

**INSTITUTO SUPERIOR POLITECNICO
“JOSE ANTONIO ECHEVERRIA”**

CENTRO DE ESTUDIO DE TECNOLOGÍAS ENERGETICAS RENOVABLES

**DETERMINACION DE COEFICIENTES Y RECOMENDACIONES
PARA EL DISEÑO DEL SOBRECALENTADOR DE VAPOR
CONVECTIVO EN CALDERAS BAGACERAS**

Autor: Ing. Roberto Vizcón Toledo

Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”

**TESIS PRESENTADA EN OPCION AL GRADO CIENTIFICO DE DOCTOR EN
CIENCIAS TECNICAS**

Tutor: Dr. CT. Ing. Luís Oliva Ruiz

Año 1997

Año del XXX Aniversario de la Caída del Guerrillero Heroico y sus compañeros

AGRADECIMIENTOS

Sin mi patria, Cuba Socialista digna y soberana, no existirían en mí el esfuerzo y las ansias de superación continua para ponerlas al servicio de nuestro pueblo, tendría entonces que hacer lo que muchos otros que me antecedieron, luchar por la libertad plena del hombre, por eso para ellos, que ofrendaron sus vidas por lo que hoy tenemