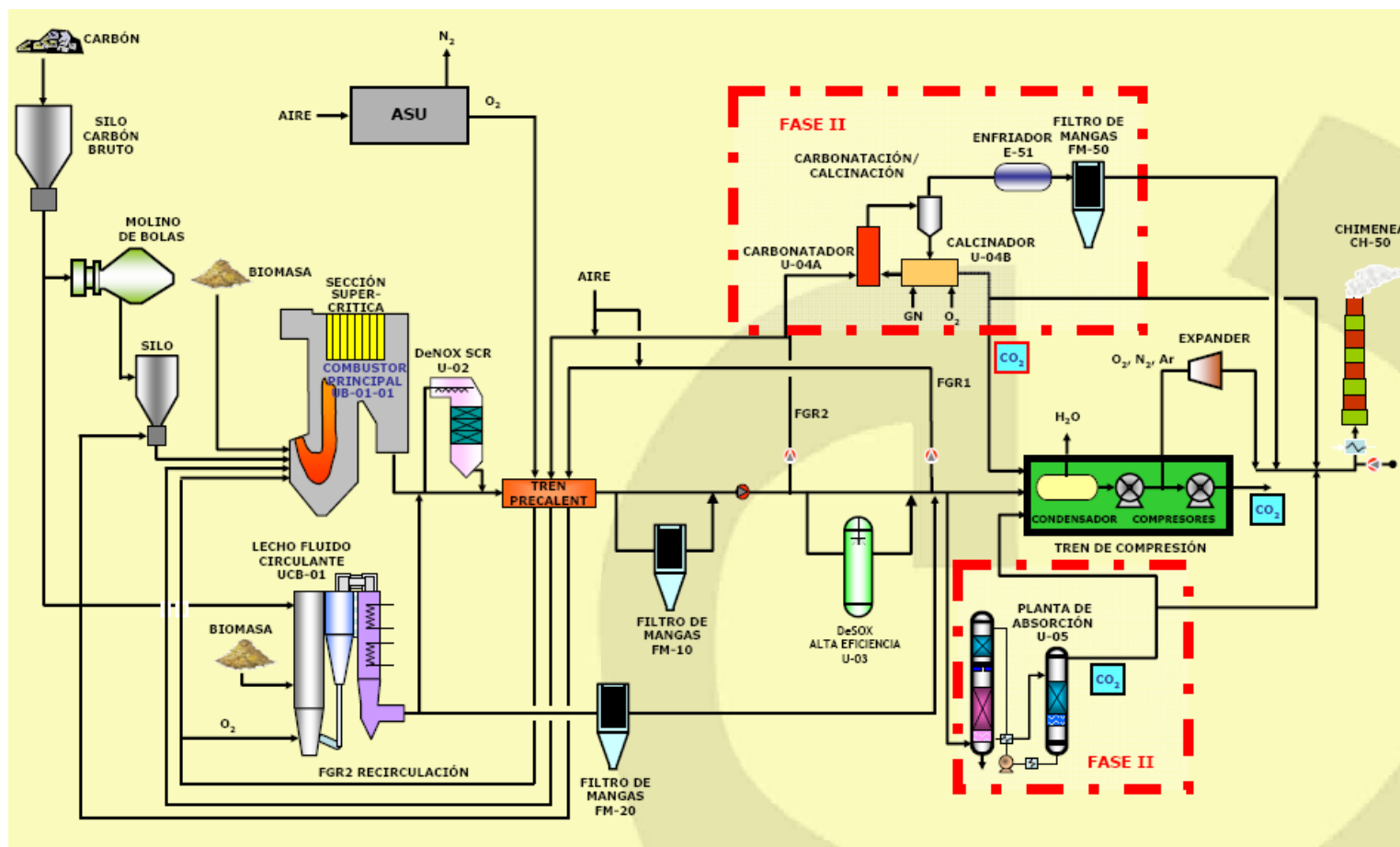


Figura 6.11: Plataforma Experimental de la Fundación Ciudad de la Energía. Diagrama de Proceso.

6.5.6.- PLANTA PILOTO SINCO2

Endesa ha puesto en funcionamiento a finales de Abril de 2010 la primera planta de captura de CO₂ en postcombustión mediante absorción química por aminas integrada en central térmica existente (Compostilla II).

Este centro piloto instalado en la central de Cubillos del Sil (León) es pionero en España en una central térmica convencional, ya que la otra planta que ya tiene en funcionamiento un sistema de captura de CO₂, gases de efecto invernadero y gases ácidos, Elcogas en Puertollano, es una central de Gasificación Integrada en Ciclo Combinado (GICC), que utiliza como combustibles una mezcla de gas, coque de petróleo y carbón.

La planta instalada de 200 KWt, permite el tratamiento de 800 m³/h de gases de combustión y posee una capacidad de captura de tres a cinco toneladas de CO₂ al día con un nivel de eficiencia del 90%.

El proceso técnico de captura de dióxido de carbono en la combustión del mineral se realiza por absorción química, mediante una solución de aminas. La captura del CO₂ se produce por el contacto en contracorriente de los gases de combustión con una solución absorbente de aminas a baja temperatura. Durante el proceso, el CO₂ se une químicamente a la amina con lo que es separado de los gases. La amina se regenera en un segundo reactor mediante calor aportado por vapor, produciendo CO₂ concentrado.

Se analizará este proceso de carácter químico con el objetivo de optimizar la eficiencia de la captura así como el consumo energético del mismo. Está previsto que se analicen diferentes condiciones de operación de la planta, así como distintos sorbentes y aditivos químicos que mejoren la eficiencia del proceso.



Figura 6.12: *Primera planta de captura por absorción química de CO₂ en la central térmica de Compostilla II.*

6.5.7.- PLANTA OXY-CFB 500

El Consejo Europeo de Primavera, celebrado en marzo de 2009, ha aprobado la asignación de 5.000 millones de euros, financiados por el presupuesto comunitario, para el período 2009 y 2010 que se destinarán a proyectos energéticos, 1000 de los cuales financiarán 6 proyectos de captura y almacenamiento de carbono (CAC), uno de ellos, en España. Esto supondrá un gran avance en esta tecnología, contribuyendo a la recuperación económica de la Unión Europea y aumentando la seguridad de abastecimiento energético.

Los seis proyectos de CAC aprobados se encuentran en Jaenschwalde (Alemania),

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

Porto-Tolle (Italia), Rotterdam (Holanda), Belchatow (Polonia), Hatfield (Reino Unido) y Compostilla (en la provincia de León, cerca de Ponferrada). Este último, ubicado en una de las más antiguas y contaminantes centrales térmicas de España, recibirá de la Comisión Europea 180 millones de euros y se prevé unas inversiones de unos 300 millones de derechos de emisión. Contará con la participación de Endesa y la Fundación Ciudad de la Energía.

El proyecto español consistirá en una planta de demostración comercial de 500 MWe basada en la tecnología Oxy-CFB 500 Flexi Burn (diseño dual de operación con oxígeno o aire) Oxidación en lecho fluido circulante atmosférico en condiciones supercríticas, capacidad multi-combustible con captura, transporte y almacenamiento de CO₂. Esta instalación deberá captar al menos el 80% de las emisiones de CO₂ con una potencia de por lo menos 250 MW eléctricos de salida o equivalente.

ENDESA tiene firmado un Acuerdo de Colaboración con FOSTER WHEELER Energía S.A. para el desarrollo tecnológico de esta Planta.

Para acometer con garantías el diseño de esta planta, se ha establecido una planificación de desarrollo tecnológico para efectuar ensayos en plantas más pequeñas. Endesa firmó un acuerdo con la Fundación Ciudad de la Energía –dependiente del Gobierno Español - para realizar las pruebas de validación en una planta piloto de 30 MWt, en Cubillos del Sil (León). También participa en otras plantas piloto de diferentes tecnologías de captura como La Pereda (Asturias), en colaboración con Hunosa y el Instituto Nacional del Carbón –dependiente del CSIC-, y en la planta de GICC de Elcogas en Puertollano (Ciudad Real).

El objetivo fundamental del Proyecto Integrado CAC de Demostración Comercial Oxy-CFB 500, es la validación de una tecnología de Captura y Almacenamiento de CO₂ que permita el uso de un amplio rango de carbones nacionales y de importación, y por tanto la renovación del parque de generación eléctrica fósil a partir del año 2020.

Según ‘Global Carbon Capture and Storage Institute’ hay actualmente planificados o en marcha alrededor de 213 proyectos de este tipo, de los cuales 101 son a escala

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

comercial. De entre estos últimos, solo 62 integran la cadena completa de CAC, de los cuales 55 están en fase de desarrollo y construcción y sólo 7 en funcionamiento.

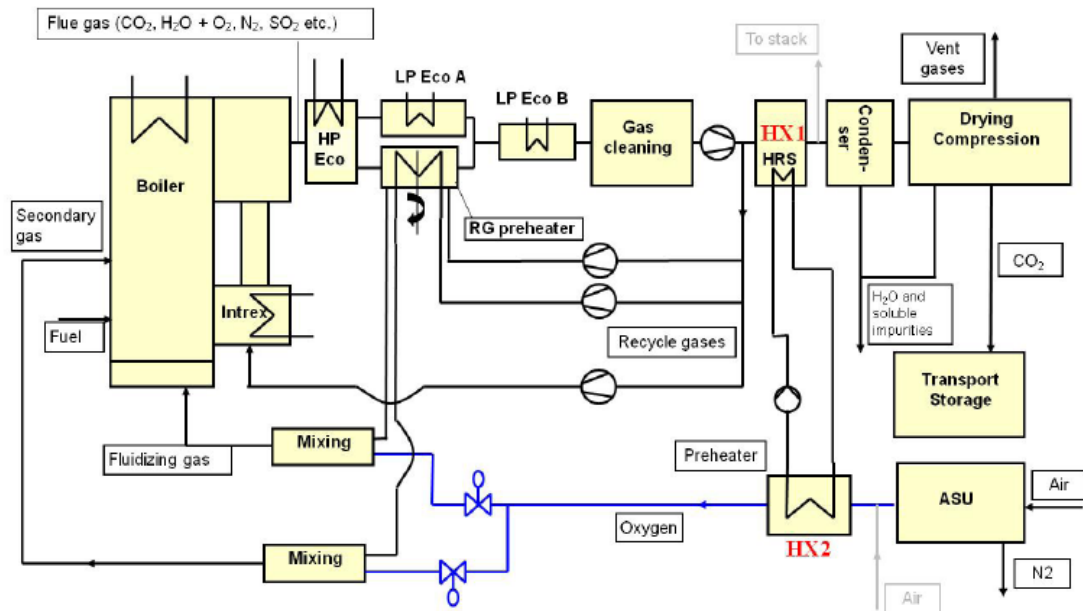


Figura 6.13: Diagrama de proceso para la tecnología Oxy-CCF Flexi burn en modo de operación con oxígeno.

6.5.8.- CENTRAL DE CAC DE LA PEREDA

Hunosa y Endesa, junto al CSIC y a Foster Wheeler como socio tecnológico, han aprobado la construcción de una central de captura de CO₂, que se hará en las inmediaciones de la térmica de La Pereda, en Mieres, propiedad de Hunosa. Su coste está estimado entre 5 y 7 millones de euros, con un plazo de ejecución de 2010 a 2012.

Se trata de una planta experimental de captura de CO₂ de un megavatio de potencia integrada en central térmica existente, como primera fase, para determinar si en un futuro próximo se construye una mayor, como la de Compostilla. El sistema elegido es el desarrollado por el Instituto del Carbón (Incar) en sus laboratorios de Lugones denominado de carbonatación-calcinación.

Si los resultados son buenos, se pasaría a una segunda fase, en el período 2012-2015, en el que se plantearía la construcción de una planta de mayor capacidad, entre 20 y 30

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

megavatios, similar en potencia a la de Cubillos del Sil. La inversión necesaria, según las primeras previsiones, oscilaría entre los 30 y 60 millones de euros.

En la última fase, una vez superada con éxito la anterior, se plantearía, en el período 2015-2020, una planta de captura de CO₂ de gran capacidad y potencia, entre 300 y 400 megavatios, con un coste entre 300 y 500 millones de euros.

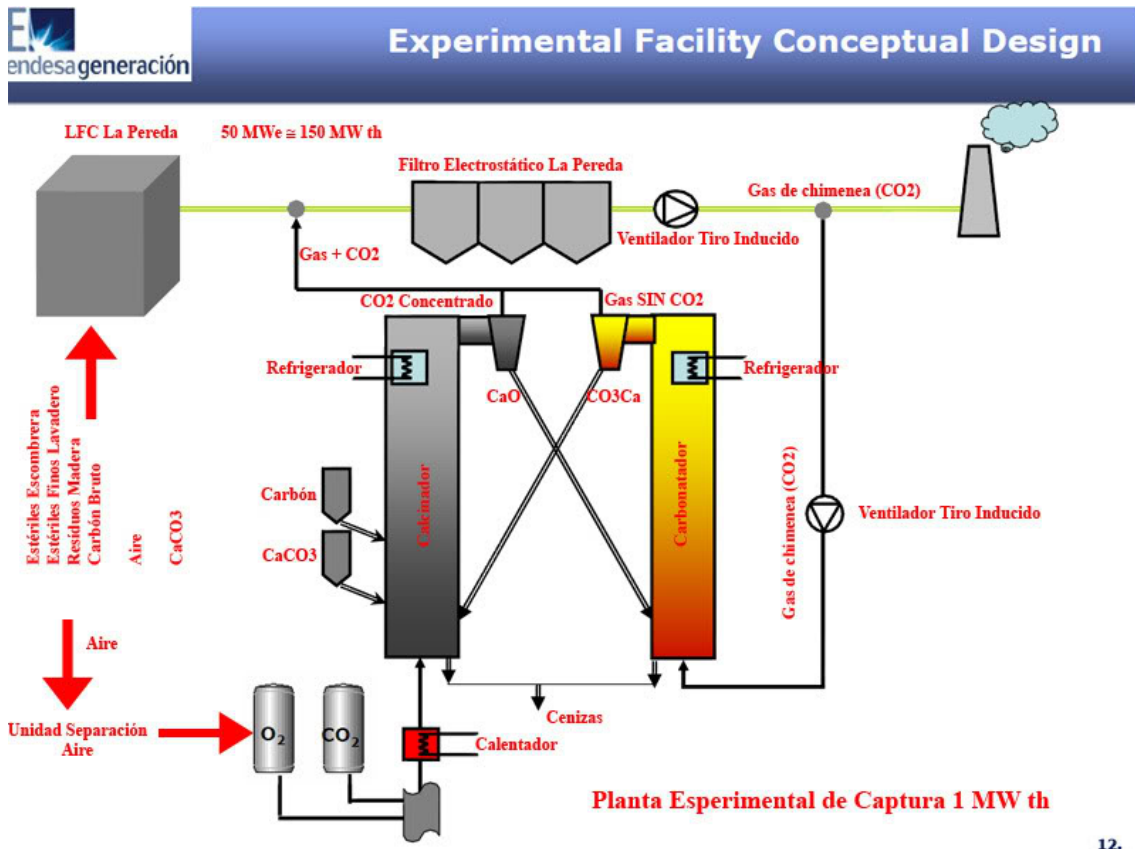


Figura 6.14: *Proceso de Calcinación-Carbonatación de la planta experimental de captura de CO₂ de la Pereda – Endesa Generación.*

6.5.9.- PROYECTO PSE-CO₂ ELCOGAS

Planta piloto de 14 MWt para el estudio de la captura de CO₂ en precombustión y producción de H₂, integrada en la planta GICC de ELCOGAS.

El Proyecto Singular Estratégico PSE-CO₂ tiene como objetivo principal demostrar la viabilidad de la captura de CO₂ y la producción de H₂ en una planta GICC que emplea

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

combustibles fósiles y residuos como fuente de alimentación principal. También permitirá obtener datos económicos suficientes para escalarla a la capacidad total de producción de gas de síntesis de la planta GICC de Puertollano.

El proyecto está siendo desarrollado por ELCOGAS en colaboración con la UCLM y las instituciones de investigación españolas INCAR-CSIC y Ciemat. Está subvencionado por el MICINN y la JCCM (gobierno nacional y regional) y es parte de la iniciativa española “Tecnologías avanzadas de conversión, captura y almacenamiento de CO₂”, que integra otros proyectos relacionados:

- Análisis de la captura de CO₂ con la tecnología de oxidación. CIUDEN.
- Estudio y regulación del almacenamiento geológico de CO₂ en España. IGME.
- Aceptabilidad y gobernanza en los procesos de almacenamiento de CO₂. Ciemat.

El proceso consiste en una unidad shift en la que se transforma el CO en CO₂, una unidad de separación de CO₂ mediante absorción con aminas y una unidad de purificación de H₂ (PSA). Todos ellos son procesos comerciales. Los sistemas auxiliares y todo el control se integrarán en el GICC existente. Se probarán catalizadores ácidos y dulces para obtener rendimientos técnicos y económicos a gran escala y costes de captura de CO₂ con distintos grados de pureza.

La construcción de la planta inició en noviembre de 2008 y finalizó en julio de 2009. Se planificó un año de pruebas para obtener datos para diferentes condiciones de operación y grados de pureza de CO₂ e H₂. A partir de 2010, la planta se convierte en una plataforma técnica a nivel industrial integrada en un GICC operativo, donde experimentar proyectos sobre usos del gas de síntesis, separación y tratamiento de CO₂, purificación y uso de H₂.

El proyecto sigue los programas de la CE y Plataformas tecnológicas (ZEP y PTECO₂). La información obtenida será base para el diseño de futuras plantas con captura de CO₂, y coproducción de H₂ y electricidad.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

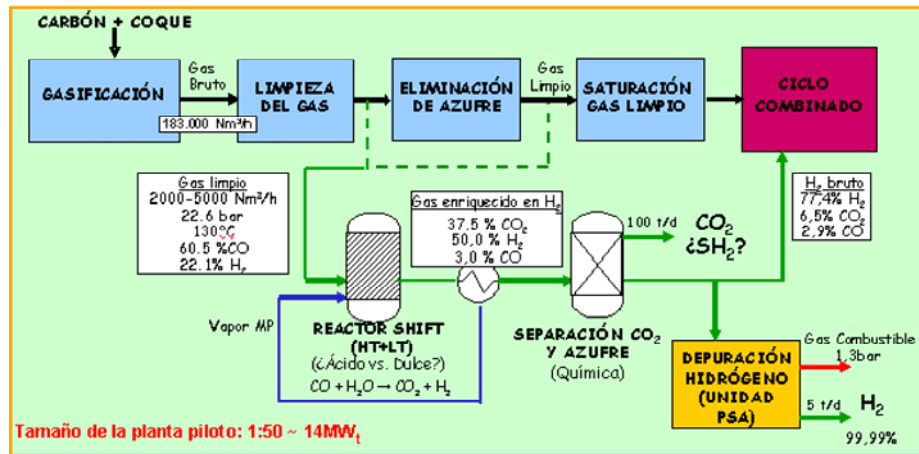


Figura 6.15: Diagrama de bloques correspondiente al proceso de la planta piloto para la captura de CO₂ y producción de H₂ integrada en GICC – Proyecto PSE-CO₂ ELCOGAS.

6.6.- PROYECTOS EUROPEOS CON PARTICIPACIÓN ESPAÑOLA PARA LA CAPTURA Y ALMACENAMIENTO DE CO₂

En el ámbito de la UE se han desarrollado los siguientes programas de desarrollo tecnológico para la captura y almacenamiento de CO₂ con participación española a través de ENDESA.

6.6.1.- C3-CAPTURE

Proyecto de valoración, a escala de laboratorio, del funcionamiento de un sistema de dos lechos fluidos interconectados, empleando caliza como sorbente, y análisis de integración de dicho proceso en central térmica de carbón. El objetivo es analizar el proceso de carbonatación-calcinación para captura de CO₂ en procesos de postcombustión.

6.6.2.- DYNAMIS

Proyecto de desarrollo del diseño básico y de detalle de una planta de captura de CO₂ en precombustión y localización del emplazamiento idóneo para el almacenamiento del mismo. Supone la adquisición de conocimiento en tecnología de captura de CO₂ en precombustión y almacenamiento geológico de CO₂ a nivel europeo, así como en generación de electricidad con hidrógeno.

6.6.3.- CACHET CO₂

Proyecto en el que se analizan cuatro nuevos procesos para la producción de hidrógeno a partir de gas natural. El objetivo concreto es la integración de los nuevos procesos para su aprovechamiento en centrales de ciclo combinado y la comparación con la tecnología actual.

6.6.4.- NANOGLOWA

Proyecto de desarrollo, optimización y fabricación de membranas para la captura de CO₂ en centrales térmicas y prueba de las mismas en instalaciones piloto con gases reales de centrales térmicas. El objetivo es el seguimiento del desarrollo de tecnologías emergentes de membranas para la captura de CO₂ para la separación del CO₂ contenido en los gases de combustión de centrales térmicas.

6.6.5.- CENIT OPENAER

Proyecto para el desarrollo de nuevos conceptos de turbinas de gas (aéreas e industriales aeroderivadas), que permitan reducir la emisión específica de CO₂, así como buscar alternativas para el desarrollo de un proceso de captura de CO₂ aplicable a ciclos combinados. El proyecto permite el estudio de las mejores configuraciones termodinámicas de ciclo combinado funcionando en oxicomustión, analizando su viabilidad técnica y económica.

6.6.6.- GEOCAPACITY

Proyecto de desarrollo de una metodología común de evaluación de emplazamientos idóneos para almacenamiento de CO₂ a nivel teórico y en el ámbito europeo, así como el desarrollo de una herramienta Web (intranet) para consulta por parte de los participantes. El objetivo es el conocimiento de los principales emplazamientos europeos, a nivel regional, considerados por los institutos geológicos y centros de investigación de los países participantes (EU-27 y China), así como la estandarización de criterios aplicables a los emplazamientos.

6.6.7.- CFB800MWe

El objetivo de este proyecto es el aumento del conocimiento en tecnologías de centrales supercríticas en lecho fluido circulante, evolucionando en la escala de potencia, desde la tecnología actual (460 MW) hasta tamaños cercanos a 800 MW eléctricos.

6.7.- ACTUACIONES PARTICULARES PARA LA REDUCCIÓN DE EMISIONES EN LA C.T. DE LA ROBLA

El grupo I de la Central Térmica de La Robla entró en funcionamiento el día 19 de agosto de 1971 y hasta 2005 ha funcionado aproximadamente unas 200.000 horas con una producción total de 46.270.000 MWh y un consumo de carbón de 19.442.000 toneladas. Ese mismo año batió el récord histórico de producción bruta anual con un total de 2.052.801 MWh con una indisponibilidad del 1% y un consumo total de carbón de 775.235 toneladas. Estos datos revelan la importancia y la producción bruta anual que solamente uno de los dos grupos de la CT tienen. GAS NATURAL FENOSA (GNF) tiene planificado mantener en funcionamiento los dos grupos de combustión de carbón de la Robla al menos otros veinte años.

GNF puso en desarrollo el programa de transformación de sus centrales térmicas de carbón para reducir las emisiones contaminantes de estas instalaciones, como aplicación del Programa Nacional de Reducción de Emisiones para las Grandes Instalaciones de Combustión (PNRE-GIC). De esta forma y desde el 1 de Enero de 2008 las

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

instalaciones de GNF acogidas al PNRE-GIC, entre ellas el grupo II de La Robla, han contado con una limitación en la masa de contaminantes (óxidos de azufre (SO₂), óxidos de nitrógeno (NO_x) y partículas sólidas totales (PST)) que emiten a lo largo del año. El objetivo es incorporar las tecnologías más eficientes de generación que reduzcan las emisiones de SO₂, NO_x y PTS, poniendo en marcha proyectos de desulfuración por vía húmeda (planta de desulfuración), desnitrificación (modificación de la combustión por medio de quemadores de bajo NO_x y OFA) y eliminación de partículas (modificación de los precipitadores). Como quiera que la compañía no pudo acometer la totalidad de las inversiones de adaptación al PNRE-GIC en los plazos previstos, recurrió al incremento en el empleo de combustible de importación de bajo contenido en azufre y mayor poder calorífico, llegando incluso a adquirir el 64% de la empresa sudafricana Kangra Coal, propietaria de una mina de carbón en ese país.

El abastecimiento de carbón a la central se realizaba por cinta transportadora para el carbón local y por carretera para el resto, desde los puertos de Gijón y Avilés. La construcción de una playa de vías en la central ha supuesto la sustitución del abastecimiento a través de camiones por el abastecimiento por ferrocarril, con el consiguiente ahorro energético y reducción de emisiones de CO₂ y NO_x. Dichas modificaciones se han llevado a cabo partiendo de la línea Gijón-León ya existente, mediante la construcción de otras dos vías internas, junto con sus accesos, y la rehabilitación de una línea existente dentro de la central.

La inversión total que han supuesto las medidas anteriores para la C.T. de La Robla ha alcanzado la cifra de 80,9 millones de euros. Dichas medidas han supuesto la reducción en las emisiones de óxidos de azufre en un 86%, de partículas en un 35% y de óxidos de nitrógeno en un 49%.

Desde el punto de vista medioambiental GNF también participa en varias iniciativas de procesos de captura y almacenamiento de CO₂. Así, pueden destacarse las siguientes actuaciones:

- Tratamiento del CO₂: esta línea se orienta al desarrollo de tecnologías de reducción de las emisiones del CO₂. GNF participa actualmente en el proyecto CENIT CO₂.

- Plataformas tecnológicas europeas Zero Emissions Power Plant ZEPP y Española del CO₂: GNF continúa participando de forma activa en estas plataformas, así como en la Asociación Española del CO₂. En estos foros se están acordando las principales actuaciones de I+D para los próximos 15-20 años.

- Captura y almacenamiento de CO₂: GNF tiene intención de participar en uno de los proyectos promovidos por la Comisión Europea de construcción de plantas de demostración de este tipo de tecnologías, en los que se ha dado inicio a las actividades de ingeniería correspondientes.

6.7.1.- DESULFURACIÓN POR VÍA HÚMEDA

La C.T. de La Robla ha acometido importantes inversiones, entre las que destaca la planta de desulfuración húmeda, diseñada para tratar el 100% de los gases de combustión del grupo II, consiguiendo un rendimiento del 95% en la reducción de óxidos de azufre y del 50% en la concentración de partículas.

La desulfuración por vía húmeda consiste en la eliminación del SO₂ por contacto de los gases de combustión con un absorbente, en este caso caliza, que es accesible y económicamente asequible. El subproducto que se obtiene es yeso, que puede ser vendido o transportado a la escombrera. Una ventaja de este sistema es su alto rendimiento, superior al 95%, y además contribuye a la reducción de las emisiones de partículas en algo menos del 50%. Por el contrario, su desventaja es el alto coste de inversión y de operación y mantenimiento. A continuación se muestra un esquema típico de desulfuración y una descripción de su funcionamiento:

- Los gases de combustión provenientes de los precipitadores electrostáticos entran en el sistema de desulfuración.
- Los gases pasan por un absorbedor tipo torre donde la caliza pulverizada se recircula mediante unas bombas, retiene el dióxido de azufre y las partículas de los gases. Los gases ya lavados se envían a un intercambiador de calor tras atravesar un eliminador de gotas que retiene la humedad que pueda arrastrar el

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

gas.

- Los gases se recalientan en el intercambiador por encima de los 80°C, y posteriormente salen por la chimenea existente.
- El aire necesario se inyecta en el absorbedor, mediante sopladores que inyectan finas burbujas. La superficie de contacto entre el aire y la lechada de caliza se aumenta con agitadores.
- Para evitar la obstrucción de las tuberías de aire de oxidación, se inyecta agua dentro de éstas para que el aire se enfríe y se mantenga por debajo de la temperatura de saturación.
- La caliza se recibe en camiones y se descarga en dos tolvas de recepción desde donde se transporta mediante elevadores de cangilones a cualquiera de los dos silos de almacenamiento. Esta caliza es llevada hasta los molinos de bola húmedos mediante un extractor volumétrico, donde se pesa y se distribuye por tamaño. Las partículas de caliza de pequeño tamaño se clasifican en hidrociclones y se recogen en el tanque de lechada de caliza como producto final.
- La cantidad de lechada que alimenta al absorbedor se controla teniendo en cuenta la cantidad de dióxido de azufre de los gases de combustión. Este valor se calcula mediante el caudal y el contenido de dióxido de azufre del gas de combustión, y es ajustado por el pH de la lechada dentro del absorbedor.
- La lechada de yeso formada en el absorbedor, consecuencia de la reacción con el dióxido de azufre, se extrae directamente a un sistema de secado, que consta de filtros banda e hidrociclones. El yeso que se obtiene como subproducto de los filtros banda se envía por una cinta transportadora al edificio de almacenamiento.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

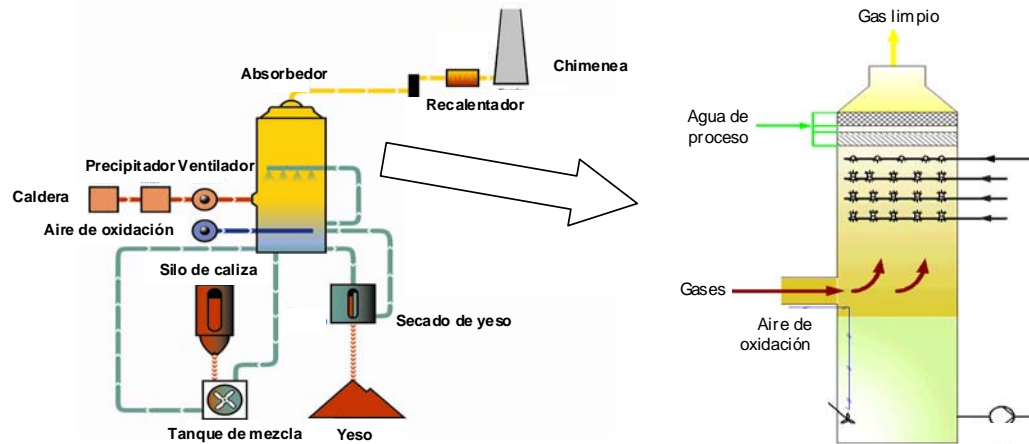


Figura 6.16: Esquema del proceso de desulfuración por vía húmeda.

6.7.2.- QUEMADORES DE BAJO NO_x y OFA (OVER FIRE AIR)

En el grupo II de la C.T. de La Robla también se han modificado los quemadores existentes de carbón y un sistema de aire sobrecombustión (OFA), que tienen como objetivo reducir la emisión de óxidos de nitrógeno. Estas actuaciones proporcionan gradualmente las cantidades adecuadas de oxígeno (alta regulación de la concentración de oxígeno), evitando las concentraciones parciales de oxígeno altas, es decir retardar la mezcla entre el combustible y el aire, y en segundo lugar evitar las temperaturas altas en el hogar dificultando así la oxidación del nitrógeno molecular del aire a monóxido de nitrógeno. La reducción alcanzable es del 30 al 60%.

El sistema OFA (Over Fire Air) introduce aire sobre la última línea de quemadores y a grandes rasgos, escalona el aire de combustión, de tal forma que la mayor parte del aire entra en la cámara principal de combustión de la caldera y el restante se desvía hacia la zona inferior de la llama. El OFA facilita la combustión de las partículas de humo y las partículas precursoras de NO_x, evitando en la medida de lo posible su formación.

Los quemadores de bajo NO_x son diseñados y dispuestos para iniciar de forma segura la combustión y controlar la formación de los NO_x.

El sistema OFA proporciona el aire restante para completar la combustión a la vez que minimiza las emisiones de NO_x y los inquemados.

Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

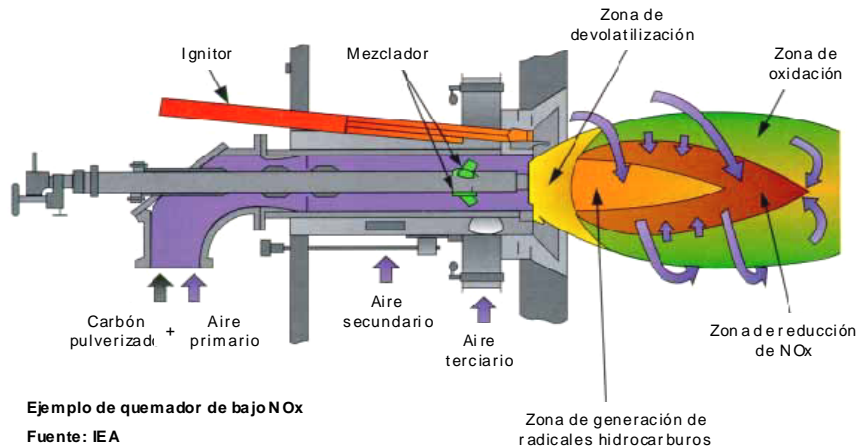


Figura 6.17: Quemadores de bajo NOx.

6.7.3.- AMPLIACIÓN Y MEJORA DE LOS PRECIPITADORES ELECTROSTÁTICOS

Este es un proceso en el cual la materia particulada en un gas se separa del mismo mediante fuerzas electrostáticas, depositándola sobre una superficie colectora, de la que se separa posteriormente para sacarla del sistema. Los precipitadores reúnen una serie de ventajas como su alta eficacia (99%) y su relativamente moderado consumo de energía, junto con unas necesidades de mantenimiento no muy exigentes. Además ya están instaladas en las centrales, por lo que únicamente se requiere su ampliación y/o mejora de su rendimiento. Estas modificaciones disminuirán las emisiones de partículas en el Grupo II de la C.T. de la Robla hasta el límite máximo que permiten estas tecnologías en la actualidad.

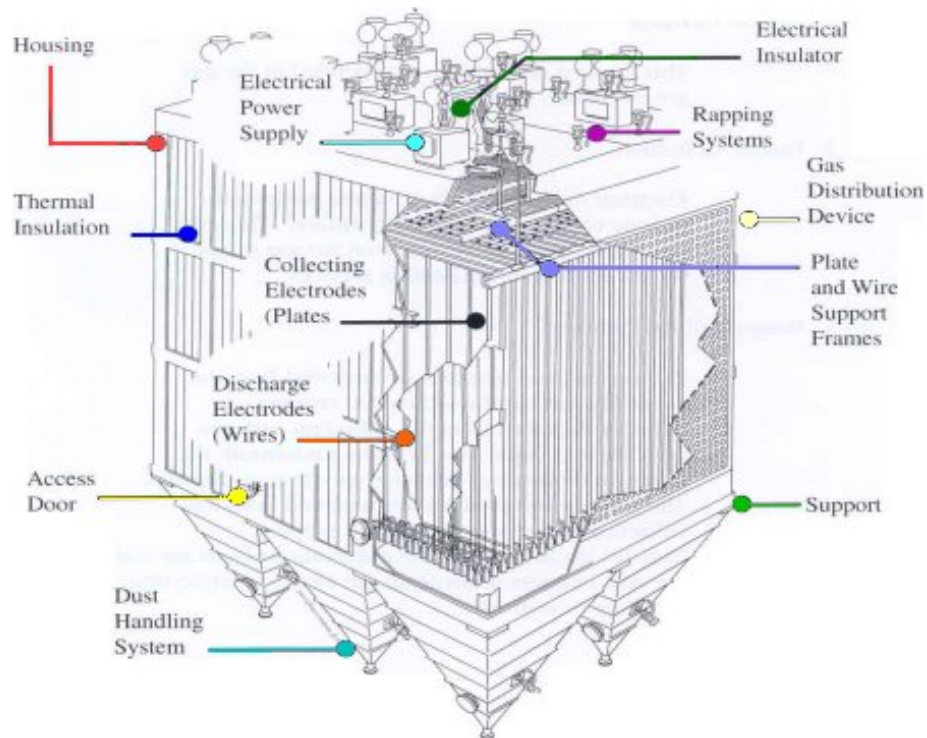
Capítulo 6 Suministro sostenible de energía eléctrica

Figura 6.18: *Precipitadores electrostáticos.*

Capítulo 7

CONCLUSIONES

7.1. Conclusiones.....	231
7.2. Ampliación del Proyecto. Trabajos futuros.....	236

7.1.- CONCLUSIONES

La C.T. de La Robla Grupo I es uno de los primeros grupos de generación térmica convencional que se instaló en España, lo que lo convierte en un excelente ejemplo con datos conocidos para poder contrastar mediante los cálculos básicos de la caldera y la torre de refrigeración realizados en el presente proyecto.

Mediante el Software de cálculo algebraico Mathcad se ha conseguido:

- El cálculo de las propiedades termodinámicas a plena carga de los puntos del Diagrama de Mollier (temperatura-entropía específica) que representa el ciclo Rankine para la obtención de potencia, así como los parámetros fundamentales del ciclo, entre otros:
 - o Título de vapor: 0,974
 - o Gasto másico de vapor: 254kg/s.
 - o Gasto másico de agua de refrigeración: 8569 kg/s.
 - o Potencia Generada: 275MW
 - o Rendimiento neto del ciclo termodinámico regenerativo con recalentamiento: 39,7%.
- La determinación de las variables y parámetros críticos que influyen en el funcionamiento de la caldera a plena carga, entre otros:
 - o Dimensiones: base 21,5m x 7,1m y altura 54m
 - o Gasto másico de combustible (carbón pulverizado): 123 t/h.
 - o Temperatura de salida de los gases de escape: 1213 K.
 - o Temperatura media en el interior de la caldera: 1522 K.
 - o Temperatura media máxima (a 14,4m del fondo): 1886 K.
 - o Flujo de calor máximo: 427,4 KW/m² < Flujo de calor crítico o “dryout” (431,6 KW/m²).
 - o Rendimiento de la caldera: 65,5%.
 - o Porcentaje de potencia térmica total aprovechada (caldera+economizador+precalentador): 87,2%.
- La determinación de las condiciones óptimas de funcionamiento de la torre de refrigeración a plena carga para un relleno tipo panal de abeja plástico, entre

Capítulo 7 : Conclusiones

otras:

- Salto de temperatura del agua: 11,3 °C.
- Temperatura de bulbo húmedo de diseño: 19,1°C.
- Necesidades de agua de refrigeración: 31,7Kg/s/MW
- Gasto másico de agua a refrigerar: 8569kg/s
- Relación de caudales agua-aire: 1,59
- Gasto másico de aire refrigerante: 5390kg/s
- Pérdida de carga en la torre: 36.942 Pa
- Caudal de agua evaporada: 576m³/h (equivalente a un 1,87% del caudal total de agua circulante)
- Altura de la torre: 101,5m
- Diámetro en la base: 84,6m
- Aproximación a bulbo húmedo: 6,5°C
- Eficiencia térmica: 63,5%.

Por otra parte ha realizado un trabajo descriptivo de las nuevas tecnologías de combustión aplicables a centrales de carbón. Las centrales térmicas de carbón pulverizado constituyen la principal fuente mundial de energía eléctrica. España dispone actualmente de un parque tecnológicamente antiguo (la mayoría de los grupos con más de 25 años de antigüedad, construidos tras las crisis del petróleo de 1973 y 1979 promovidos por la ausencia de petróleo autóctono en España) con eficiencias superadas por las tecnologías actuales. En España no ha habido ninguna iniciativa para sustituir los antiguos grupos de carbón, con eficiencias inferiores al 40% por tecnologías más desarrolladas (grupos supercríticos o ultra-supercríticos) con los que se puede llegar rendimientos del 50%. Además el porcentaje de generación del carbón respecto al total de generación bruta del régimen ordinario aun supone el 31,4%, ya que el carbón es una energía fósil, muy abundante en la naturaleza, con costes de producción razonable y una gran tradición de producción y uso en España, que se ve favorecida por la actual situación de crisis económica. A todo esto hay que añadir que el carbón, al igual que el resto de las energías fósiles produce en su combustión una serie de subproductos que contaminan la atmosfera y que deben ser eliminados en aras de una buena conservación medioambiental. Tan solo el CO₂ producto de la combustión es responsable las tres

Capítulo 7 : Conclusiones

cuartas partes del efecto invernadero generado por los seis grupos de gases contemplados en el Protocolo de Kioto. Como vía de solución de este problema, la captura y almacenamiento de CO₂ (CCS) es una de las opciones más prometedoras para mitigar las emisiones procedentes de centrales eléctricas de carbón. Los procesos de CCS pueden capturar actualmente más del 85% del CO₂ que de otro modo emitiría una central eléctrica, pero pueden reducir la eficiencia térmica de la central en 8 a 12 puntos porcentuales y, por lo tanto, aumentar la alimentación con combustibles fósiles, debido a la energía adicional consumida en la captura del gas. Inicialmente se espera que el CCS se aplique principalmente en centrales eléctricas de carbón, debido a que las emisiones de CO₂ a capturar son proporcionalmente más grandes que en las centrales de petróleo o gas natural, reduciendo el coste por tonelada.

Por tanto, actualmente España no puede prescindir del carbón como fuente de energía primaria en la generación de la electricidad ya que aumentaría los costes y la seguridad del suministro. Las centrales térmicas cuyo combustible es el carbón aún son de vital importancia para el correcto funcionamiento del Sistema Eléctrico Español, aunque su proyección a medio y largo plazo es ser sustituidas paulatinamente por las centrales de ciclo combinado (alrededor de un 20% menos de emisiones de CO₂), debido a que estas últimas también son centrales de base, con el aliciente de que tienen mejores rendimientos energéticos y un nivel de emisiones contaminantes menor.

Para mantener un parque de centrales de carbón moderno y eficiente se debería fomentar la sustitución de las centrales antiguas existentes por otras del máximo rendimiento y equipadas con los sistemas más modernos de eliminación de residuos contaminantes. En caso contrario, las plantas de potencia existentes basadas en la combustión de combustibles fósiles todavía tienen un margen de mejora en lo relativo al ahorro energético y a la disminución de las emisiones. La cuestión radica en valorar hasta qué punto es razonable y rentable económicamente instalar estos equipos en centrales de la edad que se ha descrito anteriormente. En cuanto a las tecnologías de captura y secuestro de CO₂, España tiene en marcha algunas iniciativas en este sentido, que se desarrollan coordinadamente con los programas comunitarios correspondientes. Por tanto no es evidente si existirá alguna central española de carbón donde sea posible instalar estas nuevas tecnologías y si no sería más razonable iniciar la construcción de nuevas centrales eficientes, preparadas para que en el futuro se pudiera capturar el CO₂.

Capítulo 7 : Conclusiones

Algunas de las nuevas tecnologías desarrolladas para la combustión del carbón pueden ser aplicadas a centrales de carbón existentes:

- Calderas de carbón pulverizado con ciclos supercríticos o ultrasupercríticos con rendimientos entre el 45% y el 55%. Lograrían de esta manera disminuir el número de toneladas de CO₂ por kWh producido.
- Calderas de lecho fluido atmosférico que logran disminuir las emisiones de óxidos de azufre, nitrógeno y CO₂. Se podría aplicar a centrales existentes de forma inmediata, el rendimiento (36%) no aumentaría con respecto a estas pero sí que se lograría reducir de forma sustancial las emisiones de contaminantes (las de lecho fluido a presión conllevan una mayor inversión ya que necesitan tanto una turbina de gas como una de vapor para obtener rendimientos en torno al 42%).
- Gasificación más ciclo combinado con turbina de gas, logra un buen comportamiento ambiental, disminuyendo considerablemente las emisiones de óxidos de nitrógeno, óxidos de azufre y partículas, muy por debajo del resto de tecnologías de combustión del carbón. Gracias al aumento del rendimiento hasta un 42%, disminuye el número de toneladas de CO₂ por kWh producido. Las emisiones de CO₂ están en el entorno de las emisiones de un ciclo supercrítico.
- La oxicomustión produce como gases de combustión fundamentalmente CO₂ y H₂O, los cuales son fácilmente separables mediante condensación del vapor de agua. Hay dos líneas de desarrollo, una en lecho fluido atmosférico circulante y condiciones supercríticas de operación y otra para centrales de carbón pulverizado ambas con recirculación parcial de los gases de escape (entorno a un 55% o 60% de CO₂ recirculado con el oxígeno de los quemadores). A largo plazo se espera que puedan mejorar su rendimiento en cuanto se desarrollen los procesos de captura de CO₂ por membranas que reducirán el coste energético actual de la producción de oxígeno mediante unidades ASU (Air Separation Units). La destilación criogénica penaliza el rendimiento de la central entre 8 y 10 puntos:
 - o El rendimiento térmico para esta tecnología está en el entorno del 64% (57,5% si se tiene en cuenta la energía invertida en la destilación del aire

Capítulo 7 : Conclusiones

- para producir O₂).
- Las características térmicas de una caldera de carbón pulverizado operando en oxycombustión son: alta temperatura del hogar, no hay formación de NO_x, producción neta de agua, aumento de consumo de auxiliares con respecto a una caldera convencional (usando separador de oxígeno mediante membranas sería de un 6% a un 7%, es decir que con una caldera supercrítica del 43% de eficiencia se alcanzarían eficiencias netas de 37%). La penalización en el rendimiento está en los tres puntos siguientes: en la unidad ASU, en la unidad de compresión y en el ventilador de recirculación de gases. La proyección futura de esta tecnología en calderas de carbón pulverizado podrá tener desarrollo en caso de considerar combustión parcial de oxígeno y no puramente oxycombustión.
 - La nueva tecnología de captura y almacenamiento de CO₂ (CCS) postcombustión necesita limpiar y concentrar la corriente de CO₂ previamente a su compresión y transporte mediante ceoductos en su mayoría, hasta formaciones geológicas herméticas seguras de unos 800m de profundidad donde de forma natural se alcancen las condiciones críticas de presión y temperatura del CO₂ y este sea más manejable.
 - Los sistemas de captura de CO₂ postcombustión por absorción química con aminas son aplicables a las centrales de carbón existentes y son de los sistemas que mayor proyección tienen para ser aplicados. Estos procesos de CCS suponen entre un 10% y un 40% más de energía que una central convencional y el CO₂ evitado está en el entorno del 80% al 90%.
 - Los ciclos de carbonatación-calcinación postcombustión aplicables a los gases de escape de las centrales convencionales de carbón son una de las tecnologías más prometedoras. El absorbente (caliza) es barato y tiene disponibilidad. Conlleva un proceso de desulfuración y captura de CO₂. El precio relativo de la captura es bajo frente a otros métodos lo que hace que sea atractivo desde el punto de vista económico. Es un proceso que produce energía adicional.

7.2.- AMPLIACIÓN DEL PROYECTO. TRABAJOS FUTUROS

Como ampliación del proyecto se pueden considerar los siguientes trabajos futuros:

- Cálculo básico y dimensionamiento preliminar del condensador de la Central Térmica de la Robla Grupo I.
- Cálculo básico y dimensionamiento preliminar de las Turbinas de Vapor de la Central Térmica de la Robla Grupo I.
- Cálculo de la caldera de la Central Térmica de la Robla Grupo I mediante métodos completos del hogar: por zona o por flujo.
- Estudio de la viabilidad técnica y económica en la implementación de nuevas tecnologías de combustión que permitan reducir las emisiones de la Central Térmica de la Robla Grupo I.
- Estudio de la viabilidad técnica y económica en la implementación de nuevas tecnologías de captura y almacenamiento de CO₂ en la Central Térmica de la Robla Grupo I.

BIBLIOGRAFIA

Bibliografía.....	238
--------------------------	------------

BIBLIOGRAFÍA

El Sistema Eléctrico Español en 2012. Red Eléctrica de España S.A. EPES Industrias Gráficas S.L. Junio de 2013. 140 p.

Central Térmica La Robla. Unión Fenosa Generación. Global Print, ca. 2005. 44 p.

Libro de Unión Fenosa. Ficha Técnica nº 7.4.48 Central Térmica de La Robla. Unión Fenosa. Agosto de 1990. 2 p.

Libro de Unión Fenosa. Ficha Técnica nº 10.06 Centrales Térmicas Combustibles. Unión Fenosa. Junio de 1992. 2 p.

Libro de Unión Fenosa. Ficha Técnica nº 10.07.02 Carbón Nacional. Unión Fenosa. Abril de 1992. 3 p.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica. Segundo Tomo.* Barcelona: Reverté, S.A. 1998. 943 p.

GAFFERT, G.A. *Centrales de Vapor. Estudio de la construcción, características del funcionamiento e integración de toda la maquinaria pesada y ligera de una central.* Barcelona: Reverté, S.A. 1954. 604 p.

TORRES TRIVIÑO, Gregorio. *Teoría y práctica de las torres de refrigeración.* Madrid: Dossat, S.A. 1973. 345 p.

Seminario torres de refrigeración. Dirección de Ingeniería. Repsol YPF, S.A. 25 de Junio de 2002. 61 p.

ELCOGAS. Central GICC de Puertollano. ELCOGAS, S.A. Helios S.A. 1997. 29 p.

Capítulo 9 : Bibliografía

LINARES, José Ignacio; MORATILLA, Beatriz Yolanda (coordinadores); BALLESTEROS APARICIO, Juan Carlos; et al. *Captura y almacenamiento de CO2. Seminario permanente en tecnologías energéticas*. [en línea] Madrid: Universidad Pontificia Comillas. Amábar S.L. 2007. 103 p. Disponible en Web: http://www.iies.es/Captura-y-almacenamiento-de-CO2_a67.html

VALDÉS, Manuel. *Futuro de los ciclos termodinámicos: Estrategias para un suministro sostenible de energía eléctrica* [en línea]. Madrid: Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica. ETS Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid. Madrid. ca. 2006 . Disponible en Web: <http://www.fundacionenergia.es/PDFs/Retos%20Tecnol%C3%B3gicos%202006/Futuro%20ciclos%20termodin%C3%A1micos.pdf>

Sistemas de agua de refrigeración. Initec Plantas Industriales. Agosto de 1993. 94 p.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica. Segundo Tomo*. Barcelona: Reverté, S.A. 1998. 943 p.

HEWITT, G.F. *Process Heat Transfer*. Boca Ratón: CRC Press. 4 de Mayo de 1994. 1042 p.

SANTANA SANTANA, Domingo. *Apuntes de la asignatura "Sistemas Térmicos"*. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2002.

DE VEGA BLÁZQUEZ, Mercedes. *Apuntes de la asignatura "Procesos Termodinámicos Industriales"*. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 1999.

SÁNCHEZ PÉREZ, Antonio Luis. *Apuntes de la asignatura "Combustión y Generación de Contaminantes"*. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2000.

RODRÍGUEZ AUMENTE, Pedro A. *Apuntes de la asignatura "Ingeniería Térmica"*. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2000.

Capítulo 9 : Bibliografía

HEWITT, G.F. *Process Heat Transfer*. Boca Ratón: CRC Press. 4 de Mayo de 1994. 1042 p.

KREITH, F.; BOEHM, R.F.; et al. *Heat and Mass Transfer. Mechanical Engineering Handbook*. Boca Ratón: CRC Press LLC. 1999. 288 p.

DE FELIPE, J.J. *Tema 2. Centrales Térmicas* [en línea]. Manresa: Laboratori de Mecànica de Fluids i Motors Tèrmics. E.U.P.M. Departament de Màquines i Motors Tèrmics. U.P.C. ca. 2006 . Disponible en Web:
<http://www.eupm.upc.es/~mmt/Centrales%20termicas.pdf>

Libro de “Comentarios al RITE” – ITE 03 Cálculo. [en línea]. Madrid: IDAE. 2007. 12 p. Disponible en Web: http://www.uclm.es/profesorado/vtoledano/_private/ITE-03-1%20comentarios'.pdf

Valores Climatológicos Normales. Leon – Virgen del Camino / B. Aérea. Extracto de la publicación denominada "Guía resumida del clima en España 1971-2000" [en línea]. Madrid : AEMET y del Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino. 2000. 1p. Disponible en Web:
<http://www.aemet.es/es/elclima/datosclimatologicos/valoresclimatologicos?l=2661&k=cle>

REAL DECRETO 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. BOE núm. 171 p. 28055 a 28069 [en línea]. Madrid: Ministerio de Sanidad y Consumo. 18 de Julio de 2003. 15p. Disponible en Web:
<http://www.msps.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/docs/RD865.pdf>

Capítulo 9 : Bibliografía

MARTÍNEZ, Isidoro. *Termodinámica básica y aplicada. Capítulo 6: Termodinámica del cambio de fase e interfases* [en línea]. Madrid: Dossat. 1992. 31 p. Disponible en Web:

<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c06/Termodinamica%20del%20cambio%20de%20fase%20e%20interfases.pdf>

RIBAS, Carlos A. *PFC Ingeniero Industrial. Estudio y diseño numérico de un evaporador de doble tubo con flujo bifásico utilizando mapas de flujo* [en línea]. Barcelona: Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona. UPC. Enero 2004. 85 p. Disponible en Web:

<http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2932/1/31120-1.pdf>

HENSLEY, John C. and Marley staff. *Cooling Tower Fundamentals* [en línea]. Overland Park, Kansas USA: SPX Cooling Technologies, Inc. 2006. 117 p. Disponible en Web: <http://www.spxcooling.com/pdf/Cooling-Tower-Fundamentals.pdf>

Balcke Natural Draught Cooling Towers. A positive natural trait [en línea]. Ratingen Germany: SPX Cooling Technologies GmbH. 2005-2006. 12 p. Disponible en Web:

http://www.spxcooling.com/pdf/BA_6014_e_Naturzug.pdf

SALAS, Carlos L. *Torres de enfriamiento. Material docente de la asignatura: Operaciones Unitarias IV* [en línea]. Mérida Venezuela: Ingeniería. Departamento de Operaciones Unitarias. Universidad de Los Andes (ULA). 2001-presente. 25 p. Disponible en Web:

<http://www.webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/csalas/OPIV/torres1.pdf>

Guide Books. Energy Efficiency in Electrical Utilities. National Certificate Examination for Energy Managers and Energy Auditors. Chapter 7 - Cooling Tower [en línea]. Chennai, India: National Productivity Council of India. Bureau of Energy Efficiency. MASSINDIA. 2010. Disponible en Web: <http://www.em-ea.org/Guide%20Books/book-3/Chapter%203.7%20Cooling%20Tower.pdf>

Capítulo 9 : Bibliografía

VERA, Manuel E. Candelario. *Diseño de una torre de enfriamiento usando visual basic* [en línea]. Guayaquil, Ecuador: Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción. Escuela Superior Politécnica del Litoral. ESPOL. 2000 . Disponible en Web: <http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/4293/1/6813.pdf>

Resultados Analíticos de la calidad de las aguas superficiales continentales de la ESTACIÓN: 070 - LA ROBLA. CODIGO SAICA: DU01290001 [en línea]. Confederación Hidrográfica del Duero. Ministerio de Medio Ambiente. 2007. 3 p. Disponible en Web: http://www.chduero.es/DesktopModules/DMCCalidadAguas/2007/pdf/DU01290001_2007.pdf

Capítulo 4: Sostenibilidad hídrica. Informe de Gestión Ambiental 2007. Unión Fenosa. 2007. 12 p.

MARÍN, José. *Fundamentos del Control de Procesos en C.T. convencionales y de Ciclo Combinado (Presentación para la E.T.S.I.I. de Madrid).* Dep. de Instrumentación y Control. Gerencia Energía. Initec Tecnología. 2002. 82 p.

Endesa07. Informe de sostenibilidad [en línea]. Madrid. Endesa publicaciones. 2007. 188 p. Disponible en Web: http://www.endesa.es/NR/rdonlyres/eqpa2plia7mcbf5gfk6jzwopat4qtnlbqrnd64qp3zdhqf6mbfjn4yyajhg2ltekheyzlf7dfbahw4vfhbmtyznc5g/Informe_Sostenibilidad_2007.pdf

ARROYO, J. Manuel. *Centrales térmicas (presentación)* [en línea]. Área de Ingeniería Eléctrica. Departament de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Automática y Comunicaciones. Universidad de Castilla – La Mancha. 2010. 35 p. Disponible en Web: <http://www.uclm.es/area/gsee/aie/censublin/termicas.pdf>

FADUL, Camilo. *Artículo resumen de la tesis de maestría “Prototipo de Simulación para el Comportamiento de una Central Térmica de Generación en Ciclo Combinado”.* Maestría en Ingeniería Eléctrica, Universidad de los Andes- Uniandes. Colombia. 2000. 14 p.

Capítulo 9 : Bibliografía

GARCIA VALLADARES, Octavio. *Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión. Capítulo 2: "Análisis del flujo bifásico (líquido-vapor)". Tesis doctoral.* [en línea]. Centre Tecnològic de Transferència de Calor. Laboratori de Termotècnia i Energètica. Departament de Màquines i Motors Tèrmics. Universitat Politècnica de Catalunya. Tarrasa. Mayo de 2000. 94 p. Disponible en Web:

http://www.tesisenxarxa.net/TDX/TDX_UPC/TESIS/AVAILABLE/TDX-0317105-165526//01Ogv01de05.pdf

PELAYO, Susana. *Obtención de un modelo dinámico para la simulación de una caldera de vapor industrial. (Resumen para las XII jornadas de Automática. Comité Español de Automática)* [en línea]. Centro de Tecnología Azucarera, Universidad de Valladolid. Valladolid. 1991. 8 p. Disponible en Web:

http://www.cea-ifac.es/actividades/jornadas/XXII/documentos/D_01_S.pdf

Fundacion Ciudad de la Energia – CIUDEN. Plataforma experimental para el desarrollo tecnologico de procesos de oxidacion y captura de CO2 en el Bierzo [en línea]. Fundación Ciudad de la Energía – CIUDEN. Ponferrada. 2010. 7 p. Disponible en Web:

http://www.ciuden.es/DOCUMENTOS_B/CAPTURA/2AALA%20PLATAFORMA%200EXPERIMENTALA%20DOCUMENTO%20DE%20POSICIONAMIENTO.PDF

ERIKSSON, Timo; HOTTA, Arto. *Development of Flexiburn™ CFB Technology.* International Symposium about Capture and Storage of CO2 [en línea]. Foster Wheeler Energia Oy, Finlandia. Sevilla. 4 de Diciembre de 2008. 34 p. Disponible en Web:

<http://www.cenitco2.es/symposium/Folder.2008-12-18.5901/03%20Sr.%20Timo%20Eriksson.pdf>

BALLESTEROS, J. Carlos. *Proyecto CAC – OXY CFB 500. Presentación desarrollada a lo largo de la I Asamblea General de la PTECO2* [en línea]. ENDESA. Plataforma Tecnológica Española del CO2. Madrid. Febrero de 2009. 5 p. Disponible en Web:

http://www.pteco2.es/documents/presentaciones/7.%20I%20ASAMBLEA%20PTECO2_ENDESA.pdf

Capítulo 9 : Bibliografía

MRTINEZ, J. Andrés. *Análisis exergético de nuevos ciclos de potencia. Tesis doctoral* [en línea]. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid. Universidad Politécnica de Madrid. Madrid. 2004. 195 p. Disponible en Web:

<http://oa.upm.es/294/1/05200440.pdf>

FERNÁNDEZ, Pedro. *Control y eliminación de los NOx. Capítulo 33. Centrales Térmicas. Apuntes* [en línea]. E.T.S. de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación de la Universidad de Cantabria. Santander. 2008. 17 p. Disponible en Web:

<http://libros.redsauce.net/CentralesTermicas/PDFs/33CT.pdf>

SÁNCHEZ-HORNEROS, Javier. *Optimización del economizador del Grupo II de la Central Térmica de la Alcudia II. Proyecto Fin de Carrera* [en línea]. Ingeniería Técnica Industrial. Especialidad Mecánica. Área de Ingeniería Térmica. Escuela Politécnica Superior. Universidad Carlos III de Madrid. Madrid. Marzo de 2009. 150 p. Disponible en Web:

http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/10016/7528/2/PFC_Javier_SanchezHorneros_Perez.pdf

RODRÍGUEZ. Manuel. *Hidrógeno, gas de síntesis y derivados. Tema 2. Apuntes de la Asignatura de Tecnología Química Industrial* [en línea]. Grupo de Tecnología Química. Departamento de Ingeniería Química Industrial y Medio Ambiente de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid. Madrid. 2004. 15 p. Disponible en Web: http://www.diquima.upm.es/docencia/tqindustrial/docs/cap2_hidrogeno.pdf

Strategic Analysis of the Global Status of Carbon Capture and Storage Report 5: Synthesis Report [en línea]. Global CCS Institute. Canberra. Australia. 2009. 224 p. . Disponible en Web: <http://www.globalccsinstitute.com/downloads/Status-of-CCS-WorleyParsons-Report-Synthesis.pdf>

Capítulo 9 : Bibliografía

CIUDEN. Carbon Capture Technology Development Plant. Presentación [en línea]. Ciudad de la Energía (CIUDEN). Ponferrada (León). Febrero de 2010. 37 p. Disponible en Web:

http://www.ciuden.es/DOCUMENTOS_B/CAPTURA/100824%20UPDATE%20CAPTURE3.PDF

OTERO, Pedro. *Tecnologías de carbón limpio. Captura y almacenamiento de CO₂. V Jornadas Técnicas sobre Energías Renovables. Universidad de León* [en línea]. Fundación Ciudad de la Energía. Programa Captura de CO₂. Ponferrada (León). Mayo de 2008. 78 p. Disponible en Web:

http://www.ciuden.es/DOCUMENTOS_B/CAPTURA/10AA%20TECNOLOGIAS%20DE%20CARBON%20LIMPIO.PDF

Plataforma Experimental de Tecnologías de Captura y Almacenamiento de CO₂. El Bierzo, España [en línea]. Fundación Ciudad de la Energía. Ponferrada (León). Mayo de 2009. 22 p. Disponible en Web:

http://www.ciuden.es/DOCUMENTOS_B/MARUCHI/CIUDEN%20_PROJECT_ESP_A%C3%91OL%20REVISADO_04A05A09APROT.PDF

ELCOGAS: Primera planta piloto para la captura de CO₂ y producción de H₂ integrada en un GICC de 335 MWiso. Nota Informativa [en línea]. ELCOGAS. Puertollano (Ciudad Real). Octubre de 2008. 2 p. Disponible en Web:

<http://www.aeh2.org/documentos/Nota%20informativa.pdf>

Unión Fenosa. Central Térmica de La Robla. Declaración Ambiental. Año 2008 [en línea]. Unión Fenosa Generación. La Robla (León). 2008. 63 p. Disponible en Web:

https://www.gasnatural.com/archivos/corp/20091026_DMA_CTR_cast.pdf

ÁLVAREZ, Eloy; LAGARES, Ángel. *Estrategia de Unión Fenosa en materia de Cambio Climático. VII Congreso Nacional del Medio Ambiente* [en línea]. Unión Fenosa. Madrid. Noviembre de 2004. 6 p. Disponible en Web:

<http://www.conama.org/documentos/273.pdf>

Capítulo 9 : Bibliografía

Informe de Gestión Ambiental 2009. Capítulo 3: Calidad del Aire. Unión Fenosa. Madrid. 2009. 16 p.

CORTÉS, Vicente. *El reto tecnológico de la Captura de CO₂. Oportunidades para la Industria Española* [en línea]. Plataforma Tecnológica Española del CO₂. Madrid. 13 de Febrero de 2009. 22 p. Disponible en Web:

<http://www.pteco2.es/documents/presentaciones/2.%20I%20ASAMBLEA%20PTECO2%20CIUDEN.pdf>

FERNÁNDEZ, Pedro. *Combustión en lecho fluido presurizado. Capítulo 29. Centrales Térmicas. Apuntes* [en línea]. E.T.S. de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación de la Universidad de Cantabria. Santander. 2008. 31 p. Disponible en Web:

<http://libros.redsauce.net/CentralesTermicas/PDFs/29CT.pdf>

¿Puede el almacenamiento del dióxido de carbono contribuir a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero?. Guía simplificada del "Informe especial sobre captura y almacenamiento de dióxido de carbono del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático [en línea]. Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (PNUMA). División de Convenios Ambientales del Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente. Ginebra (Suiza). Abril de 2006. 24 p. Disponible en Web:

http://www.mma.es/portal/secciones/cambio_climatico/documentacion_cc/divulgacion/pdf/ccs_guide.pdf

Zero Emission Platform CO₂. Capture and Storage (CCS) – Matrix of Technologies. Technology Blocks. FINAL (V9) [en línea]. European Technology Platform for Zero Emission Fossil Fuel Power Plants (ZEP). Bruselas (Bélgica). 15 de Octubre de 2008. 102 p. Disponible en Web:

<http://www.zero-emissionplatform.eu/website/docs/ETP%20ZEP/ZEP%20Technology%20Matrix.pdf>

Capítulo 9 : Bibliografía

BENCOMO, Vicente; MENÉNDEZ, Juan A. Emilio. *La combustión en lecho fluido como vía tecnológica de utilización de los lignitos aragoneses* [en línea]. Revista DYNA N° 12. Federación de Asociaciones de Ingenieros Industriales de España. Bilbao (España). Enero – Febrero de 1986. 7 p. Disponible en Web:

<http://www.revistadyna.com/Dyna/cms/articulos/FichaArticulos.asp?IdMenu=10&IdDocumento=2591&IdEjemplar=215>

BALLESTEROS, Juan C. *El papel del carbón en el sector energético español. ¿Carbón sin CO₂?. Tecnologías CAC. Captura de CO₂* [en línea]. Endesa Generación. Seminario organizado por el Consejo Social de la Universidad Politécnica de Madrid. Madrid (España). 5 de Noviembre de 2008. 41 p. Disponible en Web:

<http://www.fundacionenergia.es/PDFs/CO2%20Nov%2008/JBallesteros.pdf>

Cuentas anuales e Informe de gestión 2007 [en línea]. Unión Fenosa Generación, S.A. Madrid (España). 28 de Febrero de 2008. 79 p. Disponible en Web:

http://portal.gasnatural.com/Rinversor/JuntaGeneral/20090521_JuntaGeneral09_15C2_cast.pdf

LINARES, José Ignacio; LÓPEZ, Enrique. *Generación sostenible de electricidad en el horizonte 2030: carbón con captura de CO₂ y nuclear avanzada* [en línea]. Cátedra R. Mariño de Nuevas Tecnologías Energéticas. ICAI. Energía, medio ambiente y desarrollo sostenible. VIII Semana de la ciencia. Madrid (España). 10 al 23 de Noviembre de 2008. 61 p. Disponible en Web:

<http://www.upcomillas.es/catedras/crm/descargas/2008-2009/aula%2019.11.2008.pdf>

OTM- Based Oxy-Combustion for CO₂ Capture from Coal Power Plants [en línea]. National Energy Technology Laboratory. US Department of Energy. Estados Unidos. Abril de 2010. 2 p. Disponible en Web:

<http://www.netl.doe.gov/publications/factsheets/project/Proj470.pdf>

Capítulo 9 : Bibliografía

World Energy Outlook 2012. Resumen Ejecutivo [en línea]. International Energy Agency. París (Francia): IEA Publications. Noviembre de 2012. 15 p. Disponible en Web:

<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/Spanish.pdf>

CANSECO, Antonio. *El carbón en el contexto energético actual* [en línea]. Madrid (España): Fundación Ciudadanía y Valores. Enero de 2009. 21 p. Disponible en Web:

http://www.funciva.org/uploads/ficheros_documentos/1233237829_el_carbon_en_el_contexto_energetico_actual.pdf

ANEXOS

A.1.- Cálculo del ciclo termodinámico de la C.T. de La Robla Grupo I.....	250
A.2.- Cálculo de la caldera de la C.T. de La Robla – Grupo I.....	302
A.3.- Cálculo de la torre de refrigeración de la C.T. de La Robla – Grupo I.....	346

ANEXO A.1.

CÁLCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO
DE
LA C.T. DE LA ROBLA – GRUPO I

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Ciclo termodinámico de la Central Térmica de la Robla**Datos**

- 1.- Presión de vapor sobrecalentado 160 bar
- 2.- Temperatura máxima del ciclo 538 °C
- 3.- Presión en el condensador 0,08 bar
- 4.- Potencia neta de salida del Grupo I de la Robla 270 MW
- 5.- Presión del desgasificador 9,3 bar
- 6.- Temperatura de entrada al desgasificador del agua de alimentación 133 °C
- 7.- Temperatura de salida del desgasificador del agua de alimentación 178 °C
- 8.- Temperatura del vapor en la descarga de la turbina de alta presión 348 °C
- 9.- Temperatura de entrada al economizador 259 °C

Hipótesis

- 1.- El análisis de los elementos de ciclo se realiza en estado estacionario
- 2.- No hay transferencia de calor entre los componentes y el ambiente
- 3.- Los procesos que realiza el fluido de trabajo a su paso por, bombas, generador de vapor, recalentador y condensador son internamente reversibles.
- 4.- La expansión a través de la válvula es un proceso isoentálpico de estrangulación.
- 5.- Las energías cinética y potencial son despreciables.
- 6.- La presión de recalentamiento se estima entorno a 1/4 de la presión del vapor sobrecalentado.
- 7.- Títulos de vapor $x > 0,9$, pues de otra manera provocan problemas de corrosión en las turbinas.

1.- Entrada a la turbina de alta presión

punto 1 - Vapor sobrecalentado a 160 bar y temperatura 538 °C. Las variables termodinámicas para este estado se obtienen interpolando en las tablas para el vapor sobrecalentado.

Datos

$$p_1 := 160 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} \quad T_1 := (538 + 273) \text{K}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$T_i := (520 + 273) \text{K} \quad h_i := 3353,3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 6,3752 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{ii} := (560 + 273) \text{K} \quad h_{ii} := 3465,4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 6,5132 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Valores interpolados

$$h_1 := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_1 - T_i) \quad s_1 := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_1 - T_i)$$

$$h_1 = 3,404 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_1 = 6,437 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

2.- Extracción de vapor de la turbina de alta presión

punto 2.- Vapor sobrecalentado entre la presión de sobrecalentamiento y 1/4 de dicha presión. Se elige una presión de 100 bar promedio de la máxima y la mínima de las presiones en la turbina. Sufre un proceso isentrópico del estado 1 al 2.

Hipótesis

$$p_2 := 100 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} \quad s_2 := s_1$$

$$s_2 = 6.437 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$s_i := 6.3805 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_i := 3213.2 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (440 + 273) \text{K}$$

$$s_{ii} := 6.5282 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{ii} := 3321.4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (480 + 273) \text{K}$$

Valores interpolados

$$h_2 := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_2 - s_i) \quad T_2 := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_2 - s_i)$$

$$h_2 = 3.255 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_2 = 728.383 \text{K}$$

3.- Descarga de vapor de la turbina de alta presión

punto 3.- Vapor sobrecalentado a 1/4 de la presión de sobrecalentamiento. Sufre un proceso isentrópico del estado 1 al 3.

Hipótesis

$$p_3 := \frac{160}{4} \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} \quad s_3 := s_1$$

$$p_3 = 4 \times 10^6 \text{Pa} \quad s_3 = 6.437 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$s_i := 6.2568 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_i := 2901.8 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (280 + 273) \text{K}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$s_{ii} := 6.4553 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{ii} := 3015.4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (320 + 273)\text{K}$$

Valores interpolados

$$h_3 := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_3 - s_i) \quad T_3 := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_3 - s_i)$$

$$h_3 = 3.005 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_3 = 589.373 \text{ K}$$

Como la Temperatura real de descarga de vapor de la turbina de alta presión es 348°C, se puede saber el rendimiento de la turbina.

Datos

$$T_{3r} := (348 + 273)\text{K}$$

Hipótesis

$$p_{3r} := p_3$$

$$p_{3r} = 4 \times 10^6 \text{ Pa}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$T_i := (320 + 273)\text{K} \quad h_i := 3015.4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 6.4553 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{ii} := (360 + 273)\text{K} \quad h_{ii} := 3117.2 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 6.6215 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Valores interpolados

$$h_{3r} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_{3r} - T_i) \quad s_{3r} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_{3r} - T_i)$$

$$h_{3r} = 3.087 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{3r} = 6.572 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Con estos valores se puede obtener el rendimiento de la turbina, que en tanto por uno será

$$\eta_t := \frac{(h_1 - h_{3r})}{(h_1 - h_3)}$$

$$\eta_t = 0.795$$

Por tanto el valor real de la entalpía para la extracción de vapor de la turbina de alta presión será

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_{2r} := h_1 - [\eta_t \cdot (h_1 - h_2)]$$

$$h_{2r} = 3.285 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Y como

$$p_{2r} := p_2$$

$$p_{2r} = 1 \times 10^7 \text{ Pa}$$

De las tablas de vapor sobrecalentado se obtiene el resto de valores para este estado

$$h_i := 3213.2 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 6.3805 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (440 + 273) \text{ K}$$

$$h_{ii} := 3321.4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 6.5282 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ii} := (480 + 273) \text{ K}$$

Valores interpolados

$$s_{2r} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{2r} - h_i) \quad T_{2r} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{2r} - h_i)$$

$$s_{2r} = 6.479 \times 10^3 \text{ K}^{-1} \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{2r} = 739.647 \text{ K}$$

4.- Entrada a la turbina de media presión

punto 4. - Vapor sobrecalentado a 1/4 de la presión de sobrecalentamiento. Como hipótesis se toma una temperatura igual a la de la entrada a la turbina de alta presión. Las variables termodinámicas para este estado se obtienen interpolando en las tablas para el vapor sobrecalentado.

Datos

$$p_4 := p_{3r}$$

$$p_4 = 4 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Hipótesis

$$T_4 := T_1$$

$$T_4 = 811 \text{ K}$$

De la tabla de vapor saturado

$$T_i := (500 + 273) \text{ K} \quad h_i := 3445.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.0901 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_{ii} := (540 + 273)K \quad h_{ii} := 3536.9 \cdot 10^3 \frac{J}{kg} \quad s_{ii} := 7.2056 \cdot 10^3 \frac{J}{(kg \cdot K)}$$

Valores interpolados

$$h_4 := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_4 - T_i) \quad s_4 := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_4 - T_i)$$

$$h_4 = 3.532 \times 10^6 \frac{J}{kg} \quad s_4 = 7.2 \times 10^3 \frac{J}{(kg \cdot K)}$$

5.- Primera extracción de vapor de la turbina de media presión

punto 5 - Vapor sobrecalentado entre la presión de sobrecalentamiento y la presión del desgasificador. Como hipótesis se elige una presión de 24.7 bar promedio de las dos presiones anteriores y se supone un rendimiento de turbina igual al calculado para la turbina de alta presión.

Datos

$$p_{desg} := 9.3 \cdot 10^5 Pa$$

$$p_{6r} := p_{desg}$$

Hipótesis

$$p_{5r} := \frac{(p_4 + p_{6r})}{2}$$

$$p_{5r} = 2.465 \times 10^6 Pa$$

Si inicialmente suponemos un proceso isentrópico

$$s_5 := s_4$$

$$s_5 = 7.2 \times 10^3 \frac{J}{(kg \cdot K)}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$p_{5r1} := 2 \cdot 10^6 Pa$$

$$s_1 := 7.1271 \cdot 10^3 \frac{J}{(kg \cdot K)} \quad h_1 := 3247.6 \cdot 10^3 \frac{J}{kg} \quad T_1 := (400 + 273)K$$

$$s_{ii} := 7.2540 \cdot 10^3 \frac{J}{(kg \cdot K)} \quad h_{ii} := 3335.5 \cdot 10^3 \frac{J}{kg} \quad T_{ii} := (440 + 273)K$$

Valores interpolados

$$h_{51} := h_1 + \left[\frac{(h_{ii} - h_1)}{(s_{ii} - s_1)} \right] \cdot (s_5 - s_1) \quad T_{51} := T_1 + \left[\frac{(T_{ii} - T_1)}{(s_{ii} - s_1)} \right] \cdot (s_5 - s_1)$$

$$h_{51} = 3.298 \times 10^6 \frac{J}{kg} \quad T_{51} = 695.924 K$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$p_{5r2} := 3 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$s_i := 7.0520 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_i := 3321.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (440 + 273) \text{ K}$$

$$s_{ii} := 7.2338 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{ii} := 3456.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (500 + 273) \text{ K}$$

Valores interpolados

$$h_{52} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_5 - s_i) \quad T_{52} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_5 - s_i)$$

$$h_{52} = 3.431 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{52} = 761.787 \text{ K}$$

$$h_5 := h_{51} + \left[\frac{(h_{52} - h_{51})}{(p_{5r2} - p_{5r1})} \right] \cdot (p_{5r} - p_{5r1}) \quad T_5 := T_{51} + \left[\frac{(T_{52} - T_{51})}{(p_{5r2} - p_{5r1})} \right] \cdot (p_{5r} - p_{5r1})$$

$$h_5 = 3.36 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_5 = 726.55 \text{ K}$$

Por tanto el valor real de la entalpía para la primera extracción de vapor de la turbina de media presión será

$$h_{5r} := h_4 - [\eta_t \cdot (h_4 - h_5)]$$

$$h_{5r} = 3.395 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Y como

$$p_{5r} = 2.465 \times 10^6 \text{ Pa}$$

De las tablas de vapor sobrecalentado se obtiene el resto de valores para este estado

$$p_{5r1} := 2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$h_i := 3335.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.2540 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad T_i := (440 + 273) \text{ K}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_{ij} := 3467.6 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ij} := 7.4317 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ij} := (500 + 273)\text{K}$$

Valores interpolados

$$s_{5r1} := s_i + \left[\frac{(s_{ij} - s_i)}{(h_{ij} - h_i)} \right] \cdot (h_{5r} - h_i) \quad T_{5r1} := T_i + \left[\frac{(T_{ij} - T_i)}{(h_{ij} - h_i)} \right] \cdot (h_{5r} - h_i)$$

$$s_{5r1} = 7.334 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{5r1} = 740.126 \text{K}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$p_{5r2} := 3 \cdot 10^6 \text{Pa}$$

$$h_i := 3321.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.0520 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (440 + 273)\text{K}$$

$$h_{ij} := 3456.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ij} := 7.2338 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ij} := (500 + 273)\text{K}$$

Valores interpolados

$$s_{5r2} := s_i + \left[\frac{(s_{ij} - s_i)}{(h_{ij} - h_i)} \right] \cdot (h_{5r} - h_i) \quad T_{5r2} := T_i + \left[\frac{(T_{ij} - T_i)}{(h_{ij} - h_i)} \right] \cdot (h_{5r} - h_i)$$

$$s_{5r2} = 7.151 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{5r2} = 745.765 \text{K}$$

$$s_{5r} := s_{5r1} + \left[\frac{(s_{5r2} - s_{5r1})}{(p_{5r2} - p_{5r1})} \right] \cdot (p_{5r} - p_{5r1}) \quad T_{5r} := T_{5r1} + \left[\frac{(T_{5r2} - T_{5r1})}{(p_{5r2} - p_{5r1})} \right] \cdot (p_{5r} - p_{5r1})$$

$$s_{5r} = 7.249 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{5r} = 742.748 \text{K}$$

6.- Segunda extracción de vapor de la turbina de media presión

punto 6.- Vapor sobrecalentado a la presión del desgasificador. Como hipótesis se supone un rendimiento de turbina igual al calculado para la turbina de alta presión.

Datos

$$p_{\text{desg}} := 9.3 \cdot 10^5 \text{Pa}$$

$$p_{6r} := p_{\text{desg}}$$

Hipótesis

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Si inicialmente suponemos un proceso isentrópico $s_6 := s_4$

$$s_6 = 7.2 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$p_{6r1} := 0.7 \cdot 10^6 \text{Pa}$$

$$s_i := 7.0641 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_i := 2932.2 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (240 + 273) \text{K}$$

$$s_{ii} := 7.2233 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{ii} := 3017.1 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (280 + 273) \text{K}$$

Valores interpolados

$$h_{61} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_6 - s_i) \quad T_{61} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_6 - s_i)$$

$$h_{61} = 3.005 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{61} = 547.102 \text{K}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$p_{6r2} := 1 \cdot 10^6 \text{Pa}$$

$$s_i := 7.1962 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_i := 3093.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (320 + 273) \text{K}$$

$$s_{ii} := 7.3349 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{ii} := 3178.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (360 + 273) \text{K}$$

Valores interpolados

$$h_{62} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_6 - s_i) \quad T_{62} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_6 - s_i)$$

$$h_{62} = 3.096 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{62} = 594.045 \text{K}$$

$$h_6 := h_{61} + \left[\frac{(h_{62} - h_{61})}{(p_{6r2} - p_{6r1})} \right] \cdot (p_{6r} - p_{6r1}) \quad T_6 := T_{61} + \left[\frac{(T_{62} - T_{61})}{(p_{6r2} - p_{6r1})} \right] \cdot (p_{6r} - p_{6r1})$$

$$h_6 = 3.075 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_6 = 583.092 \text{K}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Por tanto el valor real de la entalpía para la segunda extracción de vapor de la turbina de media presión será

$$h_{6r} := h_4 - [\eta_t (h_4 - h_6)]$$

$$h_{6r} = 3.168 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Y como

$$p_{6r} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de vapor sobrecalentado se obtiene el resto de valores para este estado

$$p_{6r1} := 0.7 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$h_i := 3100.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.3697 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (320 + 273) \text{ K}$$

$$h_{ii} := 3184.7 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 7.5063 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ii} := (360 + 273) \text{ K}$$

Valores interpolados

$$s_{6r1} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{6r} - h_i) \quad T_{6r1} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{6r} - h_i)$$

$$s_{6r1} = 7.48 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{6r1} = 625.208 \text{ K}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$p_{6r2} := 1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$h_i := 3093.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.1962 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (320 + 273) \text{ K}$$

$$h_{ii} := 3178.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 7.3349 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ii} := (360 + 273) \text{ K}$$

Valores interpolados

$$s_{6r2} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{6r} - h_i) \quad T_{6r2} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{6r} - h_i)$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$s_{6r2} = 7.318 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{6r2} = 628.048 \text{ K}$$

$$s_{6r} := s_{6r1} + \left[\frac{(s_{6r2} - s_{6r1})}{(p_{6r2} - p_{6r1})} \right] \cdot (p_{6r} - p_{6r1}) \quad T_{6r} := T_{6r1} + \left[\frac{(T_{6r2} - T_{6r1})}{(p_{6r2} - p_{6r1})} \right] \cdot (p_{6r} - p_{6r1})$$

$$s_{6r} = 7.356 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{6r} = 627.385 \text{ K}$$

7.- Tercera extracción de vapor de la turbina de media presión

punto 7.- Vapor sobrecalentado. Como hipótesis se supone una presión igual a la de descarga de la turbina de media presión. Las extracciones de vapor pendientes, incluida la presente serán estimadas a incrementos de presión de magnitudes similares desde la presión de desgasificador hasta la Presión del Condensador. El rendimiento de turbina se estima igual al calculado para la turbina de alta presión.

Hipótesis

$$p_{7r} := 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Si inicialmente suponemos un proceso isentrópico $s_7 := s_4$

$$s_7 = 7.2 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$s_i := 7.0641 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_i := 2932.2 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (240 + 273) \text{ K}$$

$$s_{ii} := 7.2233 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{ii} := 3017.1 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (280 + 273) \text{ K}$$

Valores interpolados

$$h_7 := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_7 - s_i) \quad T_7 := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_7 - s_i)$$

$$h_7 = 3.005 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_7 = 547.102 \text{ K}$$

Por tanto el valor real de la entalpía para la tercera extracción de vapor de la turbina de media presión será

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_{7r} := h_4 - [\eta_t \cdot (h_4 - h_7)]$$

$$h_{7r} = 3.113 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Y como

$$p_{7r} = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de vapor sobrecalentado se obtiene el resto de valores para este estado

$$h_i := 3100.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.3697 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (320 + 273) \text{ K}$$

$$h_{ii} := 3184.7 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 7.5063 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ii} := (360 + 273) \text{ K}$$

Valores interpolados

$$s_{7r} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{7r} - h_i) \quad T_{7r} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{7r} - h_i)$$

$$s_{7r} = 7.389 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{7r} = 598.563 \text{ K}$$

8.- Descarga de la turbina de media presión

punto 8. - Vapor sobrecalentado. Como hipótesis se supone una presión igual a la de la tercera extracción de dicha turbina. Por tanto el punto 8 coincide con el punto 7.

$$\begin{aligned} p_{8r} &:= p_{7r} & T_{8r} &:= T_{7r} & h_{8r} &:= h_{7r} & s_{8r} &:= s_{7r} \\ p_{8r} &= 7 \times 10^5 \text{ Pa} & T_{8r} &= 598.563 \text{ K} & h_{8r} &= 3.113 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & s_{8r} &= 7.389 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \end{aligned}$$

9.- Primera extracción de vapor de la turbina de baja presión

punto 9. - Vapor sobrecalentado. Como hipótesis se supone una presión de extracción de 5 bar. El rendimiento de turbina se estima igual al calculado para la turbina de alta presión.

Hipótesis

$$p_{9r} := 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Si inicialmente suponemos un proceso isentrópico $s_9 := s_4$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$s_g = 7.2 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$s_i := 7.0592 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_i := 2855.4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (200 + 273)\text{K}$$

$$s_{ii} := 7.2307 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{ii} := 2939.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (240 + 273)\text{K}$$

Valores interpolados

$$h_g := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_g - s_i) \quad T_g := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_g - s_i)$$

$$h_g = 2.925 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_g = 505.799 \text{ K}$$

Por tanto el valor real de la entalpía para la primera extracción de vapor de la turbina de baja presión será

$$h_{gr} := h_4 - [\eta_t \cdot (h_4 - h_g)]$$

$$h_{gr} = 3.049 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Y como

$$p_{gr} = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de vapor sobrecalentado se obtiene el resto de valores para este estado

$$h_i := 3022.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.3865 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (280 + 273)\text{K}$$

$$h_{ii} := 3105.6 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 7.5308 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ii} := (320 + 273)\text{K}$$

Valores interpolados

$$s_{gr} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{gr} - h_i) \quad T_{gr} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{gr} - h_i)$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$s_{9r} = 7.432 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{9r} = 565.627 \text{ K}$$

10.- Segunda extracción de vapor de la turbina de baja presión

punto 10.- Vapor sobrecalentado. Como hipótesis se supone una presión de extracción de 3 bar. El rendimiento de turbina se estima igual al calculado para la turbina de alta presión.

Hipótesis

$$p_{10r} := 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Si inicialmente suponemos un proceso isentrópico $s_{10} := s_4$

$$s_{10} = 7.2 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$s_i := 7.1276 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_i := 2782.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (160 + 273) \text{ K}$$

$$s_{ii} := 7.3115 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{ii} := 2865.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (200 + 273) \text{ K}$$

Valores interpolados

$$h_{10} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_{10} - s_i) \quad T_{10} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_{10} - s_i)$$

$$h_{10} = 2.815 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{10} = 448.71 \text{ K}$$

Por tanto el valor real de la entalpía para la primera extracción de vapor de la turbina de baja presión será

$$h_{10r} := h_4 - [\eta_t (h_4 - h_{10})]$$

$$h_{10r} = 2.962 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Y como

$$p_{10r} = 3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

De las tablas de vapor sobrecalentado se obtiene el resto de valores para este estado

$$h_i := 2947.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.4774 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (240 + 273)\text{K}$$

$$h_{ii} := 3028.6 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 7.6299 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ii} := (280 + 273)\text{K}$$

Valores interpolados

$$s_{10r} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{10r} - h_i) \quad T_{10r} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{10r} - h_i)$$

$$s_{10r} = 7.504 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{10r} = 520.105 \text{ K}$$

11.- Tercera extracción de vapor de la turbina de baja presión

punto 11. - Vapor sobrecalentado. Como hipótesis se supone una presión de extracción de 2 bar. El rendimiento de turbina se estima igual al calculado para la turbina de alta presión.

Hipótesis

$$p_{11r} := 2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Si inicialmente suponemos un proceso isentrópico $s_{11} := s_4$

$$s_{11} = 7.2 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

De la tabla de agua saturada (líquido-vapor)

$$p_{11r1} := 1.5 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad T_{111} := (111.4 + 273)\text{K} \quad s_v := 7.2233 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_v := 2693.6 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg})}$$

$$s_l := 1.4336 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_l := 467.11 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg})}$$

El título de vapor de la mezcla será

$$x_{111} := \frac{(s_{11} - s_l)}{(s_v - s_l)}$$

$$x_{111} = 0.996$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Y por tanto el valor de la entalpía será el siguiente

$$h_{111} := h_l \cdot (1 - x_{111}) + h_v \cdot x_{111}$$

$$h_{111} = 2.685 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$p_{11r2} := 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_i := 7.1276 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_i := 2782.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_i := (160 + 273) \text{ K}$$

$$s_{ii} := 7.3115 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{ii} := 2865.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{ii} := (200 + 273) \text{ K}$$

Valores interpolados

$$h_{112} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_{11} - s_i) \quad T_{112} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(s_{ii} - s_i)} \right] \cdot (s_{11} - s_i)$$

$$h_{112} = 2.815 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{112} = 448.71 \text{ K}$$

$$h_{11} := h_{112} + \left[\frac{(h_{112} - h_{111})}{(p_{11r2} - p_{11r1})} \right] \cdot (p_{11r} - p_{11r1}) \quad T_{11} := T_{112} + \left[\frac{(T_{112} - T_{111})}{(p_{11r2} - p_{11r1})} \right] \cdot (p_{11r} - p_{11r1})$$

$$h_{11} = 2.728 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad T_{11} = 405.837 \text{ K}$$

Por tanto el valor real de la entalpía para la segunda extracción de vapor de la turbina de media presión será

$$h_{11r} := h_4 - [\eta_t \cdot (h_4 - h_{11})]$$

$$h_{11r} = 2.893 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Y como

$$p_{11r} = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tabla de vapor sobrecalentado se obtiene el resto de valores para este estado

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_i := 2872.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.6433 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (200 + 273) \text{K}$$

$$h_{ii} := 2952.7 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 7.8052 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ii} := (240 + 273) \text{K}$$

Valores interpolados

$$s_{11r1} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{11r} - h_i) \quad T_{11r1} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{11r} - h_i)$$

$$s_{11r1} = 7.683 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{11r1} = 482.871 \text{K}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado

$$p_{11r2} = 3 \times 10^5 \text{Pa}$$

$$h_i := 2865.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_i := 7.3115 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_i := (200 + 273) \text{K}$$

$$h_{ii} := 2947.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{ii} := 7.4774 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{ii} := (240 + 273) \text{K}$$

Valores interpolados

$$s_{11r2} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{11r} - h_i) \quad T_{11r2} := T_i + \left[\frac{(T_{ii} - T_i)}{(h_{ii} - h_i)} \right] \cdot (h_{11r} - h_i)$$

$$s_{11r2} = 7.366 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{11r2} = 486.248 \text{K}$$

$$s_{11r} := s_{11r1} + \left[\frac{(s_{11r2} - s_{11r1})}{(p_{11r2} - p_{11r1})} \right] \cdot (p_{11r} - p_{11r1}) \quad T_{11r} := T_{11r1} + \left[\frac{(T_{11r2} - T_{11r1})}{(p_{11r2} - p_{11r1})} \right] \cdot (p_{11r} - p_{11r1})$$

$$s_{11r} = 7.578 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{11r} = 483.997 \text{K}$$

12.- Descarga de la turbina de baja presión

punto 12. - Mezcla líquido-vapor. Como dato la presión de descarga son 0.08 bar. El rendimiento de turbina se estima igual al calculado para la turbina de alta presión.

Dato

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$p_{12r} := 0.08 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Hipótesis

Si inicialmente suponemos un proceso isentrópico $s_{12} := s_4$

$$s_{12} = 7.2 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

De la tabla de agua saturada (líquido-vapor)

$$p_{12r} = 8 \times 10^3 \text{ Pa} \quad T_{12} := (41.51 + 273) \text{ K} \quad s_v := 8.2287 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_v := 2577.0 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg})}$$

$$s_l := 0.5926 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_l := 173.88 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg})}$$

El título de vapor de la mezcla será

$$x_{12} := \frac{(s_{12} - s_l)}{(s_v - s_l)}$$

$$x_{12} = 0.865$$

Y por tanto el valor de la entalpía será el siguiente

$$h_{12} := h_l (1 - x_{12}) + h_v \cdot x_{12}$$

$$h_{12} = 2.253 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Por tanto el valor real de la entalpía para la descarga de la turbina de baja presión será

$$h_{12r} := h_4 - [\eta_t (h_4 - h_{12})]$$

$$h_{12r} = 2.515 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Y como

$$p_{12r} = 8 \times 10^3 \text{ Pa}$$

El título de vapor real de la mezcla será

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$x_{12r} := \frac{(h_{12r} - h_l)}{(h_v - h_l)}$$

$$x_{12r} = 0.974$$

Y por tanto el valor de la entropía será el siguiente

$$s_{12r} := s_l(1 - x_{12r}) + s_v \cdot x_{12r}$$

$$s_{12r} = 8.031 \times 10^{-3} \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

13.- Descarga del condensador

punto 13. - Líquido saturado. Como dato la presión del condensador son 0.08 bar.

De las tablas de agua saturada (líquido-vapor) se obtienen los siguientes valores

$$p_{13} := 0.08 \cdot 10^5 \text{Pa} \quad T_{13} := (41.51 + 273) \text{K} \quad h_{13} := h_l \quad s_{13} := s_l$$

$$h_{13} = 1.739 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{13} = 592.6 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

14.- Descarga de las bombas de condensado

punto 14. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone la presión de descarga igual a la del desgasificador, despreciando las pérdidas de carga, así como que el proceso se desarrolla de manera isentrópica..

Dato

$$p_{14} := p_{\text{desg}} \quad v_{13} := 1.0084 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_{14} = 9.3 \times 10^5 \text{Pa}$$

Hipótesis

$$s_{14} := s_{13}$$

$$s_{14} = 592.6 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

La temperatura se puede calcular con la tabla de líquido-vapor e interpolando los valores de líquido saturado, ya que por la aproximación de líquido saturado, la entropía del líquido subenfriado se puede aproximar a la entropía de líquido saturado a la misma temperatura.

$$s_{T141} := 572.5 \cdot \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{141} := (40 + 273) \cdot \text{K}$$

$$s_{T142} := 638.7 \cdot \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{142} := (45 + 273) \cdot \text{K}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_{14} := T_{141} + \left[\frac{(T_{142} - T_{141})}{(s_{T142} - s_{T141})} \right] \cdot (s_{14} - s_{T141})$$

$$T_{14} = 314.518 \text{ K}$$

La entalpía a la salida de las bombas de condensado se calcula de la siguiente manera

$$h_{14} := h_{13} + v_{13} \cdot (p_{14} - p_{13})$$

$$h_{14} = 1.748 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

15.- Salida de líquido condensado del primer calentador de alta presión

punto 25. - Como hipótesis se supone que el condensado que sale del calentador cerrado es líquido saturado a la presión de extracción de la turbina de alta presión.

Hipótesis

$$p_{25} := p_2$$

$$p_{25} = 1 \times 10^7 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$T_{25} := (311.1 + 273) \text{ K} \quad h_{25} := 1407.6 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{25} := 3.3596 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

16.- Expansión de líquido condensado del primer calentador de alta presión al segundo calentador de alta presión

punto 26. - Mezcla líquido+vapor. Como hipótesis se supone que la expansión a través de la válvula es un proceso isoentálpico de estrangulación. Se expande hasta la presión del segundo calentador de alta presión.

Hipótesis

$$h_{26} := h_{25}$$

$$h_{26} = 1.408 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$p_{26} := p_{5r}$$

$$p_{26} = 2.465 \times 10^6 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$p_{261} := 20 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{261} := (212.4 + 273) \text{ K} \quad h_{261L} := 908.79 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{261L} := 2.4474 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_{261V} := 2799.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{261V} := 6.3409 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$p_{262} := 25 \cdot 10^5 \text{Pa}$$

$$T_{262} := (224.0 + 273) \text{K} \quad h_{262L} := 962.11 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{262L} := 2.5547 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$h_{262V} := 2803.1 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{262V} := 6.2575 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Valores interpolados

$$h_{26L} := h_{261L} + \left[\frac{(h_{262L} - h_{261L})}{(p_{262} - p_{261})} \right] \cdot (p_{26} - p_{261}) \quad h_{26V} := h_{261V} + \left[\frac{(h_{262V} - h_{261V})}{(p_{262} - p_{261})} \right] \cdot (p_{26} - p_{261})$$

$$h_{26L} = 9.584 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{26V} = 2.803 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{26L} := s_{261L} + \left[\frac{(s_{262L} - s_{261L})}{(p_{262} - p_{261})} \right] \cdot (p_{26} - p_{261}) \quad s_{26V} := s_{261V} + \left[\frac{(s_{262V} - s_{261V})}{(p_{262} - p_{261})} \right] \cdot (p_{26} - p_{261})$$

$$s_{26L} = 2.547 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad s_{26V} = 6.263 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{26} := T_{261} + \left[\frac{(T_{262} - T_{261})}{(p_{262} - p_{261})} \right] \cdot (p_{26} - p_{261})$$

$$T_{26} = 496.188 \text{K}$$

Con los valores de entalpía de líquido y vapor saturado interpolados, se calcula la fracción de vapor y con esta el valor de la entropía para el punto 26.

$$x_{26} := \frac{(h_{26} - h_{26L})}{(h_{26V} - h_{26L})}$$

$$x_{26} = 0.244$$

$$s_{26} := (1 - x_{26}) \cdot s_{26L} + x_{26} \cdot s_{26V}$$

$$s_{26} = 3.452 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

17.- Salida de líquido condensado del segundo calentador de alta presión

punto 27. - Como hipótesis se supone que el condensado que sale del calentador cerrado es líquido saturado a la presión de la primera extracción de la turbina de media presión.

Hipótesis

$$p_{27} := p_{5r}$$

$$p_{27} = 2.465 \times 10^6 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$p_{271} := 20 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{271} := (212.4 + 273) \text{ K} \quad h_{271} := 908.79 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{271} := 2.4474 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$p_{272} := 25 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{272} := (224.0 + 273) \text{ K} \quad h_{272} := 962.11 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{272} := 2.5547 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Valores interpolados

$$s_{27} := s_{271} + \left[\frac{(s_{272} - s_{271})}{(p_{272} - p_{271})} \right] \cdot (p_{27} - p_{271}) \quad T_{27} := T_{271} + \left[\frac{(T_{272} - T_{271})}{(p_{272} - p_{271})} \right] \cdot (p_{27} - p_{271})$$

$$s_{27} = 2.547 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{27} = 496.188 \text{ K}$$

$$h_{27} := h_{271} + \left[\frac{(h_{272} - h_{271})}{(p_{272} - p_{271})} \right] \cdot (p_{27} - p_{271})$$

$$h_{27} = 9.584 \times 10^5 \text{ K} \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

18.- Expansión de líquido condensado del segundo calentador de alta presión al desgasificador

punto 28. - Mezcla líquido+vapor. Como hipótesis se supone que la expansión a través de la válvula es un proceso isoentálpico de estrangulación. Se expande hasta la presión del desgasificador

Hipótesis

$$h_{28} := h_{27}$$

$$h_{28} = 9.584 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$p_{28} := p_{desg}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$p_{28} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$p_{281} := 9 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{281} := (175.4 + 273) \text{ K} \quad h_{281L} := 742.83 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{281L} := 2.0946 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$h_{281V} := 2773.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{281V} := 6.6226 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$p_{282} := 10 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{282} := (179.9 + 273) \text{ K} \quad h_{282L} := 762.81 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{282L} := 2.1387 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$h_{282V} := 2778.1 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{282V} := 6.5863 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Valores interpolados

$$h_{28L} := h_{281L} + \left[\frac{(h_{282L} - h_{281L})}{(p_{282} - p_{281})} \right] \cdot (p_{28} - p_{281}) \quad h_{28V} := h_{281V} + \left[\frac{(h_{282V} - h_{281V})}{(p_{282} - p_{281})} \right] \cdot (p_{28} - p_{281})$$

$$h_{28L} = 7.488 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{28V} = 2.775 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{28L} := s_{281L} + \left[\frac{(s_{282L} - s_{281L})}{(p_{282} - p_{281})} \right] \cdot (p_{28} - p_{281}) \quad s_{28V} := s_{281V} + \left[\frac{(s_{282V} - s_{281V})}{(p_{282} - p_{281})} \right] \cdot (p_{28} - p_{281})$$

$$s_{28L} = 2.108 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad s_{28V} = 6.612 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{28} := T_{281} + \left[\frac{(T_{282} - T_{281})}{(p_{282} - p_{281})} \right] \cdot (p_{28} - p_{281})$$

$$T_{28} = 449.75 \text{ K}$$

Con los valores de entalpía de líquido y vapor saturado interpolados, se calcula la fracción de vapor y con esta el valor de la entropía para el punto 28.

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$x_{28} := \frac{(h_{28} - h_{28L})}{(h_{28V} - h_{28L})}$$

$$x_{28} = 0.103$$

$$s_{28} := (1 - x_{28}) \cdot s_{28L} + x_{28} \cdot s_{28V}$$

$$s_{28} = 2.574 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

19.- Salida de líquido condensado del primer calentador de baja presión

punto 29.- Como hipótesis se supone que el condensado que sale del calentador cerrado es líquido saturado a la presión de la tercera extracción de la turbina de media presión.

Hipótesis

$$p_{29} := p_{7r}$$

$$p_{29} = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$T_{29} := (165 + 273) \text{ K} \quad h_{29} := 697.22 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{29} := 1.9922 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

20.- Expansión de líquido condensado del primer calentador de baja presión al segundo calentador de baja presión

punto 30.- Mezcla líquido+vapor. Como hipótesis se supone que la expansión a través de la válvula es un proceso isoentálpico de estrangulación. Se expande hasta la presión del segundo calentador de baja presión

Hipótesis

$$h_{30} := h_{29}$$

$$h_{30} = 6.972 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$p_{30} := p_{9r}$$

$$p_{30} = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$p_{30} := 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{30} := (151.9 + 273) \text{ K} \quad h_{30L} := 640.23 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{30L} := 1.8607 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{30} = 424.9 \text{ K} \quad h_{30V} := 2748.7 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{30V} := 6.8212 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Con los valores de entalpía de líquido y vapor saturado se calcula la fracción de vapor y con esta el valor de la entropía para el punto 30.

$$x_{30} := \frac{(h_{30} - h_{30L})}{(h_{30V} - h_{30L})}$$

$$x_{30} = 0.027$$

$$s_{30} := (1 - x_{30}) \cdot s_{30L} + x_{30} \cdot s_{30V}$$

$$s_{30} = 1.995 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

21.- Salida de líquido condensado del segundo calentador de baja presión

punto 31. - Como hipótesis se supone que el condensado a la salida del calentador cerrado es líquido saturado a la presión de la primera extracción de la turbina de baja presión.

Hipótesis

$$p_{31} := p_{9r}$$

$$p_{31} = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De la tabla de agua saturada (líquido+vapor) se obtienen los siguientes valores

$$T_{31} := (151.9 + 273) \text{ K} \quad h_{31} := 640.23 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{31} := 1.8607 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

22.- Descarga de la primera bomba de los calentadores de baja presión

punto 32. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone la presión de descarga igual a la del desgasificador, despreciando las pérdidas de carga, así como que el proceso se desarrolla de manera isentrópica.

Hipótesis

$$p_{32} := p_{\text{desg}} \quad v_{31} := 1.0926 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_{32} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{32} := s_{31}$$

$$s_{32} = 1.861 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

La entalpía a la salida de las bombas de condensado se calcula de la siguiente manera

$$h_{32} := h_{31} + v_{31} \cdot (p_{32} - p_{31})$$

$$h_{32} = 6.407 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

La temperatura se puede calcular con la tabla de líquido-vapor e interpolando los valores de líquido saturado, ya que por la aproximación de líquido saturado, la entropía del líquido subenfriado se puede aproximar a la entropía de líquido saturado a la misma temperatura.

$$s_{T321} := 1.8418 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{321} := (150 + 273) \cdot \text{K}$$

$$s_{T322} := 1.9427 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{322} := (160 + 273) \cdot \text{K}$$

$$T_{32} := T_{321} + \left[\frac{(T_{322} - T_{321})}{(s_{T322} - s_{T321})} \right] \cdot (s_{32} - s_{T321})$$

$$T_{32} = 424.873 \text{ K}$$

23.- Salida de líquido condensado del tercer calentador de baja presión

punto 33.- Como hipótesis se supone que el condensado que sale del calentador cerrado es líquido saturado a la presión de la segunda extracción de la turbina de baja presión.

Hipótesis

$$p_{33} := p_{10r}$$

$$p_{33} = 3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$T_{33} := (133.6 + 273) \text{ K} \quad h_{33} := 561.47 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{33} := 1.6718 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

24.- Expansión de líquido condensado del tercer calentador de baja presión al cuarto calentador de baja presión

punto 34.- Mezcla líquido+vapor. Como hipótesis se supone que la expansión a través de la válvula es un proceso isoentálpico de estrangulación. Se expande hasta la presión del cuarto calentador de baja presión

Hipótesis

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_{34} := h_{33}$$

$$h_{34} = 5.615 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$p_{34} := p_{11r}$$

$$p_{34} = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$p_{34} := 2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{34} := (120.2 + 273) \text{ K} \quad h_{34L} := 504.7 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{34L} := 1.5301 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{34} = 393.2 \text{ K} \quad h_{34V} := 2706.7 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{34V} := 7.1271 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Con los valores de entalpía de líquido y vapor saturado se calcula la fracción de vapor y con esta el valor de la entropía para el punto 30.

$$x_{34} := \frac{(h_{34} - h_{34L})}{(h_{34V} - h_{34L})}$$

$$x_{34} = 0.026$$

$$s_{34} := (1 - x_{34}) \cdot s_{34L} + x_{34} \cdot s_{34V}$$

$$s_{34} = 1.674 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

25.- Salida de líquido condensado del cuarto calentador de baja presión

punto 35. - Como hipótesis se supone que el condensado a la salida del calentador cerrado es líquido saturado a la presión de la tercera extracción de la turbina de baja presión.

Hipótesis

$$p_{35} := p_{11r}$$

$$p_{35} = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De la tabla de agua saturada (líquido+vapor) se obtienen los siguientes valores

$$T_{35} := (120.2 + 273) \text{ K} \quad h_{35} := 504.70 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{35} := 1.5301 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

26.- Descarga de la segunda bomba de los calentadores de baja presión

punto 36. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone la presión de descarga igual a la del desgasificador, despreciando las pérdidas de carga, así como que el proceso se desarrolla de manera isentrópica.

Hipótesis

$$p_{36} := p_{\text{desg}} \quad v_{35} := 1.0605 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_{36} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{36} := s_{35}$$

$$s_{36} = 1.53 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

La entalpía a la salida de las bombas de condensado se calcula de la siguiente manera

$$h_{36} := h_{35} + v_{35} \cdot (p_{36} - p_{35})$$

$$h_{36} = 5.055 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

La temperatura se puede calcular con la tabla de líquido-vapor e interpolando los valores de líquido saturado, ya que por la aproximación de líquido saturado, la entropía del líquido subenfriado se puede aproximar a la entropía de líquido saturado a la misma temperatura.

$$s_{T361} := 1.5276 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{361} := (120 + 273) \cdot \text{K}$$

$$s_{T362} := 1.6344 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{362} := (130 + 273) \cdot \text{K}$$

$$T_{36} := T_{361} + \left[\frac{(T_{362} - T_{361})}{(s_{T362} - s_{T361})} \right] \cdot (s_{36} - s_{T361})$$

$$T_{36} = 393.234 \text{ K}$$

27.- Entrada de agua a las bombas de agua de alimentación

punto 21. - Como hipótesis se supone que la salida del desgasificador es líquido saturado a la presión del desgasificador. Como dato se sabe que el agua a la salida del desgasificador son 178°C.

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Dato

$$T_{21r} := (178 + 273)K$$

Hipótesis

$$p_{21} := p_{desg}$$

$$p_{21} = 9.3 \times 10^5 Pa$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtiene el resto de valores

$$p_{211} := 9 \cdot 10^5 Pa$$

$$T_{211} := (175.4 + 273)K \quad h_{211} := 742.83 \cdot 10^3 \frac{J}{kg}$$

$$s_{211} := 2.0946 \cdot 10^3 \frac{J}{(kg \cdot K)} \quad v_{211} := 1.1212 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

$$p_{212} := 10 \cdot 10^5 Pa$$

$$T_{212} := (179.9 + 273)K \quad h_{212} := 762.81 \cdot 10^3 \frac{J}{kg}$$

$$s_{212} := 2.1387 \cdot 10^3 \frac{J}{(kg \cdot K)} \quad v_{212} := 1.1273 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

Valores interpolados

$$s_{21} := s_{211} + \left[\frac{(s_{212} - s_{211})}{(p_{212} - p_{211})} \right] \cdot (p_{21} - p_{211}) \quad T_{21} := T_{211} + \left[\frac{(T_{212} - T_{211})}{(p_{212} - p_{211})} \right] \cdot (p_{21} - p_{211})$$

$$s_{21} = 2.108 \times 10^3 \frac{J}{(kg \cdot K)} \quad T_{21} = 449.75 K$$

$$h_{21} := h_{211} + \left[\frac{(h_{212} - h_{211})}{(p_{212} - p_{211})} \right] \cdot (p_{21} - p_{211}) \quad v_{21} := v_{211} + \left[\frac{(v_{212} - v_{211})}{(p_{212} - p_{211})} \right] \cdot (p_{21} - p_{211})$$

$$h_{21} = 7.488 \times 10^5 \frac{J}{kg} \quad v_{21} = 1.123 \times 10^{-3} m^3 kg^{-1}$$

Finalmente se comprueba que la temperatura calculada difiere un 0,3% de la temperatura real a la salida del desgasificador

$$Err_{T_{21}} := \frac{(T_{21r} - T_{21}) \cdot 100}{T_{21r}}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$\text{Err}_{T21} = 0.277$$

28.- Descarga de agua de las bombas de agua de alimentación

punto 22. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se desprecian las pérdidas de carga y se supone que el proceso se desarrolla de manera isentrópica hasta los 168 bar de presión del vapor sobrecalentado

Dato

$$p_{22} := 160 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad v_{21} = 1.123 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

Hipótesis

$$s_{22} := s_{21}$$

$$s_{22} = 2.108 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

La entalpía a la salida de las bombas de condensado se calcula de la siguiente manera

$$h_{22} := h_{21} + v_{21} \cdot (p_{22} - p_{21})$$

$$h_{22} = 7.657 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

La temperatura se puede calcular con la tabla de líquido-vapor e interpolando los valores de líquido saturado, ya que por la aproximación de líquido saturado, la entropía del líquido subenfriado se puede aproximar a la entropía de líquido saturado a la misma temperatura.

$$s_{T221} := 2.0419 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{221} := (170 + 273) \cdot \text{K}$$

$$s_{T222} := 2.1396 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{222} := (180 + 273) \cdot \text{K}$$

$$T_{22} := T_{221} + \left[\frac{(T_{222} - T_{221})}{(s_{T222} - s_{T221})} \right] \cdot (s_{22} - s_{T221})$$

$$T_{22} = 449.748 \text{ K}$$

29.- Líquido saturado a la presión del vapor sobrecalentado

punto 38. - Líquido saturado. La presión será la del vapor sobrecalentado.

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Dato

$$p_{38} := 160 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

De las tablas de agua saturada (líquido+vapor) se obtienen los siguientes valores

$$T_{38} := (347.4 + 273) \text{ K} \quad h_{38} := 1650.1 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{38} := 3.7461 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

30.- Salida del economizador

punto 37. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una temperatura a la salida del economizador 5 grados por debajo de la temperatura de la caldera. La presión será la del vapor sobrecalentado.

Dato

$$p_{37} := 160 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Hipótesis

$$T_{37} := T_{38} - 5 \text{ K}$$

$$T_{37} = 615.4 \text{ K}$$

De las tablas de líquido subenfriado se obtienen los siguientes valores

$$p_{371} := 150 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{371} := (342.4 + 273) \text{ K} \quad s_{371} := 3.6848 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{371} := 1610.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

De las tablas de líquido subenfriado

$$p_{372} := 200 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_i := (300 + 273) \text{ K} \quad s_i := 3.2071 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_i := 1333.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$T_{ii} := (365.8 + 273) \text{ K} \quad s_{ii} := 4.0139 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{ii} := 1826.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Valores interpolados

$$s_{372} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_{37} - T_i) \quad h_{372} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_{37} - T_i)$$

$$s_{372} = 3.727 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{372} = 1.651 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$s_{37} := s_{371} + \left[\frac{(s_{372} - s_{371})}{(p_{372} - p_{371})} \right] \cdot (p_{37} - p_{371}) \quad h_{37} := h_{371} + \left[\frac{(h_{372} - h_{371})}{(p_{372} - p_{371})} \right] \cdot (p_{37} - p_{371})$$

$$s_{37} = 3.693 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad h_{37} = 1.619 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

31.- Salida de agua de alimentación del primer calentador de alta presión

punto 24.- Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una presión a la salida del primer calentador de alta presión igual a la máxima presión de sobrecalentamiento. La temperatura de entrada del agua es conocida: 259 °C.

Hipótesis

$$p_{24} := 160 \cdot 10^5 \text{Pa}$$

Dato

$$T_{24} := (259 + 273) \text{K}$$

$$T_{24} = 532 \text{K}$$

Cálculo de la entalpía

$$h_{T24} := 1134.4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$v_{T24} := 1.2755 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_{\text{sat}T24} := 46.88 \cdot 10^5 \text{Pa}$$

$$h_{24} := h_{T24} + v_{T24} \cdot (p_{24} - p_{\text{sat}T24})$$

$$h_{24} = 1.149 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Comprobación

De las tablas de líquido subenfriado se obtienen los siguientes valores

$$p_{241} := 150 \cdot 10^5 \text{Pa}$$

$$s_{241} := 2.8576 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$h_{241} := 1133.4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

De las tablas de líquido subenfriado

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$p_{242} := 200 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{242} := 2.8459 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{242} := 1133.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{24} := s_{241} + \left[\frac{(s_{242} - s_{241})}{(p_{242} - p_{241})} \right] \cdot (p_{24} - p_{241}) \quad h_{24} := h_{241} + \left[\frac{(h_{242} - h_{241})}{(p_{242} - p_{241})} \right] \cdot (p_{24} - p_{241})$$

$$s_{24} = 2.855 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$h_{24} = 1.133 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

32.- Salida de agua de alimentación del segundo calentador de alta presión

punto 23.- Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una presión a la salida del segundo calentador de alta presión igual a la máxima presión de sobrecalentamiento, así como una temperatura, al menos igual a la temperatura de salida de condensado de dicho calentador.

Hipótesis

$$p_{23} := 160 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{23} := T_{27}$$

$$T_{23} = 496.188 \text{ K}$$

Cálculo de la entalpía

$$h_{T23} := 962.11 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$v_{T23} := 1.1973 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_{\text{sat}T23} := 25 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$h_{23} := h_{T23} + v_{T23} \cdot (p_{23} - p_{\text{sat}T23})$$

$$h_{23} = 9.783 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Comprobación

De las tablas de líquido subenfriado se obtienen los siguientes valores

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$p_{231} := 150 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_i := (220 + 273) \text{ K} \quad s_i := 2.4953 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_i := 947.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$T_{ii} := (260 + 273) \text{ K} \quad s_{ii} := 2.8576 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{ii} := 1133.4 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Valores interpolados

$$s_{231} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_{23} - T_i) \quad h_{231} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_{23} - T_i)$$

$$s_{231} = 2.524 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{231} = 9.623 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

De las tablas de líquido subenfriado

$$p_{232} := 200 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_i := (220 + 273) \text{ K} \quad s_i := 2.4870 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_i := 949.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$T_{ii} := (260 + 273) \text{ K} \quad s_{ii} := 2.8459 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{ii} := 1133.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Valores interpolados

$$s_{232} := s_i + \left[\frac{(s_{ii} - s_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_{23} - T_i) \quad h_{232} := h_i + \left[\frac{(h_{ii} - h_i)}{(T_{ii} - T_i)} \right] \cdot (T_{23} - T_i)$$

$$s_{232} = 2.516 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{232} = 9.64 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{23} := s_{231} + \left[\frac{(s_{232} - s_{231})}{(p_{232} - p_{231})} \right] \cdot (p_{23} - p_{231}) \quad h_{23} := h_{231} + \left[\frac{(h_{232} - h_{231})}{(p_{232} - p_{231})} \right] \cdot (p_{23} - p_{231})$$

$$s_{23} = 2.522 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad h_{23} = 9.626 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

33.- Salida de agua condensada del primer calentador de baja presión

punto 20. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una presión a la salida del primer calentador de baja presión igual a la presión del desgasificador. Como dato se sabe la temperatura de dicho punto, igual a 133°C.

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Hipótesis

$$P_{20} := P_{desg}$$

$$p_{20} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Dato

$$T_{20} := (133 + 273) \text{ K}$$

$$T_{20} = 406 \text{ K}$$

Cálculo de la entalpía

$$h_{T20} := 561.47 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{T20} := 1.6718 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$v_{T20} := 1.0732 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$P_{satT20} := 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$h_{20} := h_{T20} + v_{T20} \cdot (P_{20} - P_{satT20})$$

$$h_{20} = 5.621 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

34.- Salida de agua condensada del segundo calentador de baja presión

punto 18. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una presión a la salida del segundo calentador de baja presión igual a la presión del desgasificador. La temperatura será estimada de forma que cada calentador proporcione un incremento de temperatura similar al resto.

Hipótesis

$$P_{18} := P_{desg}$$

$$p_{18} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\Delta T := \frac{(T_{20} - T_{13})}{4}$$

$$\Delta T = 22.873 \text{ K}$$

$$T_{18} := T_{20} - \Delta T$$

$$T_{18} = 383.127 \text{ K}$$

Cálculo de la entalpía

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_{T18} := 461.3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{T18} := 1.4185 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$v_{T18} := 1.0516 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_{\text{sat}T18} := 1.433 \cdot 10^5 \text{Pa}$$

$$h_{18} := h_{T18} + v_{T18} \cdot (p_{18} - p_{\text{sat}T18})$$

$$h_{18} = 4.621 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

35.- Salida de agua condensada del tercer calentador de baja presión

punto 17. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una presión a la salida del tercer calentador de baja presión igual a la presión del desgasificador. La temperatura será estimada de forma que cada calentador proporcione un incremento de temperatura similar al resto.

Hipótesis

$$p_{17} := p_{\text{desg}}$$

$$p_{17} = 9.3 \times 10^5 \text{Pa}$$

$$\Delta T := \frac{(T_{20} - T_{13})}{4}$$

$$\Delta T = 22.873 \text{K}$$

$$T_{17} := T_{18} - \Delta T$$

$$T_{17} = 360.255 \text{K}$$

Cálculo de la entalpía

De la tabla de agua saturada (líquido-vapor) obtenemos los siguientes datos

$$T_{171} := (85 + 273) \text{K}$$

$$p_{\text{sat}T171} := 0.5783 \cdot 10^5 \text{Pa} \quad h_{T171} := 355.9 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad v_{T171} := 1.0325 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$s_{T171} := 1.1343 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{172} := (90 + 273) \text{K}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$p_{\text{sat}T172} := 0.7014 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad h_{T172} := 376.92 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad v_{T172} := 1.0360 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$s_{T172} := 1.1925 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Valores interpolados

$$p_{\text{sat}T17} := p_{\text{sat}T171} + \left[\frac{(p_{\text{sat}T172} - p_{\text{sat}T171})}{(T_{172} - T_{171})} \right] \cdot (T_{17} - T_{171})$$

$$p_{\text{sat}T17} = 6.338 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$h_{T17} := h_{T171} + \left[\frac{(h_{T172} - h_{T171})}{(T_{172} - T_{171})} \right] \cdot (T_{17} - T_{171})$$

$$h_{T17} = 3.654 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$v_{T17} := v_{T171} + \left[\frac{(v_{T172} - v_{T171})}{(T_{172} - T_{171})} \right] \cdot (T_{17} - T_{171})$$

$$v_{T17} = 1.034 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$s_{T17} := s_{T171} + \left[\frac{(s_{T172} - s_{T171})}{(T_{172} - T_{171})} \right] \cdot (T_{17} - T_{171})$$

$$s_{T17} = 1.161 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Con los valores interpolados se calcula a continuación el valor de la entalpía

$$h_{17} := h_{T17} + v_{T17} \cdot (p_{17} - p_{\text{sat}T17})$$

$$h_{17} = 3.663 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

36.- Salida de agua condensada del cuarto calentador de baja presión

punto 15.- Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una presión a la salida del cuarto calentador de baja presión igual a la presión del desgasificador. La temperatura será estimada de forma que cada calentador proporcione un incremento de temperatura similar al resto. Para el cálculo se emplea la aproximación para líquido subenfriado.

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Hipótesis

$$p_{15} := p_{desg}$$

$$p_{15} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\Delta T := \frac{(T_{20} - T_{13})}{4}$$

$$\Delta T = 22.873 \text{ K}$$

$$T_{15} := T_{17} - \Delta T$$

$$T_{15} = 337.382 \text{ K}$$

Cálculo de la entalpía y la entropía

De la tabla de agua saturada (líquido-vapor) obtenemos los siguientes datos

$$T_{151} := (60 + 273) \text{ K}$$

$$p_{satT151} := 0.1994 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad h_{T151} := 251.13 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad v_{T151} := 1.0172 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$s_{T151} := 0.8312 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$T_{152} := (65 + 273) \text{ K}$$

$$p_{satT152} := 0.2503 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad h_{T152} := 272.06 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad v_{T152} := 1.0199 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$s_{T152} := 0.8935 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Valores interpolados

$$p_{satT15} := p_{satT151} + \left[\frac{(p_{satT152} - p_{satT151})}{(T_{152} - T_{151})} \right] \cdot (T_{15} - T_{151})$$

$$p_{satT15} = 2.44 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$h_{T15} := h_{T151} + \left[\frac{(h_{T152} - h_{T151})}{(T_{152} - T_{151})} \right] \cdot (T_{15} - T_{151})$$

$$h_{T15} = 2.695 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$v_{T15} := v_{T151} + \left[\frac{(v_{T152} - v_{T151})}{(T_{152} - T_{151})} \right] \cdot (T_{15} - T_{151})$$

$$v_{T15} = 1.02 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$s_{T15} := s_{T151} + \left[\frac{(s_{T152} - s_{T151})}{(T_{152} - T_{151})} \right] \cdot (T_{15} - T_{151})$$

$$s_{T15} = 885.806 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

Con los valores interpolados se calcula a continuación el valor de la entalpía

$$h_{15} := h_{T15} + v_{T15} \cdot (p_{15} - p_{\text{sat}T15})$$

$$h_{15} = 2.704 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

37.- Cálculo de las fracciones de vapor extraídas de cada turbina

Las fracciones de vapor se pueden calcular planteando las ecuaciones correspondientes a los distintos calentadores y desgasificador, que equivalen a intercambiadores cerrados y abiertos respectivamente.

Para facilitar los cálculos se elimina de la nomenclatura el subíndice "r" en los valores calculados de forma no isentrópica

$$h_2 := h_{2r} \quad h_3 := h_{3r} \quad h_5 := h_{5r} \quad h_6 := h_{6r} \quad h_7 := h_{7r}$$

$$h_8 := h_{8r} \quad h_9 := h_{9r} \quad h_{10} := h_{10r} \quad h_{11} := h_{11r} \quad h_{12} := h_{12r}$$

Turbina de alta presión

Primera extracción de vapor (y1)

$$y_1 := \frac{(h_{24} - h_{23})}{(h_2 - h_{25})}$$

$$y_1 = 0.091$$

Turbina de media presión

Segunda extracción de vapor (y2)

$$y_2 := \frac{[h_{23} - h_{22} - (h_{26} \cdot y_1) + (h_{27} \cdot y_1)]}{(h_5 - h_{27})}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$y_2 = 0.064$$

Tercera extracción de vapor (y3)

$$y_3 := \frac{[h_{21} - [h_{28} \cdot (y_1 + y_2)] - [h_{20} \cdot (1 - y_1 - y_2)]]}{(h_6 - h_{20})}$$

$$y_3 = 0.048$$

Cuarta extracción de vapor (y4)

$$y_4 = (h_{20} - h_{19}) \cdot \frac{(1 - y_1 - y_2 - y_3)}{(h_7 - h_{29})}$$

De la mezcla de corrientes líquidas a la salida del segundo calentador de baja presión

$$h_{19} = \frac{[h_{18} \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) + h_{32} \cdot (y_4 + y_5)]}{(1 - y_1 - y_2 - y_3)}$$

Si se tiene en cuenta la expresión para la quinta extracción de vapor

$$y_5 = \frac{[[[h_{18} - h_{17}] \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4)] + [(h_{31} - h_{30}) \cdot y_4]]}{(h_9 - h_{31} + h_{18} - h_{17})}$$

Se puede resolver el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas obteniendo como resultado

$$y_4 := \frac{[[[h_9 - h_{31} + h_{18} - h_{17}] \cdot (h_{20} - h_{18}) - h_{32} \cdot (h_{18} - h_{17})] \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3)]}{[(h_7 - h_{29} - h_{18} + h_{32}) \cdot (h_9 - h_{31} + h_{18} - h_{17}) + h_{32} \cdot (h_{17} - h_{18} + h_{31} - h_{30})]}$$

$$y_4 = 0.024$$

Turbina de baja presión**Quinta extracción de vapor (y5)**

$$y_5 := \frac{[[[h_{18} - h_{17}] \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4)] + [(h_{31} - h_{30}) \cdot y_4]]}{(h_9 - h_{31} + h_{18} - h_{17})}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$y_5 = 0.029$$

Sexta extracción de vapor (y6)

$$y_6 = (h_{17} - h_{16}) \cdot \frac{(1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5)}{(h_{10} - h_{33})}$$

De la mezcla de corrientes líquidas a la salida del cuarto calentador de baja presión

$$h_{16} = \frac{[h_{15} \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7) + h_{36} \cdot (y_6 + y_7)]}{(1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5)}$$

Si se tiene en cuenta la expresión para la séptima extracción de vapor

$$y_7 = \frac{[[h_{15} - h_{14}] \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6)] + [(h_{35} - h_{34}) \cdot y_6]}{(h_{11} - h_{35} + h_{15} - h_{14})}$$

Se puede resolver el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas obteniendo como resultado

$$y_6 := \frac{[[h_{17} - h_{15}] \cdot (h_{10} - h_{33} - h_{15} - h_{36})] + [(h_{36} + h_{15}) \cdot (h_{15} - h_{14}) \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5)]}{\left[\frac{(h_{10} - h_{33} - h_{15} - h_{36}) \cdot (h_{11} - h_{35} + h_{15} - h_{14})}{(1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5)} - [(h_{36} + h_{15}) \cdot (h_{35} - h_{34} - h_{15} + h_{14})] \right]}$$

$$y_6 = 0.038$$

Séptima extracción de vapor (y7)

$$y_7 := \frac{[[h_{15} - h_{14}] \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6)] + [(h_{35} - h_{34}) \cdot y_6]}{(h_{11} - h_{35} + h_{15} - h_{14})}$$

$$y_7 = 0.026$$

38.- Entrada de agua condensada al tercer calentador de baja presión

punto 16. - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una presión a la entrada del tercer calentador de baja presión igual a la presión del desgasificador.

$$h_{16} := \frac{[h_{15} \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7) + h_{36} \cdot (y_6 + y_7)]}{(1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5)}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_{16} = 2.907 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$p_{16} := p_{\text{desg}}$$

$$p_{16} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

De la tabla de agua saturada (líquido-vapor) y aplicando la aproximación para líquido subenfriado se obtienen los siguientes datos

$$\begin{array}{lll} h_{161} := 2.7206 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & s_{T161} := 0.8935 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} & T_{161} := (65 + 273) \text{ K} \\ & p_{\text{sat}T161} := 0.2503 \cdot 10^5 \text{ Pa} & v_{T161} := 1.0199 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\ h_{162} := 2.9298 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & s_{T162} := 0.9549 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} & T_{162} := (70 + 273) \text{ K} \\ & p_{\text{sat}T162} := 0.3119 \cdot 10^5 \text{ Pa} & v_{T162} := 1.0228 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \end{array}$$

Valores interpolados

$$s_{T16} := s_{T161} + \left[\frac{(s_{T162} - s_{T161})}{(h_{162} - h_{161})} \right] \cdot (h_{16} - h_{161})$$

$$s_{T16} = 948.32 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$v_{T16} := v_{T161} + \left[\frac{(v_{T162} - v_{T161})}{(h_{162} - h_{161})} \right] \cdot (h_{16} - h_{161})$$

$$v_{T16} = 1.022 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$T_{16} := T_{161} + \left[\frac{(T_{162} - T_{161})}{(h_{162} - h_{161})} \right] \cdot (h_{16} - h_{161})$$

$$T_{16} = 342.464 \text{ K}$$

$$p_{\text{sat}T16} := p_{\text{sat}T161} + \left[\frac{(p_{\text{sat}T162} - p_{\text{sat}T161})}{(h_{162} - h_{161})} \right] \cdot (h_{16} - h_{161})$$

$$p_{\text{sat}T16} = 3.053 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Error en % cometido con la aproximación de líquido subenfriado:

$$h_{T16} := h_{16} - v_{T16} \cdot (p_{16} - p_{\text{sat}T16})$$

$$h_{T16} = 2.898 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{16} = 2.907 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \varepsilon := \frac{(h_{16} - h_{T16}) \cdot 100}{h_{16}}$$

$$\varepsilon = 0.316$$

39.- Entrada de agua condensada al primer calentador de baja presión

punto 19 - Líquido subenfriado. Como hipótesis se supone una presión a la entrada del primer calentador de baja presión igual a la presión del desgasificador.

$$h_{19} := \frac{[h_{18} \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5) + h_{32} \cdot (y_4 + y_5)]}{(1 - y_1 - y_2 - y_3)}$$

$$h_{19} = 4.739 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$p_{19} := 200.6 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

Como se ha comprobado el error cometido con la aproximación de líquido subenfriado es inferior a un 1% , con lo que se puede asumir como entalpía de líquido saturado a una temperatura dada, la entalpía de líquido saturado a esa misma temperatura.

$$h_{191} := 4.613 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{T191} := 1.4185 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{191} := (110 + 273)\text{K}$$

$$p_{\text{sat}T191} := 1.433 \cdot 10^5 \text{Pa} \quad v_{T191} := 1.0516 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$h_{192} := 5.0371 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad s_{T192} := 1.5276 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \quad T_{192} := (120 + 273)\text{K}$$

$$p_{\text{sat}T192} := 1.985 \cdot 10^5 \text{Pa} \quad v_{T192} := 1.0603 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Valores interpolados

$$s_{T19} := s_{T191} + \left[\frac{(s_{T192} - s_{T191})}{(h_{192} - h_{191})} \right] \cdot (h_{19} - h_{191})$$

$$s_{T19} = 1.451 \times 10^3 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$v_{T19} := v_{T191} + \left[\frac{(v_{T192} - v_{T191})}{(h_{192} - h_{191})} \right] \cdot (h_{19} - h_{191})$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$v_{T19} = 1.054 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$T_{19} := T_{191} + \left[\frac{(T_{192} - T_{191})}{(h_{192} - h_{191})} \right] \cdot (h_{19} - h_{191})$$

$$T_{19} = 385.975 \text{ K}$$

$$P_{\text{sat}T19} := P_{\text{sat}T191} + \left[\frac{(P_{\text{sat}T192} - P_{\text{sat}T191})}{(h_{192} - h_{191})} \right] \cdot (h_{19} - h_{191})$$

$$P_{\text{sat}T19} = 1.597 \times 10^5 \text{ Pa}$$

RESULTADOS

1.- Fracciones de vapor circulante por cada sección de turbina y fracciones de vapor extraídas

$$y_{1_2} := 1$$

$$y_{2_3} := 1 - y_1$$

$$y_{3_4} := 1 - y_1$$

$$y_{4_5} := 1 - y_1$$

$$y_{5_6} := 1 - y_1 - y_2$$

$$y_{6_7} := 1 - y_1 - y_2 - y_3$$

$$y_{7_8} := 1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4$$

$$y_{8_9} := 1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4$$

$$y_{9_10} := 1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5$$

$$y_{10_11} := 1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6$$

$$y_{11_12} := 1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7$$

Fracciones de vapor por cada sección

$$y_{1_2} = 1 \quad y_{2_3} = 0.909 \quad y_{3_4} = 0.909 \quad y_{4_5} = 0.909 \quad y_{5_6} = 0.845 \quad y_{6_7} = 0.797$$

$$y_{7_8} = 0.773 \quad y_{8_9} = 0.773 \quad y_{9_10} = 0.744 \quad y_{10_11} = 0.706 \quad y_{11_12} = 0.68$$

Fracciones de vapor en las extracciones

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$y_1 = 0.091 \quad y_2 = 0.064 \quad y_3 = 0.048 \quad y_4 = 0.024 \quad y_5 = 0.029$$

$$y_6 = 0.038 \quad y_7 = 0.026$$

$$y_{tot} := y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7$$

$$y_{tot} = 0.32$$

2.-Trabajo por unidad de masa en las turbinas

$$w_{AP} := (h_1 - h_2) + [(h_2 - h_3) \cdot y_{2_3}]$$

$$w_{MP} := [(h_4 - h_5) \cdot y_{4_5}] + [(h_5 - h_6) \cdot y_{5_6}] + [(h_6 - h_7) \cdot y_{6_7}] + [(h_7 - h_8) \cdot y_{7_8}]$$

$$w_{BP} := [(h_8 - h_9) \cdot y_{8_9}] + [(h_9 - h_{10}) \cdot y_{9_10}] + [(h_{10} - h_{11}) \cdot y_{10_11}] + [(h_{11} - h_{12}) \cdot y_{11_12}]$$

$$w_{AP} = 2.99 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad w_{MP} = 3.608 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad w_{BP} = 4.197 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

3.-Trabajo por unidad de masa en las bombas

$$w_{BALMNT} := (h_{22} - h_{21}) \cdot y_{1_2}$$

$$w_{BCOND} := (h_{14} - h_{13}) \cdot y_{11_12}$$

$$w_{BBP} := [(h_{32} - h_{31}) \cdot (y_4 + y_5)] + [(h_{36} - h_{35}) \cdot (y_6 + y_7)]$$

$$w_{BALMNT} = 1.692 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad w_{BCOND} = 632.166 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad w_{BBP} = 74.578 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

4.-Calor por unidad de masa cedido por el generador de vapor (caldera+sobrecalentador+recalentador)**Caldera**

$$\text{Vapor saturado a la presión de caldera} \quad h_{39} := 2.5806 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$q_{CALD} := ((h_{39} - h_{37})) \quad q_{CALD} = 9.62 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Sobrecalentador

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$q_{\text{SOBREC}} := ((h_1 - h_{39}))$$

$$q_{\text{SOBREC}} = 8.231 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Recalentador

$$q_{\text{REC}} := [(h_4 - h_3) \cdot y_{3_4}]$$

$$q_{\text{REC}} = 4.051 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Generador de Vapor

$$q_{\text{GV}} := (q_{\text{CALD}} + q_{\text{SOBREC}} + q_{\text{REC}})$$

$$q_{\text{GV}} = 2.19 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

5.-Calor por unidad de masa cedido en el condensador

$$q_{\text{COND}} := (h_{12} - h_{13}) \cdot y_{11_12}$$

$$q_{\text{COND}} = 1.592 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

6.-Calor por unidad de masa cedido en el economizador

$$q_{\text{ECON}} := (h_{37} - h_{24})$$

$$q_{\text{ECON}} = 4.852 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

7.-Cálculo de la masa de vapor

$$W_{\text{ciclo}} := 270 \cdot 10^6 \text{W}$$

$$m_v := \frac{(W_{\text{ciclo}})}{w_{\text{AP}} + w_{\text{MP}} + w_{\text{BP}} - (w_{\text{BALMNT}} + w_{\text{BCOND}} + w_{\text{BBP}})}$$

$$m_v = 254.253 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

8.-Cálculo de la masa de agua que circula por la torre de refrigeración

Datos

Capacidad calorífica del agua a P atmosférica y T ambiente $C_{p1} := 4.18 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Hipótesis

Salto térmico del agua de refrigeración $\Delta T := 11.3\text{K}$

$$m_{\text{torre}} := \frac{(q_{\text{COND}} \cdot m_v)}{(C_{p1} \cdot \Delta T)} \quad m_{\text{torre}} = 8.568 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

9.-Potencia de las turbinas.

$$W_{\text{AP}} := w_{\text{AP}} \cdot m_v \quad W_{\text{AP}} = 76.02710^6 \text{W}$$

$$W_{\text{MP}} := w_{\text{MP}} \cdot m_v \quad W_{\text{MP}} = 91.73610^6 \text{W}$$

$$W_{\text{BP}} := w_{\text{BP}} \cdot m_v \quad W_{\text{BP}} = 106.7210^6 \text{W}$$

10.-Potencia de las bombas.

$$W_{\text{BALMNT}} := w_{\text{BALMNT}} \cdot m_v \quad W_{\text{BALMNT}} = 4.30310^6 \text{W}$$

$$W_{\text{BCOND}} := w_{\text{BCOND}} \cdot m_v \quad W_{\text{BCOND}} = 0.16110^6 \text{W}$$

$$W_{\text{BBP}} := w_{\text{BBP}} \cdot m_v \quad W_{\text{BBP}} = 0.01910^6 \text{W}$$

11.-Potencia del generador de vapor (caldera+sobrecalentador+recalentador).**Caldera**

$$Q_{\text{CALD}} := q_{\text{CALD}} \cdot m_v \quad Q_{\text{CALD}} = 244.59310^6 \text{W}$$

Sobrecalentador

$$Q_{\text{SOBREC}} := q_{\text{SOBREC}} \cdot m_v \quad Q_{\text{SOBREC}} = 209.28710^6 \text{W}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

Recalentador

$$Q_{REC} := q_{REC} \cdot m_v \quad Q_{REC} = 103.005 \cdot 10^6 \text{ W}$$

Generador de Vapor

$$Q_{GV} := q_{GV} \cdot m_v \quad Q_{GV} = 556.885 \cdot 10^6 \text{ W}$$

12.-Potencia evacuada en el condensador.

$$Q_{COND} := q_{COND} \cdot m_v \quad Q_{COND} = 404.706 \cdot 10^6 \text{ W}$$

13.-Potencia aprovechada en el economizador.

$$Q_{ECON} := q_{ECON} \cdot m_v \quad Q_{ECON} = 123.357 \cdot 10^6 \text{ W}$$

A continuación se estimará la potencia calorífica máxima que se puede obtener de los gases de escape de la combustión

Como hipótesis se supone que de la temperatura de salida de los gases de escape de la caldera ($T^{\text{sal}}_{ge} = 1194 \text{ K}$) sólo es posible aprovechar a partir de los 740 K (467°C), hasta los 407 K (134°C) en el economizador.

$$m_{ge} := 313 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad C_{p_{ge}} := 1800 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad T_{s_{ge}} := (467 + 273) \text{ K}$$

$$T_{f_{ge}} := (134 + 273) \text{ K}$$

$$Q_{\text{maxECON}} := m_{ge} \cdot C_{p_{ge}} \cdot (T_{s_{ge}} - T_{f_{ge}})$$

$$Q_{\text{maxECON}} = 187.612 \cdot 10^6 \text{ W}$$

14.-Balance Global de potencias térmicas.**Potencias térmicas de entrada y salida del ciclo**

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$W_{\text{entrada}} := Q_{\text{ECON}} + Q_{\text{GV}}$$

$$W_{\text{salida}} := (W_{\text{AP}} + W_{\text{MP}} + W_{\text{BP}}) + Q_{\text{COND}}$$

$$W_{\text{entrada}} = 6.802 \times 10^8 \text{ W}$$

$$W_{\text{salida}} = 6.792 \times 10^8 \text{ W}$$

Error global en tanto por ciento

$$\varepsilon := \frac{(W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) \cdot 100}{W_{\text{entrada}}}$$

$$\varepsilon = 0.155$$

15.-Rendimiento térmico del ciclo y consumo específico térmico

$$\eta_{\text{CICLO}} := \frac{(W_{\text{AP}} + W_{\text{MP}} + W_{\text{BP}} - W_{\text{BALMNT}} - W_{\text{BCOND}} - W_{\text{BBP}})}{Q_{\text{ECON}} + Q_{\text{GV}}}$$

$$\eta_{\text{CICLO}} = 0.397$$

$$C := \frac{(Q_{\text{ECON}} + Q_{\text{GV}})}{(W_{\text{AP}} + W_{\text{MP}} + W_{\text{BP}} - W_{\text{BALMNT}} - W_{\text{BCOND}} - W_{\text{BBP}})}$$

$$C = 2.519$$

16.-Cálculo del título de vapor de la mezcla y el flujo de calor en el punto de secado o "dryout" de los haces vaporizadores de la caldera

Para realizar los siguientes cálculos se recurre a las correlaciones de Levitan y Lantsman (1975), que permiten calcular el flujo de calor y el título de vapor para el que ocurre el "dryout" de los haces vaporizadores y se abandona la zona de evaporación nucleada y anular.

Como hipótesis se escoge un diámetro para los tubos de los haces vaporizadores, así como una distancia entre centro de tubos

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$D_{\text{tubos}} := 0.050 \cdot \text{m}$$

$$\Delta S_{\text{tubos}} := 0.057 \cdot \text{m}$$

A continuación se establece la presión de la mezcla bifásica, líquido-vapor en el interior de dichos haces vaporizadores

$$P_{\text{tubos}} := \frac{p_1}{10^5 \text{Pa}} \quad P_{\text{tubos}} = 160$$

Seguidamente se establecen las hipótesis sobre las dimensiones de la caldera que permitirán estimar el número de tubos.

Dimensiones de la caldera (ancho y profundidad de la base, altura) W,D,H. Cálculo del perímetro.

$$W := 21.5 \text{m} \quad D := 7.1 \text{m} \quad H := 54 \cdot \text{m}$$

$$P_{\text{caldera}} := 2 \cdot (W + D)$$

$$P_{\text{caldera}} = 57.2 \text{m}$$

Para el cálculo del número de tubos, se puede realizar la siguiente hipótesis, ya que el diámetro del tubo es pequeño comparado con las dimensiones principales de la caldera. Se considera que los tubos están dispuestos alrededor del perímetro de la caldera.

$$N_{\text{tubos}} := \text{floor} \left(\frac{P_{\text{caldera}}}{\Delta S_{\text{tubos}}} \right) \quad N_{\text{tubos}} = 1.003 \times 10^3$$

De la tabla de propiedades del agua saturada (líquido-vapor), se pueden obtener los siguientes valores que permitirán, junto a la hipótesis inicial de cierta calidad o título de vapor de la mezcla, el cálculo de la densidad de la mezcla. Esta densidad, junto con la velocidad estimada de la mezcla bifásica permite el cálculo de la masa total de agua que circula por los haces vaporizadores.

$$v_l := 1.7107 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad \rho_l := \frac{1}{v_l} \quad \rho_l = 584.556 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$v_v := 9.306 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad \rho_v := \frac{1}{v_v} \quad \rho_v = 107.458 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Como hipótesis a contrastar se supone la siguiente fracción de vapor de la mezcla

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$x := 0.323$$

$$\rho_{mezcla} := x \cdot \rho_v + (1 - x) \cdot \rho_l \qquad \rho_{mezcla} = 430.453 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Se toma como hipótesis que la velocidad en el interior de los tubos es la siguiente

$$v := 2.9 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se calcula el gasto másico de agua por cada tubo y el total circulante por los haces vaporizadores

$$m_{\text{tubo}} := v \cdot \rho_{mezcla} \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{tubos}}^2}{4} \qquad m_{\text{tubo}} = 2.451 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_t := m_{\text{tubo}} \cdot N_{\text{tubos}} \qquad m_t = 2.458 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Se calcula el gasto volumétrico por unidad de área

$$G := \rho_{mezcla} \cdot v \qquad G = 1.248 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Como se ha indicado con anterioridad se recurre a las correlaciones de Levitan y Lantsman para calcular el flujo de calor y el título de vapor para el que ocurre el "dryout" de los haces vaporizadores

$$q''_{\text{critD8}} := \left[10.3 - 7.8 \cdot \left(\frac{P_{\text{tubos}}}{98} \right) + 1.6 \cdot \left(\frac{P_{\text{tubos}}}{98} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{G}{1000 \cdot 1 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}} \right)^{1.2} \left[\left[0.25 \cdot \frac{(P_{\text{tubos}} - 98)}{98} \right]^{-x} \right] \cdot e^{-1.5 \cdot x} \cdot 10^6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$q''_{\text{critD8}} = 1.079 \times 10^6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$x_{\text{critD8}} := \left[0.39 + 1.57 \cdot \left(\frac{P_{\text{tubos}}}{98} \right) - 2.04 \cdot \left(\frac{P_{\text{tubos}}}{98} \right)^2 + 0.68 \cdot \left(\frac{P_{\text{tubos}}}{98} \right)^3 \right] \cdot \left[\frac{G}{1000 \cdot \left(1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2} \right)} \right]^{-0.5}$$

Anexo A.1.: Cálculo del Ciclo Termodinámico de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$x_{\text{critD8}} = 0.425$$

$$q''_{\text{crit}} := q''_{\text{critD8}} \cdot \left(\frac{8 \cdot 1 \text{ m}}{D_{\text{tubos}} \cdot 10^3} \right)^{0.5} \quad x_{\text{crit}} := x_{\text{critD8}} \cdot \left(\frac{8 \cdot 1 \text{ m}}{D_{\text{tubos}} \cdot 10^3} \right)^{0.15}$$

$$q''_{\text{crit}} = 4.316 \times 10^5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad x_{\text{crit}} = 0.323$$

Con estas variables definidas en el punto de dryout, se puede calcular el gasto másico de vapor máximo que pueden generar los haces vaporizadores.

$$m_v := x_{\text{crit}} \cdot m_t$$

$$m_v = 793.707 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

ANEXO A.2.

CÁLCULO DE LA CALDERA
DE
LA C.T. DE LA ROBLA – GRUPO I

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I**Cálculo de la Caldera de la Central Térmica de la Robla****Modelo Plug-Flow****Datos**

- 1.- Poder calorífico inferior del combustible (carbón) Δh_f
- 2.- Presión de la caldera (atmosférica) P
- 3.- Temperatura del aire precalentado t_0
- 4.- Temperatura de la superficie de los tubos T1
- 5.- Emisividad de los tubos ε_1
- 6.- Potencia necesaria (ciclo termodinámico) Q_1
- 7.- Constante de Boltzmann σ
- 8.- Composición del combustible
- 9.- Diámetro de tubos d
- 10.- Distancia entre centros de tubos p

$$\Delta h_f := 25 \cdot 10^6 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad P := 1 \text{ atm} \quad t_0 := 480 \text{ K} \quad T1 := 650 \text{ K}$$

$$\varepsilon_1 := 0.876 \quad Q_1 := 556.885 \cdot 10^6 \text{ W} \quad \sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \quad d := 0.050 \text{ m}$$

$$p := 0.057 \text{ m}$$

Incógnitas

- 1.- Dimensiones de la caldera (ancho y profundidad de la base, altura y perímetro) W, D, H, Per
- 2.- Parte del perímetro cubierta por los haces de tubos y parte descubierta P1, Pr
- 3.- Gasto de combustible M_{flujio}
- 4.- Gasto de aire m_{aire}
- 5.- Rendimiento η

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$W := 21.5\text{m} \quad D := 7.1\text{m} \quad H := 54\text{-m} \quad \text{Per}_{\text{caldera}} := 2 \cdot (W + D) \quad \text{Per}_{\text{caldera}} = 57.2\text{m}$$

$$N_{\text{tubos}} := \text{floor} \left(\frac{\text{Per}_{\text{caldera}}}{p} \right) \quad N_{\text{tubos}} = 1.003 \times 10^3$$

$$P1 := N_{\text{tubos}} \cdot d \quad P1 = 50.15\text{ m}$$

$$P_T := N_{\text{tubos}} \cdot (p - d) \quad P_T = 7.021\text{ m}$$

$$M_{\text{flujo}} := 34.1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Hipótesis

- 1.- Se considera que todas las superficies se comportan como cuerpos grises
- 2.- Las superficies de refracción se encuentran en equilibrio térmico
- 3.- El caudal de gas es uniforme
- 4.- El gas está definido por su temperatura en cualquier punto a lo largo del eje principal de la caldera
- 5.- El sumidero (tubos) está caracterizado por una única temperatura uniforme
- 6.- La transferencia por radiación en dirección axial se considera despreciable
- 7.- Para el cálculo de la emisividad del gas se considera la longitud característica correspondiente a un cuerpo de longitud infinita

1.-Cálculo de la relación aire combustible estequiométrica

A continuación se detalla el análisis químico del carbón que se emplea como combustible.

Por cada kilogramo de carbón se obtienen:

C: 0,651 kg

N₂: 0,014 kg

O₂: 0,032 kg

H₂: 0,029 kg

S: 0,019 kg

Cenizas: 0,255 kg

El Nitrógeno y la ceniza son inertes y no intervienen por tanto en las siguientes reacciones de combustión.

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

Análisis (kg/kg comb)	Reacción	Pesos Moleculares (g/mol)	Oxígeno Externo (kg/kg comb.)
C: 0,651	$C + O_2 \rightarrow CO_2$	$12+32 = 44$	$(32/12) \cdot 0,651 = 1,736$
H ₂ : 0,029	$H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$	$2+16 = 18$	$(16/2) \cdot 0,029 = 0,232$
O ₂ : 0,032	Disminuye la cantidad de oxígeno externo necesario		- 0,032
S: 0,019	$S + O_2 \rightarrow SO_2$	$32+32 = 64$	$(32/32) \cdot 0,019 = 0,019$

Por lo tanto la cantidad de oxígeno necesaria para la combustión completa estequiométrica es:

$$m_{O_2} := (1.736 \text{ kg} + 0.232 \text{ kg} - 0.032 \text{ kg} + 0.019 \text{ kg})$$

$$m_{O_2} = 1.955 \text{ kg}$$

Como las fracciones másicas de oxígeno y nitrógeno en aire son las siguientes, se tiene una masa de nitrógeno asociada al oxígeno de la combustión.

$$Y_{O_2} := 0.232$$

$$Y_{N_2} := 0.768$$

$$m_{N_2} := \left(\frac{Y_{N_2}}{Y_{O_2}} \right) \cdot m_{O_2}$$

$$m_{N_2} = 6.472 \text{ kg}$$

Por lo tanto la masa de aire por cada kilogramo de combustible en mezcla estequiométrica será:

$$m_{\text{aire}} := m_{O_2} + m_{N_2}$$

$$m_{\text{aire}} = 8.427 \text{ kg}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

Si se introduce un 20% de exceso de aire:

$$m_{\text{aire20\%}} := 1.2 \cdot m_{\text{aire}}$$

$$m_{\text{aire20\%}} = 10.112 \text{ kg}$$

Los productos de la combustión se pueden calcular por adición directa de la siguiente manera:

Análisis (kg/kg comb)	Oxígeno (kg/kg comb)	Productos de combustión (kg/kg comb)
C: 0,651	1,736	CO ₂ 2,387
H ₂ : 0,029	0,232	H ₂ O 0,261
O ₂ : 0,032		
N ₂ : 0,014		N ₂ 0,014
S: 0,019	0,019	SO ₂ 0,038
Nitrógeno del exterior		N ₂ 6,472
TOTAL		9,172

Cálculo del calor específico a presión constante de los productos de combustión:

$$m_{\text{CO}_2} := 2.387 \text{ kg} \quad m_{\text{H}_2\text{O}} := 0.261 \text{ kg} \quad m_{\text{N}_2} := 0.014 \text{ kg} \quad m_{\text{N}_2\text{aire}} := 6.472 \text{ kg} \quad m_{\text{SO}_2} := 0.038 \text{ kg}$$

$$m_t := m_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{N}_2} + m_{\text{N}_2\text{aire}} + m_{\text{SO}_2}$$

$$m_t = 9.172 \text{ kg}$$

$$X_{\text{CO}_2} := \frac{2.387}{9.172} \quad X_{\text{H}_2\text{O}} := \frac{0.261}{9.172} \quad X_{\text{N}_2} := \frac{(0.014 + 6.472)}{9.172} \quad X_{\text{SO}_2} := \frac{0.038}{9.172}$$

$$X_{\text{CO}_2} = 0.26 \quad X_{\text{H}_2\text{O}} = 0.028 \quad X_{\text{N}_2} = 0.707 \quad X_{\text{SO}_2} = 4.143 \times 10^{-3}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$PM_{CO_2} := 44 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}} \quad PM_{H_2O} := 18 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}} \quad PM_{N_2} := 28 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}} \quad PM_{SO_2} := 64 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$$

Se hace la siguiente hipótesis: productos de combustión a una temperatura entre 1000K y 2000K

Para Temperatura de productos de combustión 1000K

$$T_1 := 1000\text{K}$$

$$C_{1pgCO_2} := 54.360 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}} \quad C_{1pgH_2O} := 41.315 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}} \quad C_{1pgN_2} := 32.762 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}$$

Para Temperatura de productos de combustión 2000K

$$T_2 := 2000\text{K}$$

$$C_{2pgCO_2} := 60.433 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}} \quad C_{2pgH_2O} := 51.143 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}} \quad C_{2pgN_2} := 35.988 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}$$

Para la Temperatura de productos de combustión estimada inicialmente, se interpolan los valores anteriores y se calcula C_{pg}.

$$T_{gmed} := 1213\text{K}$$

$$C_{pgCO_2} := \left[\frac{(C_{2pgCO_2} - C_{1pgCO_2})}{T_2 - T_1} \right] \cdot (T_{gmed} - T_1) + C_{1pgCO_2}$$

$$C_{pgH_2O} := \left[\frac{(C_{2pgH_2O} - C_{1pgH_2O})}{T_2 - T_1} \right] \cdot (T_{gmed} - T_1) + C_{1pgH_2O}$$

$$C_{pgN_2} := \left[\frac{(C_{2pgN_2} - C_{1pgN_2})}{T_2 - T_1} \right] \cdot (T_{gmed} - T_1) + C_{1pgN_2}$$

$$C_{pg} := \left(X_{CO_2} \cdot \frac{C_{pgCO_2}}{PM_{CO_2}} \right) + \left(X_{H_2O} \cdot \frac{C_{pgH_2O}}{PM_{H_2O}} \right) + \left(X_{N_2} \cdot \frac{C_{pgN_2}}{PM_{N_2}} \right)$$

$$C_{pg} = 1.243 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

2.-Cálculo de la longitud media radiante de intercambio entre los gases de escape y los tubos

Para el cálculo de la longitud media radiante se hace uso de la fórmula para una forma arbitraria de volumen de gas V (irradiando sobre un área de superficie S).

$$V := W \cdot D \cdot H \quad V = 8.243 \times 10^3 \text{ m}^3$$

$$S := W \cdot D \quad S = 152.65 \text{ m}^2$$

$$L := 3.5 \cdot \left(\frac{V}{S} \right) \quad L = 1.89 \times 10^4 \text{ cm}$$

3.-Cálculo de las presiones parciales de CO2 y H2O en los gases de escape

$$N_{\text{CO}_2} := \frac{m_{\text{CO}_2}}{PM_{\text{CO}_2}}$$

$$N_{\text{H}_2\text{O}} := \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{PM_{\text{H}_2\text{O}}}$$

$$N_{\text{N}_2} := \frac{(m_{\text{N}_2} + m_{\text{N}_2\text{aire}})}{PM_{\text{N}_2}}$$

$$N_{\text{SO}_2} := \frac{m_{\text{SO}_2}}{PM_{\text{SO}_2}}$$

$$N_t := N_{\text{CO}_2} + N_{\text{H}_2\text{O}} + N_{\text{N}_2} + N_{\text{SO}_2}$$

$$N_t = 300.987 \text{ mol}$$

$$P_{\text{CO}_2} := \frac{N_{\text{CO}_2} \cdot P}{N_t}$$

$$P_{\text{CO}_2} = 0.18 \text{ atm}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} := \frac{N_{\text{H}_2\text{O}} \cdot P}{N_t}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0.048 \text{ atm}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

4.-Cálculo de la tasa volumétrica de producción de calor

En primer lugar se define el número de celdas "n" en que se dividirá la caldera. Se necesita información adicional relacionada con la distribución axial de la tasa volumétrica de producción de calor. Para ello se estima el porcentaje de combustible quemado en cada celda "X" teniendo en cuenta que dicha distribución afecta al flujo de calor liberado hacia los tubos y que este valor está siempre limitado por el flujo de calor crítico donde se produce el "dryout" de la tubería. Normalmente la presiones parciales de CO2 y H2O en cada celda y el gasto másico de los gases de escape producto de la combustión "Mg" son calculados en el análisis de la combustión, pero en este caso se emplean valores estimados para facilitar el cálculo, basados en literatura especializada sobre calderas ("Process Heat Transfer", Hewitt, capítulo 24). La tasa volumétrica de producción de calor "hflujo" proporciona una idea de la potencia liberada por unidad de volumen.

n := 15

i := 1,2..n

$dx_i :=$	$X_i :=$	$M_{g_i} :=$
H	0.38	$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n	0.20	$0.88m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H	0.13	$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n	0.11	$0.91 \cdot m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H	0.095	$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n	0.085	$0.93 \cdot m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H	0	$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n	0	$0.95m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H	0	$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n	0	$0.97m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H	0	$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n	0	$0.997m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H	0	$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n	0	$m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H		$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n		$m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H		$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n		$m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$
H		$\frac{M_{flujo}}{m_t}$
n		$m_t \cdot \frac{M_{flujo}}{kg}$

$$h_{flujo_i} := \left[\frac{X_i \cdot M_{flujo} \cdot \Delta h_f}{S \cdot dx_i} \right]$$

$$h_{flujo_i} = \frac{J}{s \cdot m^3}$$

$5.895 \cdot 10^5$
$3.103 \cdot 10^5$
$2.017 \cdot 10^5$
$1.706 \cdot 10^5$
$1.474 \cdot 10^5$
$1.319 \cdot 10^5$
0
0
0
0
0
0
0
0
0
0
0
0

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$\frac{M}{n}$	$\frac{M_{fluj0}}{m_t \cdot kg}$
$\frac{H}{n}$	$\frac{M_{fluj0}}{m_t \cdot kg}$
$\frac{H}{n}$	$\frac{M_{fluj0}}{m_t \cdot kg}$
$\frac{H}{n}$	$\frac{M_{fluj0}}{m_t \cdot kg}$
$\frac{H}{n}$	$\frac{M_{fluj0}}{m_t \cdot kg}$

5.-Estimación de las presiones parciales de CO₂ y H₂O en cada celda

PCO ₂ :=	PH ₂ O :=	PCO ₂ =	atm	PH ₂ O =	atm
P _{CO2} ^{0.85}	P _{H2O} ^{0.85}	0.153		0.041	
P _{CO2} ^{0.88}	P _{H2O} ^{0.88}	0.159		0.042	
P _{CO2} ^{0.89}	P _{H2O} ^{0.89}	0.16		0.043	
P _{CO2} ^{0.91}	P _{H2O} ^{0.91}	0.164		0.044	
P _{CO2} ^{0.93}	P _{H2O} ^{0.93}	0.168		0.045	
P _{CO2} ^{0.95}	P _{H2O} ^{0.95}	0.171		0.046	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	
P _{CO2}	P _{H2O}	0.18		0.048	

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

6.-Celda número 1

Para el cálculo del calor intercambiado entre los productos de combustión y los tubos, se utiliza la ecuación de "superficie especular" en la que se supone que los tubos y la superficie refractaria están íntimamente mezclados.

Se calcula la relación entre la superficie lateral de intercambio y la superficie total de cada celda.

$c_i :=$	$c_i =$
$\frac{2 \cdot (W + D) \cdot dx_1}{2 \cdot (W + D) \cdot dx_1 + (W \cdot D)}$	0.574
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
1	1
$\frac{2 \cdot (W + D) \cdot dx_1}{2 \cdot (W + D) \cdot dx_1 + (W \cdot D)}$	0.574

6.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

Se calcula la emisividad del gas mediante el método de Leckner, que emplea como datos de partida la temperatura del gas (K), la presión atmosférica (atm), las presiones parciales de H2O y CO2 (atm), así como la longitud media radiante de intercambio entre los gases de escape y los tubos (cm). El estudio del Método de Leckner no entra dentro del alcance de este proyecto, por lo que únicamente se hará uso de un subprograma que proporciona los valores de emisividad del gas mediante el desarrollo de dicho método.

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$i := 1$$

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(t_0, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}, L) \quad \varepsilon_{g_i} = 0.469$$

6.2.-Cálculo de la emisividad efectiva del banco de tubos.

Se ha de tener en cuenta el efecto de la geometría de los tubos en las características térmicas del sumidero para el cálculo de la emisividad equivalente de una superficie plana. El factor de interceptación F se usa en el cálculo de la emisividad efectiva de un banco de tubos incluyendo la superficie posterior refractaria adiabática.

$$B := \frac{p}{d}$$

$$B = 1.14$$

$$F := 1 - \frac{\left[(B^2 - 1)^{0.5} - \arccos(B^{-1}) \right]}{B}$$

$$F = 0.959$$

$$\varepsilon_{\text{eff}} := \frac{1}{\left[\frac{B \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right)}{\pi} + \frac{1}{F \cdot (2 - F)} \right]}$$

$$\varepsilon_{\text{eff}} = 0.95$$

6.3.-Cálculo de la emisividad media.

Finalmente se calcula la emisividad media teniendo en cuenta la emisividad de los productos de combustión y la emisividad efectiva del banco de tubos.

$$\varepsilon_{\text{media}} := \left[\varepsilon_{\text{eff}}^{-1} + c_1 \cdot \left[\left(\varepsilon_{g_i} \right)^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{\text{media}} = 0.587$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

6.4-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

La temperatura de entrada de los gases en la celda nº 1 es la temperatura de precalentamiento del aire de entrada.

$$T_{gin_1} := t_0$$

A continuación se hace uso del subprograma que aplica el método de "Plug-Flow" a cada celda. Este subprograma resuelve la ecuación de conservación de la energía en cada celda, lo que proporciona a su vez el incremento de temperatura (dTg) a través de las mismas y por tanto las temperaturas media y de salida de cada una de ellas. También estima los calores cedidos por radiación a los haces de tubos que rodean la pared refractaria (q) y el calor perdido a través de la pared de material refractario al ambiente (qr). Como hipótesis se toma que tanto la superficie de los tubos como la de las paredes refractarias son iguales. Por tanto los flujos de calor "q" y "qr" también serán iguales. Lo que varía es la superficie en la que aplica cada uno de ellos. En el caso de "q", este aplica a la superficie "P1.dx" y en el caso del flujo de calor "qr" aplica a la superficie "Pr.dx".

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 947.341 \text{ K}$$

$$q_i := q(\epsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 2.088 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_r := q_r(q_i) \quad q_r = 2.088 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{gout_i} := T_{gout}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_i} = 1.415 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 947.332 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.415 \times 10^3 \text{ K}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

7.-Celda número 2

$$i := 2$$

7.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon(T_{g_{in_i}}, P, PCO2_i, PH2O_i, L) = 0.562$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{g_{in_i}}, P, PCO2_i, PH2O_i, L)$$

7.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{media} := \left[\varepsilon_{eff}^{-1} + c_i \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{media} = 0.546$$

7.3.-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{g_{in_i}}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujos_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.598 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 1.964 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \quad q_{r_i} = 1.964 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_{gout_i} := T_{gout}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_i} = 1.782 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 1.599 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.782 \times 10^3 \text{ K}$$

8.-Celda número 3

$$i := 3$$

8.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☛ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\epsilon(T_{gin_i}, P, PCO2_i, PH2O_i, L) = 0.608$$

$$\epsilon_{g_i} := \epsilon(T_{gin_i}, P, PCO2_i, PH2O_i, L)$$

8.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\epsilon_{media} := \left[\epsilon_{eff}^{-1} + c_i \left[\left(\epsilon_{g_i} \right)^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \epsilon_{media} = 0.589$$

8.3.-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☛ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujoi.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.831 \times 10^3 \text{ K}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$q_i := q(\varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 3.689 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \quad q_{r_i} = 3.689 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{\text{gout}_i} := T_{\text{gout}}(T_{\text{gin}_i}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, \text{hfflujo}_i, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{\text{gout}_i} = 1.879 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{\text{gmedia}_i} := T_{\text{gmedia}}(T_{\text{gin}_i}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, \text{hfflujo}_i, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{\text{gmedia}_i} = 1.831 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{\text{gin}_{i+1}} := T_{\text{gout}_i} \quad T_{\text{gin}_{i+1}} = 1.879 \times 10^3 \text{ K}$$

9.-Celda número 4

$$i := 4$$

9.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon(T_{\text{gin}_i}, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}, L) = 0.623$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{\text{gin}_i}, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}, L)$$

9.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{\text{media}} := \left[\varepsilon_{\text{eff}}^{-1} + c_i \cdot \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{\text{media}} = 0.603$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

9.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.887 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\epsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 4.274 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \quad q_{r_i} = 4.274 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{gout_i} := T_{gout}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_i} = 1.895 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 1.887 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.895 \times 10^3 \text{ K}$$

10.-Celda número 5

$$i := 5$$

10.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$\varepsilon(T_{gin_1}, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}, L) = 0.625$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{gin_1}, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}, L)$$

10.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{media} := \left[\varepsilon_{eff}^{-1} + c_1 \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{media} = 0.605$$

10.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_1}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.885 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 4.273 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_r := q_r(q_i) \quad q_r = 4.273 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{gout_i} := T_{gout}(T_{gin_1}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_i} = 1.876 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_1}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 1.886 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.876 \times 10^3 \text{ K}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

11.-Celda número 6

i := 6

11.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☑ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon(T_{gin_1}, P, PCO_{2_1}, PH_{2O_1}, L) = 0.621$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{gin_1}, P, PCO_{2_1}, PH_{2O_1}, L)$$

11.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{media} := \left[\varepsilon_{eff}^{-1} + c_i \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{media} = 0.601$$

11.3.-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☑ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_1}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_1}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.862 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 4.039 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \quad q_{r_i} = 4.039 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{gout_1} := T_{gout}(T_{gin_1}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_1}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_1} = 1.849 \times 10^3 \text{ K}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 1.863 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.849 \times 10^3 \text{ K}$$

12.-Celda número 7

$$i := 7$$

12.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☛ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon(T_{gin_i}, P, PCO2_i, PH2O_i, L) = 0.614$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{gin_i}, P, PCO2_i, PH2O_i, L)$$

12.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{media} := \left[\varepsilon_{eff}^{-1} + c_i \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{media} = 0.595$$

12.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☛ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.764 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 3.205 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \qquad q_{r_i} = 3.205 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{\text{gout}_i} := T_{\text{gout}}(T_{\text{gin}_i}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, \text{hfflujo}_i, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \qquad T_{\text{gout}_i} = 1.679 \times 10^3 \text{K}$$

$$T_{\text{gmedia}_i} := T_{\text{gmedia}}(T_{\text{gin}_i}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, \text{hfflujo}_i, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \qquad T_{\text{gmedia}_i} = 1.764 \times 10^3 \text{K}$$

$$T_{\text{gin}_{i+1}} := T_{\text{gout}_i} \qquad T_{\text{gin}_{i+1}} = 1.679 \times 10^3 \text{K}$$

13.-Celda número 8

$$i := 8$$

13.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mod(R)

$$\varepsilon(T_{\text{gin}_i}, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}_1, L) = 0.586$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{\text{gin}_i}, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}_1, L)$$

13.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{\text{media}} := \left[\varepsilon_{\text{eff}}^{-1} + c_i \cdot \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \qquad \varepsilon_{\text{media}} = 0.568$$

13.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, Pr, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.622 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\epsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 2.17 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \quad q_{r_i} = 2.17 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{gout_i} := T_{gout}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, Pr, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_i} = 1.564 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, Pr, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 1.622 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.564 \times 10^3 \text{ K}$$

14.-Celda número 9

$$i := 9$$

14.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.med(R)

$$\epsilon(T_{gin_i}, P, PCO_{2_i}, PH_{2O_i}, L) = 0.569$$

$$\epsilon_{g_i} := \epsilon(T_{gin_i}, P, PCO_{2_i}, PH_{2O_i}, L)$$

14.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\epsilon_{media} := \left[\epsilon_{eff}^{-1} + c_1 \left[(\epsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \epsilon_{media} = 0.553$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

14.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.521 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 1.622 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_r := q_r(q_i) \quad q_r = 1.622 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{gout_i} := T_{gout}(T_{gin_i}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_i} = 1.478 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 1.521 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.478 \times 10^3 \text{ K}$$

15.-Celda número 10

i := 10

15.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon(T_{gin_i}, P, PCO2_i, PH2O_i, L) = 0.558$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{gin_i}, P, PCO2_i, PH2O_i, L)$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

15.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{\text{media}} := \left[\varepsilon_{\text{eff}}^{-1} + c_i \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{\text{media}} = 0.542$$

15.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☐ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mod(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{g_{in_1}}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, h_{\text{fflujo}_1}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.444 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 1.283 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_1} := q_r(q_i) \quad q_{r_1} = 1.283 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{g_{out_1}} := T_{g_{out}}(T_{g_{in_1}}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, h_{\text{fflujo}_1}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{g_{out_1}} = 1.41 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{g_{media_1}} := T_{g_{media}}(T_{g_{in_1}}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, h_{\text{fflujo}_1}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{g_{media_1}} = 1.444 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{g_{in_{i+1}}} := T_{g_{out_1}} \quad T_{g_{in_{i+1}}} = 1.41 \times 10^3 \text{ K}$$

16.-Celda número 11

i := 11

16.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

☛ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon(T_{gin_1}, P, PCO_{2_1}, PH_{2O_1}, L) = 0.55$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{gin_1}, P, PCO_{2_1}, PH_{2O_1}, L)$$

16.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{media} := \left[\varepsilon_{eff}^{-1} + c_i \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{media} = 0.535$$

16.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☛ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujos.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_1}, \varepsilon_{media}, \sigma, T_1, S, h_{flujos_1}, P_1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.382 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T_1) \quad q_i = 1.053 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \quad q_{r_i} = 1.053 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{gout_1} := T_{gout}(T_{gin_1}, \varepsilon_{media}, \sigma, T_1, S, h_{flujos_1}, P_1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_1} = 1.355 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gmedia_1} := T_{gmedia}(T_{gin_1}, \varepsilon_{media}, \sigma, T_1, S, h_{flujos_1}, P_1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_1} = 1.382 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_1} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.355 \times 10^3 \text{ K}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

17.-Celda número 12

i := 12

17.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon(T_{g_{in_1}}, P, PCO_{2_1}, PH_{2O_1}, L) = 0.544$$

$$\varepsilon_{g_1} := \varepsilon(T_{g_{in_1}}, P, PCO_{2_1}, PH_{2O_1}, L)$$

17.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{media} := \left[\varepsilon_{eff}^{-1} + c_1 \cdot \left[(\varepsilon_{g_1})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{media} = 0.529$$

17.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_1} := T_g(T_{g_{in_1}}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujos_1}, P1, P_r, M_{g_1}, C_{pg}, dx_1) \quad T_{g_1} = 1.331 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_{g_1}, T1) \quad q_i = 8.876 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_1} := q_r(q_i) \quad q_{r_1} = 8.876 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{g_{out_1}} := T_{g_{out}}(T_{g_{in_1}}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujos_1}, P1, P_r, M_{g_1}, C_{pg}, dx_1, T_{g_1}) \quad T_{g_{out_1}} = 1.308 \times 10^3 \text{ K}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 1.331 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.308 \times 10^3 \text{ K}$$

18.-Celda número 13

i := 13

18.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\epsilon(T_{gin_i}, P, PCO2_i, PH2O_i, L) = 0.539$$

$$\epsilon_{g_i} := \epsilon(T_{gin_i}, P, PCO2_i, PH2O_i, L)$$

18.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\epsilon_{media} := \left[\epsilon_{eff}^{-1} + c_i \left[(\epsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \epsilon_{media} = 0.524$$

18.3-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☞ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \epsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{fflujo_i}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.287 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\epsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 7.629 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \quad q_{r_i} = 7.629 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s}\cdot\text{m}^2}$$

$$T_{g\text{out}_i} := T_{g\text{out}}(T_{g\text{in}_i}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T_1, S, h_{\text{fluj}_i}, P_1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{g\text{out}_i} = 1.267 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{g\text{media}_i} := T_{g\text{media}}(T_{g\text{in}_i}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T_1, S, h_{\text{fluj}_i}, P_1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{g\text{media}_i} = 1.287 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{g\text{in}_{i+1}} := T_{g\text{out}_i} \quad T_{g\text{in}_{i+1}} = 1.267 \times 10^3 \text{ K}$$

19.-Celda número 14

$$i := 14$$

19.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☛ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

$$\varepsilon(T_{g\text{in}_i}, P, \text{PCO}_{2_i}, \text{PH}_2\text{O}_i, L) = 0.535$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{g\text{in}_i}, P, \text{PCO}_{2_i}, \text{PH}_2\text{O}_i, L)$$

19.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{\text{media}} := \left[\varepsilon_{\text{eff}}^{-1} + c_i \cdot \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{\text{media}} = 0.52$$

19.3.-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☛ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempfluj.mcd(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{g\text{in}_i}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T_1, S, h_{\text{fluj}_i}, P_1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.249 \times 10^3 \text{ K}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$q_i := q(\varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T_{g_i}, T1)$$

$$q_i = 6.66 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_r := q_r(q_i)$$

$$q_{r_i} = 6.66 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{g_{\text{out}_i}} := T_{g_{\text{out}}}(T_{g_{\text{in}_i}}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, \text{hfflujo}_i, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i})$$

$$T_{g_{\text{out}_i}} = 1.232 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{g_{\text{media}_i}} := T_{g_{\text{media}}}(T_{g_{\text{in}_i}}, \varepsilon_{\text{media}}, \sigma, T1, S, \text{hfflujo}_i, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i})$$

$$T_{g_{\text{media}_i}} = 1.249 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{g_{\text{in}_{i+1}}} := T_{g_{\text{out}_i}}$$

$$T_{g_{\text{in}_{i+1}}} = 1.232 \times 10^3 \text{ K}$$

20.-Celda número 15

i := 15

20.1.-Cálculo de la emisividad del gas. Método de Leckner.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mod(R)

$$\varepsilon(T_{g_{\text{in}_i}}, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}, L) = 0.531$$

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{g_{\text{in}_i}}, P, \text{PCO}_2, \text{PH}_2\text{O}, L)$$

20.2.-Cálculo de la emisividad media.

$$\varepsilon_{\text{media}} := \left[\varepsilon_{\text{eff}}^{-1} + c_i \cdot \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1} \quad \varepsilon_{\text{media}} = 0.641$$

20.3.-Cálculo de temperaturas y flujos de calor.

☞ Reference:C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\tempyflujo.mcd(R)

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i) \quad T_{g_i} = 1.213 \times 10^3 \text{ K}$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_{g_i}, T1) \quad q_i = 7.213 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$q_{r_i} := q_r(q_i) \quad q_{r_i} = 7.213 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$T_{gout_i} := T_{gout}(T_{gin_i}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gout_i} = 1.194 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \varepsilon_{media}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i}) \quad T_{gmedia_i} = 1.213 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{gin_{i+1}} := T_{gout_i} \quad T_{gin_{i+1}} = 1.194 \times 10^3 \text{ K}$$

RESULTADOS**1.- Emisividad del gas y emisividad media en cada una de las celdas**

☒ Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\leckner.mcd(R)

i := 1, 2 .. 15

$$\varepsilon_{g_i} := \varepsilon(T_{gin_i}, P, PCO_{2_i}, PH_{2O_i}, L)$$

$$\varepsilon_{media_i} := \left[\varepsilon_{eff}^{-1} + c_i \left[(\varepsilon_{g_i})^{-1} - 1 \right] \right]^{-1}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$\varepsilon(T_{gin_i}, P, PCO_2, PH_2O, L) =$$

0.469
0.562
0.608
0.623
0.625
0.621
0.614
0.586
0.569
0.558
0.55
0.544
0.539
0.535
0.531

$$\varepsilon_{media_i} =$$

0	0.587
1	0.546
2	0.589
3	0.603
4	0.605
5	0.601
6	0.595
7	0.568
8	0.553
9	0.542
10	0.535
11	0.529
12	0.524
13	0.52
14	0.641

2.- Temperaturas y flujos de calor en cada celda.

$i := 1, 2 \dots 15$

Reference: C:\Documents and Settings\hp01\Escritorio\temp\flujo.med(R)

$$T_{g_i} := T_g(T_{gin_i}, \varepsilon_{media_i}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i)$$

$$q_i := q(\varepsilon_{media_i}, \sigma, T_{g_i}, T1)$$

$$T_{gout_i} := T_{gout}(T_{gin_i}, \varepsilon_{media_i}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i})$$

$$q_r := q_r(q_i)$$

$$T_{gmedia_i} := T_{gmedia}(T_{gin_i}, \varepsilon_{media_i}, \sigma, T1, S, h_{flujoi}, P1, P_r, M_{g_i}, C_{pg}, dx_i, T_{g_i})$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$T_{gout_i} =$	$T_{gmedia_i} =$	$q_i =$	$q_{r_i} =$
$1.415 \cdot 10^3$ K	947.332 K	$2.088 \cdot 10^4$	$\frac{J}{s \cdot m^2}$ $2.088 \cdot 10^4$
$1.782 \cdot 10^3$	$1.599 \cdot 10^3$	$1.964 \cdot 10^5$	$\frac{J}{s \cdot m^2}$ $1.964 \cdot 10^5$
$1.879 \cdot 10^3$	$1.831 \cdot 10^3$	$3.689 \cdot 10^5$	$3.689 \cdot 10^5$
$1.895 \cdot 10^3$	$1.887 \cdot 10^3$	$4.274 \cdot 10^5$	$4.274 \cdot 10^5$
$1.876 \cdot 10^3$	$1.886 \cdot 10^3$	$4.273 \cdot 10^5$	$4.273 \cdot 10^5$
$1.849 \cdot 10^3$	$1.863 \cdot 10^3$	$4.039 \cdot 10^5$	$4.039 \cdot 10^5$
$1.679 \cdot 10^3$	$1.764 \cdot 10^3$	$3.205 \cdot 10^5$	$3.205 \cdot 10^5$
$1.564 \cdot 10^3$	$1.622 \cdot 10^3$	$2.17 \cdot 10^5$	$2.17 \cdot 10^5$
$1.478 \cdot 10^3$	$1.521 \cdot 10^3$	$1.622 \cdot 10^5$	$1.622 \cdot 10^5$
$1.41 \cdot 10^3$	$1.444 \cdot 10^3$	$1.283 \cdot 10^5$	$1.283 \cdot 10^5$
$1.355 \cdot 10^3$	$1.382 \cdot 10^3$	$1.053 \cdot 10^5$	$1.053 \cdot 10^5$
$1.308 \cdot 10^3$	$1.331 \cdot 10^3$	$8.876 \cdot 10^4$	$8.876 \cdot 10^4$
$1.267 \cdot 10^3$	$1.287 \cdot 10^3$	$7.629 \cdot 10^4$	$7.629 \cdot 10^4$
$1.232 \cdot 10^3$	$1.249 \cdot 10^3$	$6.66 \cdot 10^4$	$6.66 \cdot 10^4$
$1.194 \cdot 10^3$	$1.213 \cdot 10^3$	$7.213 \cdot 10^4$	$7.213 \cdot 10^4$

Flujo de calor promedio hacia los tubos

$$q_{prom} := \frac{\left(\sum q \right)}{n}$$

$$q_{prom} = 2.055 \times 10^5 \frac{J}{s \cdot m^2}$$

Fujo de calor máximo hacia los tubos

$$q_{max} := \max(q)$$

$$q_{max} = 4.274 \times 10^5 \frac{J}{s \cdot m^2}$$

Es importante recordar que el flujo de calor máximo cedido a los haces de tubos en cada celda, no debe ser superior al flujo crítico para el que se produce el "dryout" de la superficie de los tubos. En este caso el flujo crítico calculado es de 431,6 kW/m² (Ver programa de cálculo del Ciclo de La Robla). Por tanto se puede comprobar que en ningún caso "q" supera este valor, lo que confirma que no se produce el "dryout" de la superficie de los tubos.

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

3.- Tasa volumétrica de calor (hflujo) y potencia calorífica (hF), liberadas en cada celda.

$h_{flujo_i} =$	$h_{F_i} := h_{flujo_i} \cdot S \cdot dx_i$	$h_{F_i} =$																																								
$\frac{J}{s \cdot m^3}$		W																																								
<table border="1" style="border-collapse: collapse; width: 100%; text-align: center;"> <tr><td>5.895·10⁵</td></tr> <tr><td>3.103·10⁵</td></tr> <tr><td>2.017·10⁵</td></tr> <tr><td>1.706·10⁵</td></tr> <tr><td>1.474·10⁵</td></tr> <tr><td>1.319·10⁵</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> </table>	5.895·10 ⁵	3.103·10 ⁵	2.017·10 ⁵	1.706·10 ⁵	1.474·10 ⁵	1.319·10 ⁵	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		<table border="1" style="border-collapse: collapse; width: 100%; text-align: center;"> <tr><td>3.24·10⁸</td></tr> <tr><td>1.705·10⁸</td></tr> <tr><td>1.108·10⁸</td></tr> <tr><td>9.377·10⁷</td></tr> <tr><td>8.099·10⁷</td></tr> <tr><td>7.246·10⁷</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> <tr><td>0</td></tr> </table>	3.24·10 ⁸	1.705·10 ⁸	1.108·10 ⁸	9.377·10 ⁷	8.099·10 ⁷	7.246·10 ⁷	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5.895·10 ⁵																																										
3.103·10 ⁵																																										
2.017·10 ⁵																																										
1.706·10 ⁵																																										
1.474·10 ⁵																																										
1.319·10 ⁵																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
3.24·10 ⁸																																										
1.705·10 ⁸																																										
1.108·10 ⁸																																										
9.377·10 ⁷																																										
8.099·10 ⁷																																										
7.246·10 ⁷																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										
0																																										

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

4.- Potencia calorífica absorbida por los haces de tubos (q1) y potencia calorífica perdida a través de la superficie de material refractario (qloss).

$$q_{1_i} := q_i \cdot dx_i \cdot P_i$$

$$q_{loss_i} := q_r \cdot dx_i \cdot P_r$$

$$q_{1_i} =$$

3.769·10 ⁶	W
3.546·10 ⁷	
6.66·10 ⁷	
7.716·10 ⁷	
7.714·10 ⁷	
7.293·10 ⁷	
5.786·10 ⁷	
3.918·10 ⁷	
2.928·10 ⁷	
2.317·10 ⁷	
1.902·10 ⁷	
1.602·10 ⁷	
1.377·10 ⁷	
1.202·10 ⁷	
1.302·10 ⁷	

$$q_{loss_i} =$$

5.277·10 ⁵	W
4.965·10 ⁶	
9.324·10 ⁶	
1.08·10 ⁷	
1.08·10 ⁷	
1.021·10 ⁷	
8.1·10 ⁶	
5.485·10 ⁶	
4.1·10 ⁶	
3.243·10 ⁶	
2.662·10 ⁶	
2.243·10 ⁶	
1.928·10 ⁶	
1.683·10 ⁶	
1.823·10 ⁶	

5.- Potencia calorífica cedida en el precalentador de aire y en el economizador.

De los gases de escape, tan solo es recuperable el calor a partir de los 740K (467°C) hasta los 407K (134°C). Los gases de escape se reparten entre el economizador y el precalentador de forma conveniente, por tanto se considera que entran a ambos equipos con la misma temperatura 740K y que salen con temperaturas similares rondando los 407K.

Precalentador

GASES ESCAPE

AIRE

$$T_{ge_in} := 740K$$

$$T_{a_in} := 298K$$

$$h_{a_in} := 298 \cdot 10^3 \frac{J}{kg}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$\begin{aligned}
 T_{ge_out} &:= 407\text{K} & T_{a_out} &:= t_0 & h_{a_out} &:= 482.5 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 m_t &= 9.172 \text{ kg} & m_{aire20\%} &= 10.112 \text{ kg} \\
 M_{flujo} &= 34.1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 C_{pge} &:= 1800 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}
 \end{aligned}$$

Las temperaturas que se han escogido para el aire de entrada y salida, son respectivamente la temperatura ambiente del emplazamiento 298K (25°C) y una temperatura habitual de salida para el aire precalentado en este tipo de equipos 480K (207°C). Con estos datos y estableciendo el correspondiente balance energético en el precalentador, que como hipótesis se considera de eficiencia unitaria, se puede calcular la potencia calorífica aprovechada en el calentador y la fracción de gases de escape que circula por el mismo.

$$\begin{aligned}
 Q_{precal} &:= m_{aire20\%} \cdot \frac{M_{flujo} \cdot (h_{a_out} - h_{a_in})}{\text{kg}} & Q_{precal} &= 6.362 \times 10^7 \text{ W} \\
 X_{ge_precal} &:= \frac{Q_{precal}}{m_t \cdot \frac{M_{flujo} \cdot C_{pge} \cdot (T_{ge_in} - T_{ge_out})}{\text{kg}}} & X_{ge_precal} &= 0.339
 \end{aligned}$$

Economizador

GASES ESCAPE

AGUA

$$\begin{aligned}
 T_{ge_in} &:= 740\text{K} & T_{w_in} &:= (259 + 273)\text{K} & h_{a_in} &:= 1133 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 T_{ge_out} &\text{ Incógnita} & T_{w_out} &:= (342 + 273)\text{K} & h_{a_out} &:= 1619 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 m_t &= 9.172 \text{ kg} & m_w &:= 254 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 M_{flujo} &= 34.1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$C_{pge} := 1800 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$X_{ge_precal} = 0.339$$

Se establece el balance energético para el economizador y se determina el calor cedido al agua por los gases de escape al agua de entrada a la caldera. La temperatura de entrada del agua al economizador es un dato conocido y la temperatura de salida del agua está 5°C por debajo de la temperatura de saturación del agua a la presión de caldera (160 bar). La temperatura de entrada de los gases de escape es considerada la misma que la de entrada al precalentador y se puede comprobar como la temperatura de salida es similar a la de salida de los gases de escape del precalentador.

$$Q_{econ} := m_w (h_{a_out} - h_{a_in})$$

$$Q_{econ} = 1.234 \times 10^8 \text{ W}$$

$$T_{ge_out} := T_{ge_in} - \frac{Q_{econ}}{(1 - X_{ge_precal}) \cdot m_t \cdot \frac{M_{flujos} \cdot C_{pge}}{\text{kg}}}$$

$$T_{ge_out} = 408.097 \text{ K}$$

6.- Potencia calorífica total generada por la caldera (Qf), absorbida en los haces de tubos (Q1), perdida a través del revestimiento refractario (Qloss) y evacuada por los gases de escape (Qexh). Evaluación de la temperatura media en la caldera (Tgmed).

$$Q_f := \sum h_F \quad Q_f = 8.525 \times 10^8 \text{ W} \quad \text{Potencia calorífica total generada por la caldera}$$

$$Q_1 := \sum q_1 \quad Q_1 = 5.564 \times 10^8 \text{ W} \quad \text{Potencia calorífica absorbida por los haces de tubos}$$

$$Q_{loss} := \sum q_{loss} \quad Q_{loss} = 7.79 \times 10^7 \text{ W} \quad \text{Potencia calorífica perdida a través del revestimiento refractario}$$

$$Q_{exh} := Q_f - Q_1 - Q_{loss} \quad Q_{exh} = 2.182 \times 10^8 \text{ W} \quad \text{Potencia calorífica evacuada por los gases de escape}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera del la C.T. de La Robla – Grupo I

$$Q_{\text{ciclo}} := Q_1 + Q_{\text{econ}} \quad Q_{\text{ciclo}} = 6.798 \times 10^8 \text{ W} \quad \text{Potencia calorífica cedida al ciclo termodinámico}$$

$$T_{\text{gmed}} := \frac{\left(\sum T_{\text{gmedia}} \right)}{n} \quad T_{\text{gmed}} = 1.522 \times 10^3 \text{ K} \quad \text{Temperatura media en el interior de la caldera}$$

7.- Rendimiento de la caldera. Balance térmico de la caldera.

Rendimiento de caldera

$$\eta_{\text{cal}} := \frac{Q_1 \cdot 100}{Q_f} \quad \eta_{\text{cal}} = 65.267 \quad \text{Rendimiento de la caldera}$$

Balance térmico de la caldera

$$\%_{\text{calor_loss}} := \frac{Q_{\text{loss}} \cdot 100}{Q_f} \quad \%_{\text{calor_loss}} = 9.137 \quad \text{Porcentaje de calor perdido a través de las paredes de material refractario}$$

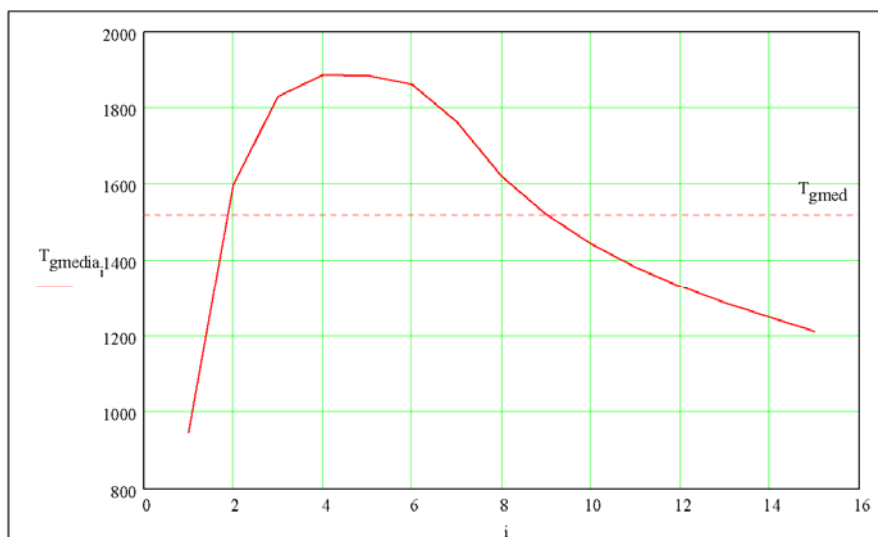
$$\%_{\text{calor_exh}} := \frac{Q_{\text{exh}} \cdot 100}{Q_f} \quad \%_{\text{calor_exh}} = 25.596 \quad \text{Porcentaje de calor evacuado por los gases de escape}$$

$$\%_{\text{calor_exh_aprov}} := \left(Q_{\text{precal}} + Q_{\text{econ}} \right) \cdot \frac{100}{Q_{\text{exh}}} \quad \%_{\text{calor_exh_aprov}} = 85.728 \quad \text{Porcentaje del calor evacuado por los gases de escape que es aprovechado en el precalentador y el economizador}$$

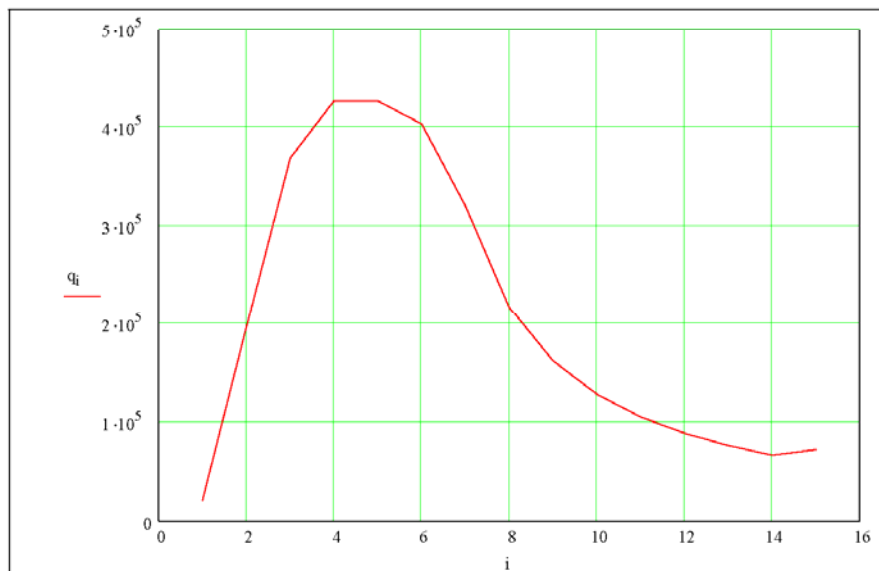
$$\%_{\text{calor_exh_perdido}} := 100 - \%_{\text{calor_exh_aprov}} \quad \%_{\text{calor_exh_perdido}} = 14.272 \quad \text{Porcentaje del calor evacuado por los gases de escape que no es aprovechable,}$$

$$\%_{\text{calor_aprovechado}} := \frac{\left(Q_1 + Q_{\text{precal}} + Q_{\text{econ}} \right) \cdot 100}{Q_f} \quad \%_{\text{calor_aprovechado}} = 87.21 \quad \text{Porcentaje de calor aprovechado}$$

8.- Distribución de temperatura media (T_{gmedia}) a lo largo del eje axial de la caldera.



9.- Distribución de flujo de calor (q) a lo largo del eje axial de la caldera.



SUBROUTINA

MÉTODO DE LECKNER

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera de la C.T. de La Robla – Grupo I

Valores de referencia

$$p_0 := 1 \text{ atm} \quad p_{aL_0} := 1 \text{ atm} \cdot \text{cm} \quad T_0 := 1000 \text{ K}$$

$$c_{\text{H}_2\text{O}} := \begin{pmatrix} -2.2118 & 0.85667 & -0.10838 \\ -1.1987 & 0.93048 & -0.17156 \\ 0.035596 & -0.14391 & 0.045915 \end{pmatrix} \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}(T_g, p_{aL}) := \exp \left[1 + \frac{T_g}{T_0} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^2 \right] \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ \log \left(\frac{p_{aL}}{p_{aL_0}} \right) \\ \left(\log \left(\frac{p_{aL}}{p_{aL_0}} \right) \right)^2 \end{pmatrix} \right]$$

$$c_{\text{CO}_2} := \begin{pmatrix} -3.9893 & 1.271 & -0.23678 \\ 2.7669 & -1.109 & 0.19731 \\ -2.1081 & 1.0195 & -0.19544 \\ 0.39163 & -0.21897 & 0.044644 \end{pmatrix} \quad \varepsilon_{\text{CO}_2}(T_g, p_{aL}) := \exp \left[1 + \left(\frac{T_g}{T_0} \right) + \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^2 + \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^3 \right] \cdot c_{\text{CO}_2} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ \left(\log \left(\frac{p_{aL}}{p_{aL_0}} \right) \right)^1 \\ \left(\log \left(\frac{p_{aL}}{p_{aL_0}} \right) \right)^2 \end{pmatrix} \right]$$

$$P_{\text{EH}_2\text{O}}(p, p_a, T_g) := \frac{p + 2.56 \cdot \frac{p_a}{\sqrt{\frac{T_g}{T_0}}}}{p_0} \quad p_{aL_{\text{mH}_2\text{O}}}(T_g) := 13.2 \cdot p_{aL_0} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^2 \quad a_{\text{H}_2\text{O}}(T_g) := \begin{cases} 2.144 & \text{if } \left(\frac{T_g}{T_0} \right) < 0.75 \\ 1.88 - 2.053 \cdot \log \left(\frac{T_g}{T_0} \right) & \text{otherwise} \end{cases} \quad b_{\text{H}_2\text{O}}(T_g) := \frac{1.1}{\left(\frac{T_g}{T_0} \right)^{1.4}} \quad c_{\text{H}_2\text{O}} := 0.5$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}(T_g, p, p_a, L) := \varepsilon_{0\text{H}_2\text{O}}(T_g, p_a, L) \cdot \left[1 - \frac{(a_{\text{H}_2\text{O}}(T_g) - 1) \cdot (1 - P_{\text{EH}_2\text{O}}(p, p_a, T_g))}{a_{\text{H}_2\text{O}}(T_g) + b_{\text{H}_2\text{O}}(T_g) - 1 + P_{\text{EH}_2\text{O}}(p, p_a, T_g)} \cdot \exp \left[-c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \left(\log \left(\frac{\text{paL}_{\text{mH}_2\text{O}}(T_g)}{p_a \cdot L} \right)^2 \right) \right] \right]$$

$$P_{\text{ECO}_2}(p, p_a) := \frac{p + 0.28 \cdot p_a}{p_0} \quad \text{paL}_{\text{mCO}_2}(T_g) := \begin{cases} 0.054 \cdot \text{paL}_0 & \text{if } \left(\frac{T_g}{T_0} \right) < 0.7 \\ \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^2 & \\ 0.225 \cdot \text{paL}_0 \cdot \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^2 & \text{otherwise} \end{cases} \quad a_{\text{CO}_2}(T_g) := 1 + \frac{0.1}{\left(\frac{T_g}{T_0} \right)^{1.45}} \quad b_{\text{CO}_2} := 0.23 \quad c_{\text{CO}_2} := 1.47$$

$$\varepsilon_{\text{CO}_2}(T_g, p, p_a, L) := \varepsilon_{0\text{CO}_2}(T_g, p_a, L) \cdot \left[1 - \frac{(a_{\text{CO}_2}(T_g) - 1) \cdot (1 - P_{\text{ECO}_2}(p, p_a))}{a_{\text{CO}_2}(T_g) + b_{\text{CO}_2} - 1 + P_{\text{ECO}_2}(p, p_a)} \cdot \exp \left[-c_{\text{CO}_2} \cdot \left(\log \left(\frac{\text{paL}_{\text{mCO}_2}(T_g)}{p_a \cdot L} \right)^2 \right) \right] \right]$$

$$\zeta_{(\text{PH}_2\text{O}, \text{PCO}_2)} := \frac{P_{\text{H}_2\text{O}}}{P_{\text{H}_2\text{O}} + P_{\text{CO}_2}} \quad \Delta\varepsilon_{(\text{PH}_2\text{O}, \text{PCO}_2, L)} := \left(\frac{\zeta_{(\text{PH}_2\text{O}, \text{PCO}_2)}}{10.7 + 101 \cdot \zeta_{(\text{PH}_2\text{O}, \text{PCO}_2)}} - 0.0089 \cdot \zeta_{(\text{PH}_2\text{O}, \text{PCO}_2)}^{10.4} \right) \cdot \left[\log \left[\frac{(P_{\text{H}_2\text{O}} + P_{\text{CO}_2}) \cdot L}{\text{paL}_0} \right] \right]^{2.76}$$

$$\varepsilon(T_g, p, p, P_{\text{H}_2\text{O}}, P_{\text{CO}_2}, L) := \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}(T_g, p, P_{\text{H}_2\text{O}}, L) + \varepsilon_{\text{CO}_2}(T_g, p, P_{\text{CO}_2}, L) - \Delta\varepsilon_{(\text{PH}_2\text{O}, \text{PCO}_2, L)}$$

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}}(T_s, T_g, P, P_a, L) := \left(\frac{T_g}{T_s}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}\left(T_g, P, P_a, L, \frac{T_s}{T_g}\right)$$

$$\alpha_{\text{CO}_2}(T_s, T_g, P, P_a, L) := \left(\frac{T_g}{T_s}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \varepsilon_{\text{CO}_2}\left(T_g, P, P_a, L, \frac{T_s}{T_g}\right)$$

$$\alpha(T_s, T_g, P, P_{\text{H}_2\text{O}}, P_{\text{CO}_2}, L) := \alpha_{\text{H}_2\text{O}}(T_s, T_g, P, P_{\text{H}_2\text{O}}, L) + \alpha_{\text{CO}_2}(T_s, T_g, P, P_{\text{CO}_2}, L) - \Delta\varepsilon\left(P_{\text{H}_2\text{O}}, P_{\text{CO}_2}, L, \frac{T_s}{T_g}\right)$$

SUBROUTINA

TEMPERATURA Y FLUJO

Anexo A.2.: Cálculo de la caldera de la C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_g(T_{gin}, \varepsilon_{media}, \sigma, T_1, S, h_{fflujo}, P_1, P_r, M_g, C_{pg}, dx) := \left\{ \begin{array}{l} T_g \leftarrow T_{gin} \\ \text{residuo} \leftarrow 100 \cdot K \\ \text{while } (|\text{residuo}| \geq 1 \cdot K) \\ \left| \begin{array}{l} q \leftarrow \varepsilon_{media} \cdot \sigma \cdot [(T_g)^4 - T_1^4] \\ q_r \leftarrow q \\ dT_g \leftarrow \left(\frac{S \cdot h_{fflujo} - q \cdot P_1 - q_r \cdot P_r}{M_g \cdot C_{pg}} \right) \cdot dx \\ T_{gmedia} \leftarrow (T_{gin} + 0.5 \cdot dT_g) \\ T_{gout} \leftarrow [(T_{gin}) + dT_g] \\ \text{residuo} \leftarrow (T_{gmedia} - T_g) \\ T_g \leftarrow T_{gmedia} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

$$q(\varepsilon_{media}, \sigma, T_g, T_1) := q \leftarrow \varepsilon_{media} \cdot \sigma \cdot [(T_g)^4 - T_1^4]$$

$$q_r(q) := q_r \leftarrow q$$

$$T_{gout}(T_{gin}, \varepsilon_{media}, \sigma, T_1, S, h_{fflujo}, P_1, P_r, M_g, C_{pg}, dx, T_g) := \left\{ \begin{array}{l} q \leftarrow \varepsilon_{media} \cdot \sigma \cdot [(T_g)^4 - T_1^4] \\ q_r \leftarrow q \\ dT_g \leftarrow \left(\frac{S \cdot h_{fflujo} - q \cdot P_1 - q_r \cdot P_r}{M_g \cdot C_{pg}} \right) \cdot dx \\ T_{gout} \leftarrow [(T_{gin}) + dT_g] \end{array} \right.$$

$$T_{gmedia}(T_{gin}, \varepsilon_{media}, \sigma, T_1, S, h_{fflujo}, P_1, P_r, M_g, C_{pg}, dx, T_g) := \left\{ \begin{array}{l} q \leftarrow \varepsilon_{media} \cdot \sigma \cdot [(T_g)^4 - T_1^4] \\ q_r \leftarrow q \\ dT_g \leftarrow \left(\frac{S \cdot h_{fflujo} - q \cdot P_1 - q_r \cdot P_r}{M_g \cdot C_{pg}} \right) \cdot dx \\ T_{gmedia} \leftarrow (T_{gin} + 0.5 \cdot dT_g) \end{array} \right.$$

ANEXO A.3.

CÁLCULO DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN
DE
LA C.T. DE LA ROBLA – GRUPO I

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Cálculo de la Torre de Refrigeración de la Central Térmica de la Robla
Datos generales

- 1.- Temperatura en condiciones normales T_0
- 2.- Relación de pesos moleculares agua y aire δ

$$T_0 := 273.15\text{K} \quad \delta := \frac{18.015}{28.964}$$

Datos del agua

- 1.- Salto de temperatura del agua a refrigerar Δt
- 2.- Temperatura de entrada del agua a refrigerar t_{in}
- 3.- Temperatura de salida del agua refrigerada t_{out}
- 4.- Calor específico del agua a presión constante C_{pL}
- 5.- Temperatura de ebullición del agua a presión atmosférica t_{eb}
- 6.- Presión atmosférica P_{eb}
- 7.- Calor latente de cambio de estado en condiciones normales h_{lg}
- 8.- Calor específico del vapor de agua a presión constante C_{pv}

$$\Delta t := 11.3\text{K} \quad t_{in} := 37\text{K} + 273\text{K} \quad t_{out} := t_{in} - \Delta t$$

$$C_{pL} := 4.18 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad t_{eb} := 100\text{K} + 273\text{K} \quad P_{eb} := 101300\text{Pa}$$

$$h_{lg} := 2257 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad C_{pv} := 1.85 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Datos del aire atmosférico

- 1.- Temperatura del aire atmosférico T_{ain}
- 2.- Humedad relativa del aire atmosférico ϕ
- 3.- Presión atmosférica P_{atm}
- 4.- Calor específico del aire a presión constante C_{pa}

$$T_{ain} := 29.3\text{K} + 273\text{K} \quad \phi := 0.42 \quad P_{atm} := 101300\text{Pa} \quad C_{pa} := 1.005 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Datos de la torre

- 1.- Espesor de empaquetamiento esp
- 2.- Altura de la bocana b
- 3.- Diámetro de la torre a la altura del relleno D

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$\text{esp} := 2\text{-m} \quad b := 10\text{-m} \quad D := 64\text{-m}$$

1.- Cálculo de las entalpías de entrada y salida del agua a refrigerar

$$h_{L,\text{in}} := C_{pL} \cdot (t_{\text{in}} - 273\text{K}) \quad h_{L,\text{out}} := C_{pL} \cdot (t_{\text{out}} - 273\text{K})$$

$$h_{L,\text{in}} = 1.547 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{L,\text{out}} = 1.074 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

2.- Cálculo de la constante universal de los gases particularizada para el vapor

$$R_{\text{gv}} := \frac{8.314 \cdot \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}}{18.015 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}}} \quad R_{\text{gv}} = 461.504 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

3.- Cálculo de la constante universal de los gases particularizada para el aire

$$R_{\text{ga}} := \frac{8.314 \cdot \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{mol}}}{28.964 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}}} \quad R_{\text{ga}} = 287.046 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

4.- Cálculo de la masa de agua que circula por la torre de refrigeración y cálculo de la relación de caudales agua-aire

Como hipótesis se supone el siguiente salto térmico del agua de refrigeración, que habitualmente oscila alrededor de 10 ° en este tipo de instalaciones.

Del cálculo del ciclo termodinámico se obtienen los siguientes datos:

- Caudal másico de vapor de agua a refrigerar (m_v)
- Potencia térmica a evacuar en el condensador ($q_{\text{COND}} \cdot m_v$)

$$m_v := 254.253 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad q_{\text{COND}} := 1.592 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Estableciendo el correspondiente balance de energía en el condensador, se obtiene el caudal másico de agua a refrigerar en la torre

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$M_L := \frac{(q_{\text{COND}} \cdot m_v)}{(c_{pL} \cdot \Delta t)} \quad c_{pL} = 4.18 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$M_L = 8.569 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \Delta t = 11.3 \text{ K}$$

Por tanto el caudal volumétrico y el flujo volumétrico de agua por unidad de superficie en el relleno serán:

$$\text{Suponiendo una densidad del agua} \quad \rho_L := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\frac{M_L}{\rho_L} = 3.085 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$L_{\text{vol}} := 4 \cdot \frac{M_L}{\pi \cdot \rho_L \cdot D^2} \quad L_{\text{vol}} = 9.59 \frac{\text{m}^3}{\text{hr} \cdot \text{m}^2}$$

Las necesidades de agua de refrigeración en este tipo de centrales térmicas de combustible fósil están en el entorno de 30 kg/s/MW. En este caso particular las necesidades de agua son las siguientes:

$$W_{\text{GRUPO}_I} := 270 \times 10^6 \text{ W}$$

$$\frac{M_L}{W_{\text{GRUPO}_I}} = 31.739 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{W}}$$

Como relación de caudales agua-aire (M) se toman los valores más habituales, por debajo del límite natural que marca la curva de saturación del sistema agua-aire a la recta de operación del aire. M como se verá a continuación se corresponde con la pendiente de dicha recta.

$$M := \begin{pmatrix} 0.6 \\ 0.8 \\ 1.1 \\ 1.2 \\ 1.4 \\ 1.59 \end{pmatrix}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Con lo que quedan definidas los posibles caudales máxicos de aire.

$$M_a := \frac{M_L}{M} \quad M_a = \begin{pmatrix} 1.428 \times 10^4 \\ 1.071 \times 10^4 \\ 7.79 \times 10^3 \\ 7.141 \times 10^3 \\ 6.121 \times 10^3 \\ 5.39 \times 10^3 \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

5.- Cálculo de las entalpías de entrada y salida del aire refrigerante a la torre de refrigeración

Ecuación de Clapeyron

Describe cómo varía la presión de saturación del vapor de agua con la temperatura. Se particulariza para el aire a la entrada de la torre de refrigeración.

$$P_{vsat} := P_{eb} \cdot e^{\left[\frac{h_{lg} \cdot \left(\frac{1}{t_{eb}} - \frac{1}{T_{ain}} \right)}{R_{gv}} \right]} \quad P_{vsat} = 4.719 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Una vez es conocida la presión de saturación del aire a la entrada, junto con la humedad relativa, se puede calcular su presión de vapor.

$$P_v := \phi \cdot P_{vsat} \quad P_v = 1.982 \times 10^3 \text{ Pa}$$

La relación de humedad del aire de entrada se calcula mediante la siguiente expresión que relaciona la presión de vapor con la presión total atmosférica.

$$\omega_{in} := \frac{P_v \cdot \delta}{P_{atm} - P_v} \quad \omega_{in} = 0.012$$

Por tanto la entalpía del aire húmedo a la entrada de la torre resulta como sigue.

$$h_{ain} := C_{pa} \cdot (T_{ain} - T_0) + \omega_{in} \cdot [h_{lg} + C_{pv} \cdot (T_{ain} - T_0)] \quad h_{ain} = 5.798 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

El primer término hace referencia a la energía por unidad de masa que se ha de comunicar al aire seco para que su temperatura ascienda desde la temperatura de referencia T_0 a la temperatura de entrada a la torre $T_{\text{a,in}}$ (calor sensible), mientras que el segundo término describe la energía a comunicar al vapor para elevar su temperatura desde la de referencia a la temperatura de entrada a la torre. A su vez este está dividido en dos términos, el primero supone el calor latente del cambio de estado de líquido a vapor a la temperatura de referencia y el segundo la elevación de temperatura del vapor de la de referencia a la de entrada a la torre.

A continuación se calcula la entalpía del aire húmedo a lo largo del intervalo de temperaturas del líquido a refrigerar. Para ello se establece el balance de energía intercambiada entre el aire (fluido refrigerante) y el agua (fluido refrigerado).

Como hipótesis se supone que la entalpía del líquido sigue una relación lineal en el intervalo de temperaturas considerado. Lo cual permite calcular las temperaturas intermedias del líquido a lo largo de su trayecto por el empaquetamiento.

$$x := \begin{pmatrix} 1 \\ 0.9 \\ 0.6 \\ 0.4 \\ 0.1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad h_L := h_{L,\text{out}} + x \cdot (h_{L,\text{in}} - h_{L,\text{out}}) \quad t := \frac{h_L}{C_{pL}} + 273\text{K}$$

Si se establece el balance de energía en un elemento diferencial del relleno, donde el calor intercambiado será el calor cedido por el agua y a su vez el calor absorbido por el aire.

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = M_a \cdot dh_a$$

La entalpía del aire húmedo está representada por tanto por la ecuación de una recta conocida como "línea de operación" donde la pendiente queda determinada por la relación de caudales agua-aire y el calor específico del agua líquida.

$$h_a := h_{\text{a,in}} + C_{pL} \cdot (t - t_5) \cdot M^T$$

Es importante observar el carácter matricial de la entalpía del aire húmedo. Cada columna representa el valor de dicha entalpía para cada una de las relaciones de caudal agua-aire consideradas.

6.- Cálculo de las entalpías del aire saturado a lo largo del empaquetamiento

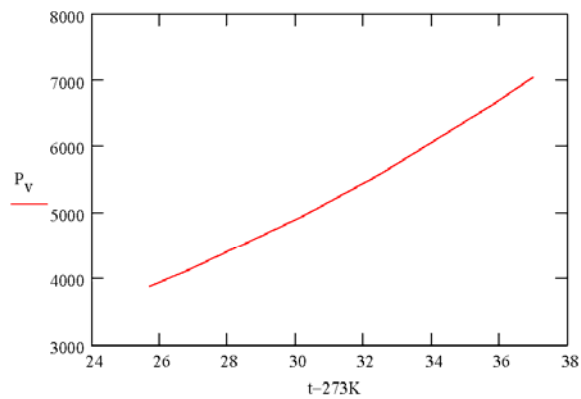
Nuevamente se emplea la ecuación de Clapeyron para el cálculo de la presión de vapor saturado a la temperatura del líquido a lo largo del empaquetamiento

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$P_{vsat} := P_{eb} \cdot e^{\left[\frac{h_g \left(\frac{1}{t_{eb}} - \frac{1}{t} \right)}{R_{gv}} \right]}$$

$$P_{vsat} = \begin{pmatrix} 7.054 \times 10^3 \\ 6.658 \times 10^3 \\ 5.585 \times 10^3 \\ 4.957 \times 10^3 \\ 4.131 \times 10^3 \\ 3.883 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ Pa} \quad P_v := P_{vsat}$$

Representación gráfica de la presión de vapor del aire saturado a lo largo del relleno.



Luego como se ha visto con anterioridad, la relación de humedad del aire saturado que permitirá calcular la entalpía del aire húmedo saturado se calcula como sigue.

$$\omega_s := \left(\frac{P_v \cdot \delta}{P_{atm} - P_v} \right) \quad \omega_s = \begin{pmatrix} 0.047 \\ 0.044 \\ 0.036 \\ 0.032 \\ 0.026 \\ 0.025 \end{pmatrix}$$

La entalpía del aire húmedo saturado a lo largo del intercambio en el empaquetamiento será la siguiente.

$$h_s := C_{pa} \cdot (t - T_0) + \left[\omega_s \cdot [h_g + C_{pv} \cdot (t - T_0)] \right]$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$h_s = \begin{pmatrix} 1.453 \times 10^5 \\ 1.375 \times 10^5 \\ 1.166 \times 10^5 \\ 1.042 \times 10^5 \\ 8.779 \times 10^4 \\ 8.281 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad I := \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad h_s := h_s \cdot I^T$$

Se emplea la forma matricial de la entalpía de saturación para poder representarla en función de la temperatura del líquido a refrigerar a lo largo del empaquetamiento para cada una de las relaciones de caudal agua-aire consideradas.

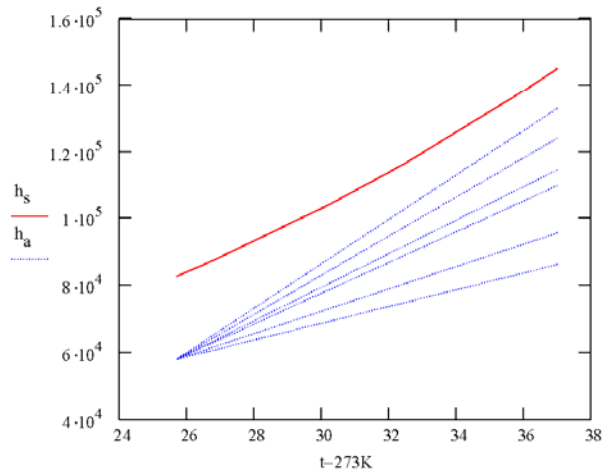
$$h_s = \begin{pmatrix} 1.453 \times 10^5 & 1.453 \times 10^5 & 1.453 \times 10^5 & 1.453 \times 10^5 & 1.453 \times 10^5 & 1.453 \times 10^5 \\ 1.375 \times 10^5 & 1.375 \times 10^5 & 1.375 \times 10^5 & 1.375 \times 10^5 & 1.375 \times 10^5 & 1.375 \times 10^5 \\ 1.166 \times 10^5 & 1.166 \times 10^5 & 1.166 \times 10^5 & 1.166 \times 10^5 & 1.166 \times 10^5 & 1.166 \times 10^5 \\ 1.042 \times 10^5 & 1.042 \times 10^5 & 1.042 \times 10^5 & 1.042 \times 10^5 & 1.042 \times 10^5 & 1.042 \times 10^5 \\ 8.779 \times 10^4 & 8.779 \times 10^4 & 8.779 \times 10^4 & 8.779 \times 10^4 & 8.779 \times 10^4 & 8.779 \times 10^4 \\ 8.281 \times 10^4 & 8.281 \times 10^4 & 8.281 \times 10^4 & 8.281 \times 10^4 & 8.281 \times 10^4 & 8.281 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$h_s - h_a = \begin{pmatrix} 5.895 \times 10^4 & 4.95 \times 10^4 & 3.533 \times 10^4 & 3.061 \times 10^4 & 2.116 \times 10^4 & 1.219 \times 10^4 \\ 5.406 \times 10^4 & 4.556 \times 10^4 & 3.28 \times 10^4 & 2.855 \times 10^4 & 2.005 \times 10^4 & 1.197 \times 10^4 \\ 4.159 \times 10^4 & 3.592 \times 10^4 & 2.742 \times 10^4 & 2.459 \times 10^4 & 1.892 \times 10^4 & 1.353 \times 10^4 \\ 3.491 \times 10^4 & 3.113 \times 10^4 & 2.546 \times 10^4 & 2.357 \times 10^4 & 1.979 \times 10^4 & 1.62 \times 10^4 \\ 2.698 \times 10^4 & 2.603 \times 10^4 & 2.462 \times 10^4 & 2.414 \times 10^4 & 2.32 \times 10^4 & 2.23 \times 10^4 \\ 2.483 \times 10^4 & 2.483 \times 10^4 & 2.483 \times 10^4 & 2.483 \times 10^4 & 2.483 \times 10^4 & 2.483 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

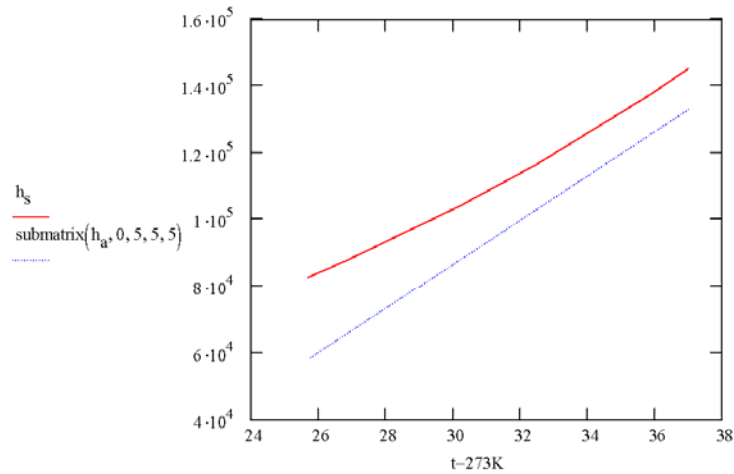
$$h_a = \begin{pmatrix} 8.632 \times 10^4 & 9.577 \times 10^4 & 1.099 \times 10^5 & 1.147 \times 10^5 & 1.241 \times 10^5 & 1.331 \times 10^5 \\ 8.349 \times 10^4 & 9.199 \times 10^4 & 1.047 \times 10^5 & 1.09 \times 10^5 & 1.175 \times 10^5 & 1.256 \times 10^5 \\ 7.499 \times 10^4 & 8.065 \times 10^4 & 8.916 \times 10^4 & 9.199 \times 10^4 & 9.766 \times 10^4 & 1.03 \times 10^5 \\ 6.932 \times 10^4 & 7.31 \times 10^4 & 7.877 \times 10^4 & 8.065 \times 10^4 & 8.443 \times 10^4 & 8.802 \times 10^4 \\ 6.082 \times 10^4 & 6.176 \times 10^4 & 6.318 \times 10^4 & 6.365 \times 10^4 & 6.459 \times 10^4 & 6.549 \times 10^4 \\ 5.798 \times 10^4 & 5.798 \times 10^4 & 5.798 \times 10^4 & 5.798 \times 10^4 & 5.798 \times 10^4 & 5.798 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

A continuación se representan las entalpías del aire saturado y del aire húmedo en función de la temperatura del líquido a lo largo del empaquetamiento y en función de la relación de caudales agua-aire.



La recta de aire húmedo más próxima a la curva de aire saturado y por tanto con mayor inclinación es la correspondiente a la mayor relación de caudales agua-aire considerada.



Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

7.- Cálculo de la integral de Merkel

Hipótesis

- 1.- Todo el calor intercambiado entre el agua y el aire se hace en el relleno.
- 2.- No existen pérdidas de calor hacia el exterior.
- 3.- Los fluidos están en contracorriente pura.
- 4.- Se desprecia la cantidad de agua arrastrada por el aire, pero no el calor intercambiado en el arrastre.
- 5.- Se considera un sistema de flujo en contracorriente puro y a temperaturas que no excedan los 50°C

Simbología

- h_c Coeficiente de película agua-aire
- a Superficie de contacto agua-aire por unidad de volumen
- dV Diferencial de volumen de relleno
- T_s Temperatura de la interfase agua-aire
- T Temperatura del aire
- t Temperatura del agua
- k Coeficiente de transferencia de masa o cantidad de masa que se transfiere entre el agua y el aire por unidad de superficie y unidad de diferencia de relación de humedades
- ω_s Relación de humedad de la interfase agua-aire
- ω Relación de humedad del aire
- h_{lg} Calor latente de vaporización del agua

En el año 1925 Merkel combinó por primera vez los dos procesos de transferencia que tienen lugar simultáneamente en el seno de una torre de refrigeración: transferencia térmica y transferencia másica. En la teoría de Merkel se define un único coeficiente basado en una diferencia de entalpías a la cual se denomina tensión entálpica o "driving force", en el sentido de ser la causa del proceso de transferencia.

El proceso que tiene lugar en el seno de una torre de refrigeración puede descomponerse para una mejor comprensión en las siguientes etapas:

- 1.- El agua arrastra en su caída una fina película de aire.
- 2.- La diferencia de tensiones de vapor entre la gota y la película, produce la evaporación de cierta masa de agua que pasa a la interfase (saturada).
- 3.- La masa de aire circundante, absorbe el calor cedido en la evaporación de la gota. Esta energía térmica se revela como un aumento de la entalpía del aire.

Si se establece, de nuevo, el balance de energía en un elemento diferencial del relleno, donde el calor intercambiado será el calor cedido por el agua y a su vez el calor absorbido por el aire. El calor absorbido por el aire se divide en tres procesos distintos:

- 1.- Convección (Calor sensible)
- 2.- Evaporación (Calor latente de cambio de estado)
- 3.- Radiación (Dado el nivel térmico del proceso tratado este término es despreciable)

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Ecuación del balance de energía en el elemento diferencial de relleno

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = M_a \cdot dh_a$$

Se sabe que la entalpía del aire húmedo tiene la siguiente expresión, que diferenciada queda como sigue:

$$h_a = C_{pa} \cdot (T - T_0) + \omega \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}]$$

$$dh_a = (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot dT + [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}] \cdot d\omega$$

Se sustituye en la ecuación del balance de energía

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = M_a \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot dT + [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}] \cdot d\omega \cdot M_a$$

Se sustituyen las expresiones del calor sensible y calor latente en la ecuación del balance de energía

Calor sensible

$$dQ_{conv} = M_a \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot dT = h_c \cdot a \cdot dV \cdot (T_s - T)$$

Se sabe que para los sistemas agua-aire el número de Lewis es cercano a la unidad, por lo que:

$$Le = \frac{h_c}{k \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv})} = 1$$

$$h_c = k \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv})$$

Con lo que el calor sensible quedará como sigue

$$dQ_{conv} = k \cdot (C_{pa} + \omega \cdot C_{pv}) \cdot a \cdot dV \cdot (T_s - T)$$

La pérdida de materia por evaporación del agua es igual a la recibida por el aire

$$dm_v = M_a \cdot d\omega = k \cdot a \cdot dV \cdot (\omega_s - \omega)$$

Por lo que el calor latente quedará como sigue

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Calor latente

$$dQ_{\text{evap}} = [C_{\text{pv}} \cdot (T - T_0) + h_{\text{lg}}] \cdot d\omega \cdot M_a = k \cdot (\omega_s - \omega) \cdot a \cdot dV \cdot [C_{\text{pv}} \cdot (T - T_0) + h_{\text{lg}}]$$

Luego la ecuación del balance de energía quedará de la siguiente manera

$$dQ = M_L \cdot C_{\text{pL}} \cdot dt = k \cdot (C_{\text{pa}} + \omega \cdot C_{\text{pv}}) \cdot a \cdot dV \cdot (T_s - T) + k \cdot (\omega_s - \omega) \cdot a \cdot dV \cdot [C_{\text{pv}} \cdot (T - T_0) + h_{\text{lg}}]$$

Se sabe también que Calor específico del aire húmedo se representa como sigue

$$C_{\text{pah}} = C_{\text{pa}} + \omega \cdot C_{\text{pv}}$$

Sustituyendo nuevamente en el balance de energía quedará

$$dQ = M_L \cdot C_{\text{pL}} \cdot dt = k \cdot C_{\text{pah}} \cdot a \cdot dV \cdot (T_s - T) + k \cdot (\omega_s - \omega) \cdot a \cdot dV \cdot [C_{\text{pv}} \cdot (T - T_0) + h_{\text{lg}}]$$

$$dQ = M_L \cdot C_{\text{pL}} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot [C_{\text{pah}} \cdot (T_s - T) + (\omega_s - \omega) \cdot [C_{\text{pv}} \cdot (T - T_0) + h_{\text{lg}}]]$$

Haciendo uso de la expresión de la entalpía de aire húmedo se sustituye el siguiente término del balance de energía

$$C_{\text{pah}} \cdot (T_s - T)$$

$$h_a = C_{\text{pa}} \cdot (T - T_0) + \omega \cdot [C_{\text{pv}} \cdot (T - T_0) + h_{\text{lg}}]$$

$$h_a = C_{\text{pa}} \cdot T - C_{\text{pa}} \cdot T_0 + \omega \cdot C_{\text{pv}} \cdot T - \omega \cdot C_{\text{pv}} \cdot T_0 + \omega \cdot h_{\text{lg}}$$

Se introduce en la ecuación de la entalpía la expresión del calor específico del aire húmedo

$$C_{\text{pa}} = C_{\text{pah}} - \omega \cdot C_{\text{pv}}$$

$$h_a = C_{\text{pah}} \cdot T - \omega \cdot C_{\text{pv}} \cdot T - C_{\text{pa}} \cdot T_0 + \omega \cdot C_{\text{pv}} \cdot T - \omega \cdot C_{\text{pv}} \cdot T_0 + \omega \cdot h_{\text{lg}}$$

$$h_a = C_{\text{pah}} \cdot T - C_{\text{pa}} \cdot T_0 + \omega \cdot (h_{\text{lg}} - C_{\text{pv}} \cdot T_0)$$

$$h_s = C_{\text{pah}} \cdot T_s - C_{\text{pa}} \cdot T_0 + \omega_s \cdot (h_{\text{lg}} - C_{\text{pv}} \cdot T_0)$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$C_{pah} \cdot T = h_a + C_{pa} \cdot T_0 - \omega \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0)$$

$$C_{pah} \cdot T_s = h_s + C_{pa} \cdot T_0 - \omega_s \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0)$$

Luego restando quedará:

$$C_{pah} \cdot (T_s - T) = (h_s - h_a) + (\omega - \omega_s) \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0)$$

Con lo que el balance de energía quedará como sigue

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot [(h_s - h_a) + (\omega - \omega_s) \cdot (h_{lg} - C_{pv} \cdot T_0) + (\omega_s - \omega) \cdot [C_{pv} \cdot (T - T_0) + h_{lg}]]$$

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot [(h_s - h_a) + (\omega_s - \omega) \cdot (C_{pv} \cdot T)]$$

Como se supone en la hipótesis número 5, si las temperaturas no exceden de 50°C, el término de la diferencia de humedades se hace despreciable frente al que representa la diferencia de entalpías, tal y como se expone en el libro "Teoría y práctica de las torres de refrigeración" pág. 50, de Gregorio Torres Triviño, ed. Dossat.

$$(\omega_s - \omega) \cdot (C_{pv} \cdot T) = 0$$

Finalmente el balance de energía queda como sigue

$$dQ = M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a) = M_a \cdot dh_a$$

Se obtienen por tanto la Característica Termodinámica y la Ecuación de Merkel que se integran a lo largo de todo el relleno

Característica Termodinámica

$$M_L \cdot C_{pL} \cdot dt = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a) \quad \int_0^V \frac{(k \cdot a)}{(M_L \cdot C_{pL})} dV = \int_{t_2}^{t_1} \frac{1}{(h_s - h_a)} dt$$

$$\frac{k \cdot a \cdot V}{M_L} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{C_{pL}}{(h_s - h_a)} dt$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Integral de Merkel

$$M_a \cdot dh_a = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a) \quad \int_0^V \frac{(k \cdot a)}{M_a} dV = \int_{h_{a1}}^{h_{a2}} \frac{1}{(h_s - h_a)} dh_a$$

Como el calor absorbido por el aire es el mismo que el absorbido por el agua:

$$M_a \cdot dh_a = M_L \cdot dh_L$$

$$\int_0^V \frac{(k \cdot a)}{M_L} dV = \int_{h_{L1}}^{h_{L2}} \frac{1}{(h_s - h_a)} dh_L$$

$$\frac{k \cdot a \cdot V}{M_L} = \int_{h_{L1}}^{h_{L2}} \frac{1}{(h_s - h_a)} dh_L$$

De la primera de las dos ecuaciones, se deduce que el valor del cociente $k a V / M_L$ es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas del agua e inversamente proporcional a la tensión entálpica, por tanto, el problema termodinámico será tanto más difícil de resolver cuanto mayor sea el salto de temperatura y menor la diferencia de entalpías.

El término de la derecha de la segunda ecuación se conoce habitualmente como la Integral de Merkel (I_M) y el término de la izquierda como Función de Empaquetamiento.

La dificultad de calcular la Integral de Merkel radica en el cálculo de la "línea de operación" a partir de las condiciones de funcionamiento especificadas, que relaciona la entalpía del aire húmedo con la entalpía del líquido en contacto con la corriente de aire.

El procedimiento a seguir consiste en la evaluación de $(h_s - h_a)$ como función de h_L , a lo largo de la región de la "línea de operación" y entonces determinar I_M por integración.

Puesto que no se conoce la dependencia funcional de entre las variables h_s , h_a y h_L de forma analítica, no es posible una integración de las ecuaciones anteriores mediante funciones analíticas conocidas, para lo cual es necesario recurrir a los métodos numéricos aproximados.

La integración se puede hacer de forma gráfica mediante distintos métodos de los cuales aquí se ha empleado la integración por trapecios.

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Integración por trapecios

$$j := \text{rows}(x) \quad j = 6$$

$$I_M := \begin{cases} \text{for } i \in 0..5 \\ I_{M,0} \leftarrow \sum_{n=0}^{j-2} \left[\left(\frac{1}{h_{s_{n+1,i}} - h_{a_{n+1,i}}} + \frac{1}{h_{s_{n,i}} - h_{a_{n,i}}} \right) \cdot \frac{(h_{L_n} - h_{L_{n+1}})}{2} \right] \\ I_M \end{cases}$$

$$I_M = \begin{pmatrix} 1.282 \\ 1.421 \\ 1.728 \\ 1.876 \\ 2.306 \\ 3.103 \end{pmatrix}$$

8.- Cálculo de la función de empaquetamiento

Puesto que el coeficiente "k" y el parámetro "a", no pueden separarse matemáticamente, ni siquiera definir sus valores independientemente para un tipo de relleno determinado, hay que recurrir a métodos experimentales que permitan conocer el comportamiento térmico de la disposición y geometría que se adopte en ellos.

Este problema lo han resuelto los fabricantes a base de ensayos con modelos de torres experimentales, empleando diferentes sistemas, formas y volúmenes de rellenos. Obteniendo unas curvas que relacionan el número kaV/M_L , llamado función de empaquetamiento o relleno, con la relación de caudales M.

Para establecer dichas curvas, se somete cada disposición del relleno a distintas relaciones agua-aire, es decir, modificando el parámetro M, variándose además la temperatura del agua caliente (t1) y la de bulbo húmedo (th) dentro de unos intervalos adecuados. Los resultados de la temperatura del agua a la salida de la torre (t2), determinan el comportamiento térmico de la disposición del relleno ensayada.

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

A continuación se calculan las funciones de empaquetamiento de los siguientes rellenos:

- 1.- Láminas de asbesto planas, separación 4.45 cm
- 2.- Láminas de asbesto planas, separación 3.81 cm
- 3.- Láminas de asbesto planas, separación 3.18 cm
- 4.- Láminas de asbesto planas, separación 2.54 cm
- 5.- Plástico corrugado ángulo 60°, Munters M12060, separación 1.17"
- 6.- Plástico corrugado ángulo 60°, Munters M19060, separación 1.8"
- 7.- Plástico corrugado vertical, ATP Coolfilm, separación 1.63"
- 8.- Pantalla plástica horizontal ATP Cool Drop, separación 8", malla 2"
- 9.- Malla plástica horizontal, Ecodyne perfil 10, separación 12"
- 10.- Plástico corrugado angular, Marley MC67, separación 1.88"
- 11.- Láminas mecanizadas, Toschi Asbestos-free, separación 0.72"
- 12.- Panel de abeja plástico vertical, Brentwood Ind. Accu-Pack, separación 1.75"

$$c := \begin{pmatrix} 2 \\ 2 \\ 2 \\ 2 \\ 20 \\ 15 \\ 15 \\ 5 \\ 5 \\ 15 \\ 8 \\ 15 \end{pmatrix} \quad C_1 := \begin{pmatrix} 0.289 \\ 0.361 \\ 0.394 \\ 0.459 \\ 2.723 \\ 1.575 \\ 1.378 \\ 0.558 \\ 0.525 \\ 1.312 \\ 0.755 \\ 1.476 \end{pmatrix} \cdot \frac{1}{m} \quad C_2 := \begin{pmatrix} 2.72 \\ 3.13 \\ 3.38 \\ 3.87 \\ 19.22 \\ 9.55 \\ 10.10 \\ 4.33 \\ 2.36 \\ 8.33 \\ 1.51 \\ 6.27 \end{pmatrix} \cdot \frac{1}{m}$$

$$n_1 := \begin{pmatrix} -0.70 \\ -0.72 \\ -0.76 \\ -0.73 \\ -0.61 \\ -0.50 \\ -0.49 \\ -0.38 \\ -0.26 \\ -0.60 \\ -0.51 \\ -0.56 \end{pmatrix} \quad n_2 := \begin{pmatrix} 0.70 \\ 0.72 \\ 0.76 \\ 0.73 \\ 0.50 \\ 0.58 \\ 0.56 \\ 0.48 \\ 0.58 \\ 0.62 \\ 0.93 \\ 0.60 \end{pmatrix} \quad n_3 := \begin{pmatrix} 0.0 \\ 0.0 \\ 0.0 \\ 0.0 \\ -0.34 \\ -0.40 \\ -0.35 \\ -0.54 \\ -0.45 \\ -0.60 \\ -0.52 \\ -0.38 \end{pmatrix} \quad n_4 := \begin{pmatrix} 0.35 \\ 0.42 \\ 0.36 \\ 0.52 \\ 0.34 \\ 0.31 \\ 0.23 \\ 0.85 \\ 1.10 \\ 0.27 \\ 0.99 \\ 0.31 \end{pmatrix} \quad n_5 := \begin{pmatrix} -0.35 \\ -0.42 \\ -0.36 \\ -0.36 \\ 0.19 \\ 0.05 \\ -0.04 \\ -0.60 \\ -0.64 \\ -0.14 \\ 0.04 \\ 0.10 \end{pmatrix}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$L_0 := 3.391 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \quad A_0 := 3.391 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \quad L := 4 \cdot \frac{M_L}{\pi \cdot D^2} \quad A := 4 \cdot \frac{M_a}{\pi \cdot D^2}$$

$$L_{\text{mas}} := \frac{L}{L_0} \quad A_{\text{mas}} := \frac{A}{A_0} \quad L_{\text{mas}} = 0.786 \quad A_{\text{mas}} = \begin{pmatrix} 1.309 \\ 0.982 \\ 0.714 \\ 0.655 \\ 0.561 \\ 0.494 \end{pmatrix}$$

$$T_{\text{HWmas}} := \frac{[1.8 \cdot (t_{\text{in}} - 273.15 \cdot \text{K}) + 32 \cdot \text{K}]}{110} \quad T_{\text{HWmas}} = 0.894 \text{ K}$$

$$\text{PF} := \begin{cases} \text{for } i \in 0..5 \\ \text{for } j \in 0..11 \\ \text{PF}_{i,j} \leftarrow \left(\text{esp} + \frac{b}{c_{j,0}} \right) \cdot C_{1,j,0} \cdot L_{\text{mas}}^{n_{1,j,0}} \cdot (A_{\text{mas}_i})^{n_{2,j,0}} \cdot \left(\frac{T_{\text{HWmas}}}{\text{K}} \right)^{n_{3,j,0}} \end{cases}$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	2.893	3.65	4.066	4.665	9.376	5.795	5.002	2.958	2.75	5.112	3.78	5.527
1	2.365	2.967	3.268	3.781	8.12	4.904	4.258	2.577	2.327	4.277	2.892	4.651
2	1.892	2.359	2.565	2.997	6.924	4.077	3.562	2.211	1.935	3.51	2.151	3.842
3	1.781	2.216	2.401	2.813	6.63	3.876	3.393	2.121	1.839	3.326	1.984	3.646
4	1.598	1.983	2.136	2.513	6.138	3.545	3.112	1.97	1.682	3.023	1.719	3.324
5	1.462	1.81	1.939	2.29	5.759	3.293	2.898	1.853	1.562	2.794	1.527	3.08

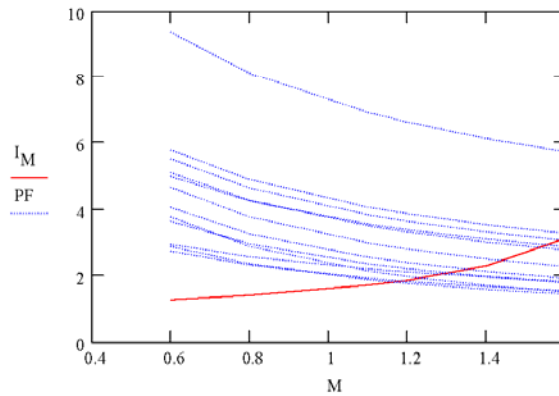
Las variables se expresan en unidades del Sistema Internacional. Los valores de las constantes dependen del tipo de relleno.

9.- Integral de Merkel frente a la Función de empaquetamiento

Una vez calculados ambos términos, integral de Merkel y función de empaquetamiento para distintas relaciones de caudal agua-aire, se comprueba en qué punto se igualan.

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

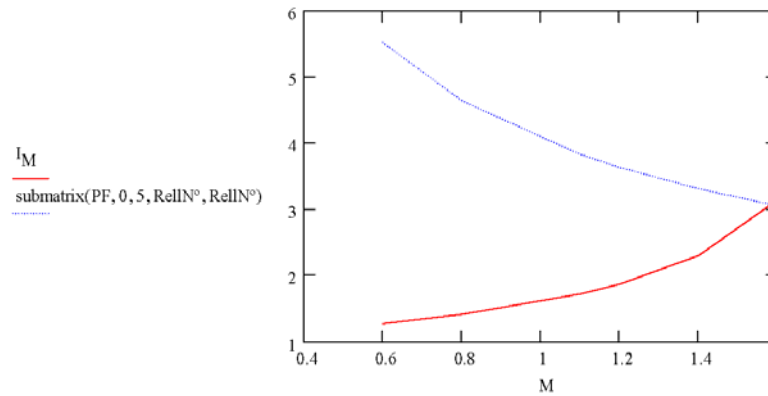
A continuación se representan la Integral de Merkel y la Función de Empaquetamiento frente a la relación de caudal agua-aire, para distintos tipos de relleno



Una vez se comprueba cuáles de los rellenos son válidos para las condiciones de trabajo y la geometría de la torre, se calcula la Intersección de la Integral de Merkel con la función de empaquetamiento de un tipo de relleno en concreto.

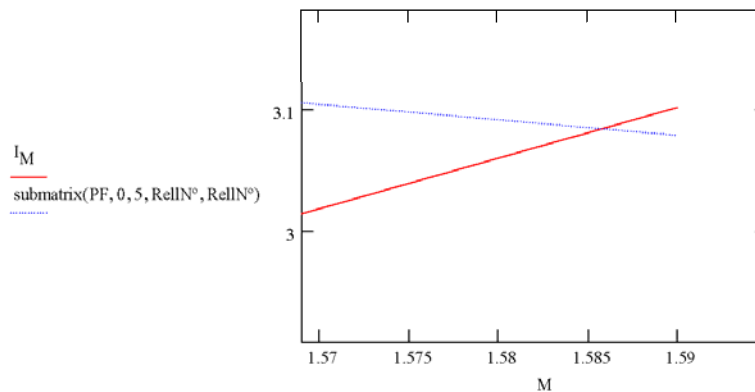
Número de relleno `rellen := 12`

`ReIIo := rellen - 1`



Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Detalle de la zona de intersección



Luego, el punto de intersección para el relleno elegido en concreto, tiene lugar para la relación de caudales agua-aire siguiente:

$$M := 1.586$$

10.- Cálculo de la altura de la torre

Al igual que ocurre con el cálculo de la función de empaquetamiento los fabricantes de rellenos recurren a métodos experimentales que permiten conocer la pérdida de carga que sufre el aire al atravesar la torre de refrigeración, en relación a los parámetros geométricos de la misma y los caudales de agua a enfriar y de aire refrigerante.

Para determinar la pérdida de carga total relacionada con la energía cinética en el relleno de la torre, a través del coeficiente de pérdida de carga experimental, se han de calcular previamente los siguientes parámetros.

10.1.- Cálculo de la densidad y la velocidad del aire húmedo a la entrada de la torre

La relación de humedad del aire a la entrada de la torre, calculada previamente, es:

$$\omega_{in} = 0.012$$

Luego la constante universal de los gases particularizada para el aire húmedo a la entrada de la torre, será por tanto como sigue

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$R_{gm} := R_{ga} \cdot (1 - \omega_{in}) + R_{gv} \cdot \omega_{in}$$

De la relación de caudales obtenida como intersección de la integral de Merkel y la función de empaquetamiento y sabiendo el caudal de agua a refrigerar se calcula el caudal de aire refrigerante.

$$M_a := \frac{M_L}{M} \quad M_a = 5.403 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Con estos parámetros, conocidas la temperatura y presión atmosféricas a la entrada de la torre y fijado el diámetro de la misma a la altura del relleno, se pueden calcular la densidad del aire a la entrada.

$$\rho_{ain} := \frac{P_{atm}}{R_{gm} \cdot T_{ain}} \quad \rho_{ain} = 1.159 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Se supone una densidad de salida del aire que se contrastará posteriormente con la realmente calculada:

$$\rho_{aout} := 1.117 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Luego la densidad media será:

$$\rho_{am} := \frac{(\rho_{ain} + \rho_{aout})}{2} \quad \rho_{am} = 1.138 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La velocidad a la entrada del relleno será:

$$v_{in} := \frac{M_a}{\rho_{ain} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}} \quad v_{in} = 1.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad a la salida del relleno será:

$$v_{out} := \frac{M_a}{\rho_{aout} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}} \quad v_{out} = 1.504 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Por tanto el caudal volumétrico y el flujo volumétrico de aire por unidad de superficie a la entrada del relleno serán:

$$\frac{M_a}{\rho_{\text{ain}}} = 1.679 \times 10^7 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$A_{\text{Vol_in}} := 4 \cdot \frac{M_a}{\pi \cdot \rho_{\text{ain}} \cdot D^2} \quad A_{\text{Vol_in}} = 5.219 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{hr} \cdot \text{m}^2}$$

Y el caudal volumétrico y el flujo volumétrico de aire por unidad de superficie a la salida del relleno serán:

$$\frac{M_a}{\rho_{\text{aout}}} = 1.741 \times 10^7 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$A_{\text{Vol_out}} := 4 \cdot \frac{M_a}{\pi \cdot \rho_{\text{aout}} \cdot D^2} \quad A_{\text{Vol_out}} = 5.413 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{hr} \cdot \text{m}^2}$$

10.2.- Cálculo del coeficiente de pérdida de carga a través de la torre de refrigeración

El coeficiente de pérdida de carga a través de todo el trayecto de la torre es la suma de los coeficientes de pérdida de carga individuales de cada elemento de la torre por los que ocurre el aire refrigerante. Los parámetros de los que dependen dichos coeficientes de pérdida de carga son los mismos que para el cálculo de la función de empaquetamiento.

$$M_a := \frac{M_L}{M} \quad A := 4 \cdot \frac{M_a}{\pi \cdot D^2} \quad A_{\text{mas}} := \frac{A}{A_0}$$

Coefficientes de pérdida de carga individuales

$$K_1 := \text{esp} \cdot C_{2\text{ReIlN}^{\circ}} \cdot L_{\text{mas}}^{n_4\text{ReIlN}^{\circ}} \cdot A_{\text{mas}}^{n_5\text{ReIlN}^{\circ}} \quad K_1 = 10.847 \quad \text{pérdidas a través del relleno}$$

$$K_2 := 0.167 \cdot \left(\frac{D}{b}\right)^2 \quad K_2 = 6.84 \quad \text{pérdidas en la envuelta de la torre}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$K_3 := 0.526 \cdot \left(\frac{\text{esp}}{\text{m}} + 1.22 \right) \cdot M^{1.32}$$

$$K_3 = 3.113 \quad \text{pérdidas en la zona de lluvia}$$

$$K_4 := 3$$

pérdidas en separadores de humedad (de 2 a 4)

$$K_5 := 6$$

pérdidas en elementos estructurales (de 2 a 6)

Coefficiente de pérdida de carga total

$$K_{\text{total}} := K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$$

$$K_{\text{total}} = 29.8$$

Pérdida de carga total

$$\Delta P := K_{\text{total}} \left(\frac{A^2}{2 \cdot \rho_{\text{am}}} \right)$$

$$\Delta P = 36.942 \text{ Pa}$$

En este caso "A" es el caudal de aire por unidad de sección de la torre.

10.3.- Cálculo de relación de humedad y la densidad del aire a la salida de la torre

Para el cálculo de la relación de humedad a la salida de la torre se emplea el método de diferencias finitas que se presenta a continuación:

Balance de agua evaporada

$$M_a \cdot d\omega = k \cdot a \cdot dV \cdot (\omega_s - \omega)$$

$$\frac{d\omega}{(\omega_s - \omega)} = \frac{(k \cdot a \cdot dV)}{M_a}$$

Balance de energía

$$M_a \cdot dh_a = M_L \cdot dh_L = k \cdot a \cdot dV \cdot (h_s - h_a)$$

$$\frac{dh_L}{(h_s - h_a)} = \frac{(k \cdot a \cdot dV)}{M_L}$$

Igualando las dos expresiones anteriores queda la siguiente ecuación para el cálculo de la relación de humedad a la salida de la torre por aproximación en diferencias finitas:

$$\frac{d\omega}{(\omega_s - \omega)} = \frac{M_L \cdot dh_L}{M_a \cdot (h_s - h_a)}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$d\omega = \frac{M_L \cdot dh_L \cdot (\omega_s - \omega)}{M_a \cdot (h_s - h_a)}$$

$$d\omega = M \cdot dh_L \cdot \frac{(\omega_s - \omega)}{(h_s - h_a)}$$

Cálculo de la entalpía del aire húmedo, a lo largo del empaquetamiento, para la relación de caudales agua-aire determinada

$$h_a := h_{ain} + C_{pL} \cdot (t - t_5) \cdot M$$

$$h_a = \begin{pmatrix} 1.329 \times 10^5 \\ 1.254 \times 10^5 \\ 1.029 \times 10^5 \\ 8.795 \times 10^4 \\ 6.547 \times 10^4 \\ 5.798 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Cálculo de la entalpía de saturación del aire a lo largo del empaquetamiento

$$h_s := C_{pa} \cdot (t - T_0) + \overrightarrow{[\omega_s [h_g + C_{pv} \cdot (t - T_0)]]}$$

$$h_s = \begin{pmatrix} 1.453 \times 10^5 \\ 1.375 \times 10^5 \\ 1.166 \times 10^5 \\ 1.042 \times 10^5 \\ 8.779 \times 10^4 \\ 8.281 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Cálculo de la entalpía del agua a lo largo del empaquetamiento

$$h_L := h_{Lout} + x \cdot (h_{Lin} - h_{Lout})$$

$$h_L = \begin{pmatrix} 1.547 \times 10^5 \\ 1.499 \times 10^5 \\ 1.358 \times 10^5 \\ 1.263 \times 10^5 \\ 1.121 \times 10^5 \\ 1.074 \times 10^5 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Cálculo de la relación de humedades a la salida por aproximación en diferencias finitas

$$\omega_{out} := \begin{cases} \omega_{out} \leftarrow \omega_{in} \\ \text{for } i \in j - 2 .. 0 \\ \omega_{out} \leftarrow \omega_{out} + M \cdot (h_{L_i} - h_{L_{i+1}}) \cdot \frac{(\omega_{s_{i+1}} - \omega_{out})}{(h_{s_{i+1}} - h_{a_{i+1}})} \end{cases}$$

$$\omega_{out} = 0.042$$

Cálculo de la densidad de salida del aire

Para ello se necesita calcular previamente la temperatura y la constante universal de los gases particularizada para el aire húmedo a la salida

De la expresión de la entalpía de aire húmedo a la salida de la torre se puede despejar la temperatura

$$h_{aout} = C_{pa} \cdot (T_{aout} - T_0) + \omega_{out} [h_{lg} + C_{pv} \cdot (T_{out} - T_0)] \quad h_{aout} := h_{a0}$$

$$T_{aout} := \frac{[h_{aout} + T_0 \cdot (C_{pa} + C_{pv} \cdot \omega_{out}) - \omega_{out} \cdot h_{lg}]}{C_{pa} + C_{pv} \cdot \omega_{out}} \quad T_{aout} = 308.193 \text{ K}$$

Por otra parte la constante universal de los gases a la salida será

$$R_{gm} := R_{ga} \cdot (1 - \omega_{out}) + R_{gv} \cdot \omega_{out} \quad R_{gm} = 294.385 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Si se supone que el aire se comporta como un gas ideal, su densidad responde a la siguiente expresión

$$\rho_{aout} := \frac{P_{atm}}{R_{gm} \cdot T_{aout}} \quad \rho_{aout} = 1.117 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Cálculo de la altura de la torre

Al ser una torre de tiro natural, se deben equilibrar la pérdida de carga calculada, debida en su mayor parte al relleno de la torre y la diferencia de presión que se genera entre el aire frío y seco a la entrada y el aire cálido y húmedo de la salida.

Altura sobre el relleno

$$Z := \frac{\Delta P}{9.8 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} (\rho_{\text{ain}} - \rho_{\text{aout}})} \quad Z = 89.479 \text{ m}$$

Altura de la torre

$$H := Z + \text{esp} + b \quad H = 101.479 \text{ m}$$

11.- Cálculo del caudal de agua evaporada

$$M_{\text{evap}} := M_{\text{a}} (\omega_{\text{out}} - \omega_{\text{in}})$$

$$M_{\text{evap}} = 160.236 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El agua evaporada constituye el siguiente porcentaje del caudal de agua a refrigerar:

$$\%M_{\text{evap}} := \frac{M_{\text{evap}}}{M_{\text{L}}} \quad \%M_{\text{evap}} = 1.87\%$$

12.- Cálculo de la potencia disipada

La potencia disipada consta de dos términos: la potencia térmica disipada por la evaporación del pequeño porcentaje de agua anterior y la potencia térmica por el cambio de temperatura que experimenta el aire de la entrada a la salida de la torre.

$$W_{\text{evap_disipadaTORRE}} := M_{\text{a}} (\omega_{\text{out}} - \omega_{\text{in}}) \cdot h_{\text{fg}} \quad W_{\text{evap_disipadaTORRE}} = 3.617 \times 10^8 \text{ W}$$

$$W_{\text{sensible_disipadaTORRE}} := M_{\text{a}} \cdot C_{\text{pa}} (T_{\text{aout}} - T_{\text{ain}}) \quad W_{\text{sensible_disipadaTORRE}} = 3.2 \times 10^7 \text{ W}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$W_{\text{disipadaTORRE}} := W_{\text{evap_disipadaTORRE}} + W_{\text{sensible_disipadaTORRE}}$$

$$W_{\text{disipadaTORRE}} = 3.937 \times 10^8 \text{ W}$$

$$\%W_{\text{evap_disipadaTORRE}} := \frac{W_{\text{evap_disipadaTORRE}} \cdot 100}{W_{\text{disipadaTORRE}}} \quad \%W_{\text{evap_disipadaTORRE}} = 91.871$$

$$\%W_{\text{sensible_disipadaTORRE}} := \frac{W_{\text{sensible_disipadaTORRE}} \cdot 100}{W_{\text{disipadaTORRE}}} \quad \%W_{\text{sensible_disipadaTORRE}} = 8.129$$

13.- Comprobación de la potencia disipada y el diámetro de la torre a la altura del relleno
Comprobación de la potencia disipada

$$W_{\text{disipadaCOND}} := m_v \cdot q_{\text{COND}}$$

$$W_{\text{disipadaCOND}} = 4.048 \times 10^8 \text{ W}$$

$$\varepsilon := \frac{W_{\text{disipadaCOND}} - W_{\text{disipadaTORRE}}}{W_{\text{disipadaCOND}}}$$

$$\varepsilon = 2.747 \%$$

Comprobación del diámetro de la torre a la altura del relleno

De la fórmula de la pérdida de carga se puede obtener la velocidad del fluido en el relleno, que multiplicada por la densidad a la entrada da como resultado el flujo másico de aire por unidad de superficie estimado.

$$A := \rho_{\text{air}} \cdot \sqrt{\frac{(\Delta P \cdot 2)}{K_{\text{total}} \cdot \rho_{\text{air}}}} \quad A = 1.71 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Con la relación de caudales agua-aire se calcula el flujo másico de agua por unidad de superficie

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$L := M \cdot A$$

$$L = 2.713 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

La sección de la torre será por tanto la relación entre el caudal de agua a refrigerar y el flujo másico de agua por unidad de superficie.

$$\text{Area} := \frac{M_L}{L}$$

$$\text{Area} = 3.159 \times 10^3 \text{ m}^2$$

El diámetro de la torre a la altura del relleno será por tanto:

$$D := \sqrt{\left(4 \cdot \frac{\text{Area}}{\pi}\right)}$$

$$D = 63.422 \text{ m}$$

14.- Cálculo del diámetro de la base de la torre

Para el dimensionado de las torres de tiro natural Chilton (H. Chilton "Performance of Natural Draft water cooling towers" Proc. Inst. Elec. Engrs. Vol. 99 - (1952)), definió un coeficiente de servicio (D_u) que resulta casi constante en el intervalo de operación normal de cada torre. Este coeficiente viene dado por la siguiente fórmula:

$$D_u = \frac{(A_{\text{base}} \cdot \sqrt{H})}{(C \cdot \sqrt{C})}$$

en la que:

A_{base} = área de la base de la torre en ft^2

H = altura de la torre en ft

C = coeficiente de rendimiento (por lo general se toma el valor de $C = 5$)

El coeficiente de servicio (D_u) puede determinarse directamente de las variables de operación de la torre, mediante la ecuación siguiente:

$$\frac{M_L}{D_u} = 90.59 \cdot \frac{\Delta h_a \cdot \sqrt{(0.3124 \cdot \Delta h_a) + \Delta t_0}}{\Delta t}$$

en la que:

M_L = flujo de agua en lb/h

Δh_a = diferencia de entalpías del aire en BTU/lb

Δt = salto térmico del agua en $^{\circ}\text{F}$

ΔT_0 = diferencia entre la temperatura del aire a la salida del relleno y la temperatura seca del ambiente en $^{\circ}\text{F}$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Por lo tanto para el cálculo del diámetro de la base de la torre correspondiente a la altura calculada, se procederá de la siguiente manera teniendo en cuenta las ecuaciones anteriores.

$$T_{\text{aout}} = 308.193 \text{ K} \quad T_{\text{aout_oF}} := T_{\text{aout}} \cdot 1.8 \cdot \frac{1}{\text{K}} - 459.67 \quad T_{\text{aout_oF}} = 95.077$$

$$T_{\text{ain}} = 302.3 \text{ K} \quad T_{\text{ain_oF}} := T_{\text{ain}} \cdot 1.8 \cdot \frac{1}{\text{K}} - 459.67 \quad T_{\text{ain_oF}} = 84.47$$

$$\Delta T_{0_oF} := T_{\text{aout_oF}} - T_{\text{ain_oF}} \quad \Delta T_{0_oF} = 10.607$$

$$h_{\text{aout}} = 57.135 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$h_{\text{ain}} = 24.928 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$\Delta h_{\text{a}} := h_{\text{aout}} - h_{\text{ain}} \quad \Delta h_{\text{a}} = 32.207 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$M_{\text{L}} = 6.801 \times 10^7 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$t_0 = 310 \text{ K} \quad t_{0_oF} := t_0 \cdot 1.8 \cdot \frac{1}{\text{K}} - 459.67 \quad t_{0_oF} = 98.33$$

$$t_5 = 298.7 \text{ K} \quad t_{5_oF} := t_5 \cdot 1.8 \cdot \frac{1}{\text{K}} - 459.67 \quad t_{5_oF} = 77.99$$

$$\Delta t_{oF} := t_{0_oF} - t_{5_oF} \quad \Delta t_{oF} = 20.34$$

$$D_{\text{u}} := \frac{M_{\text{L}} \cdot \text{ft}^{\frac{5}{2}}}{90.59 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \cdot \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{a}} \cdot \sqrt{(0.3124 \cdot \Delta h_{\text{a}}) + \Delta T_{0_oF} \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}}}{\Delta t_{oF}}} \quad D_{\text{u}} = 1.043 \times 10^5 (\text{ft})^{\frac{5}{2}}$$

$$H = 332.936 \text{ ft}$$

$$C := 5$$

$$A_{\text{base}} := C \cdot D_{\text{u}} \cdot \sqrt{\frac{C}{H}} \quad A_{\text{base}} = 6.39 \times 10^4 \text{ ft}^2$$

$$D_{\text{base}} := 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{\text{base}}}{\pi}} \quad D_{\text{base}} = 86.943 \text{ m}$$

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

Por tanto la relación entre la altura de la torre y el diámetro de la base queda de la siguiente manera.

$$\frac{H}{D_{\text{base}}} = 1.167$$

Antendiendo a consideraciones de tipo estructural, el análisis general de estabilidad de una superficie hiperbólica de revolución exige que la relación entre la altura de la torre y el diámetro de la base se encuentre en el siguiente intervalo $1.2 < H/D_{\text{base}} < 1.4$ ("Teoría y práctica de las torres de refrigeración" pág. 87, de Gregorio Torres Triviño, ed. Dossat). Por tanto, asociado a la altura calculada H y escogiendo un coeficiente de 1.2, el diámetro de la base será:

$$D_{\text{base}} := \frac{H}{1.2} \quad D_{\text{base}} = 84.566 \text{ m}$$

15.- Cálculo de la aproximación al bulbo húmedo

Salto térmico y aproximación al bulbo húmedo

Cálculo de la temperatura de bulbo húmedo a la entrada

Se supone $T_{\text{bh}} := 19\text{K} + 273\text{K} \quad T_{\text{bh}} = 292 \text{ K}$

Igualando la entalpía a la del aire a la entrada de la torre se calcula la relación de humedad

$$\omega_{\text{bh}} := \frac{h_{\text{ain}} - [C_{\text{pa}}(T_{\text{bh}} - T_0)]}{[h_{\text{lg}} + C_{\text{pv}}(T_{\text{bh}} - T_0)]} \quad \omega_{\text{bh}} = 0.017$$

La humedad relativa del bulbo húmedo por definición es el 100%

$$\phi_{\text{bh}} := 1$$

Se calcula con los datos anteriores la presión de vapor del aire saturado

$$P_{\text{vbh}} := \omega_{\text{bh}} \cdot \frac{P_{\text{atm}}}{(\delta + \omega_{\text{bh}})} \quad P_{\text{vbh}} = 2.7 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$P_{\text{vsatbh}} := \frac{P_{\text{vbh}}}{\phi_{\text{bh}}} \quad P_{\text{vsatbh}} = 2.7 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Se despeja la temperatura de bulbo húmedo de la ecuación de Clapeyron y se comprueba que coincide con la supuesta inicialmente

Anexo A.3.: Cálculo de la torre de refrigeración de La C.T. de La Robla – Grupo I

$$T_{bh} := \left[\frac{1}{t_{eb}} - \left[\left(\ln \left(\frac{P_{vsatbh}}{P_{eb}} \right) \right) \cdot \frac{R_{gv}}{h_{lg}} \right] \right]^{-1} \quad T_{bh} = 292.214 \text{ K}$$

Salto térmico $\Delta t = 11.3 \text{ K}$

Aprox. al bulbo húmedo $Aprox := t_{out} - T_{bh} \quad Aprox = 6.486 \text{ K}$

16.- Cálculo de la eficiencia de intercambio de la torre

La eficiencia de intercambio de la torre depende de los valores de salto térmico y de la aproximación al búlbo húmedo.

$$\varepsilon_{torre} = \left[\frac{(t_{in} - t_{out})}{(t_{in} - t_{out} + t_{out} - T_{bh})} \right] \cdot 100 \quad \varepsilon_{torre} := \left(\frac{\Delta t}{\Delta t + Aprox} \right) \cdot 100$$

$$\varepsilon_{torre} = 63.534$$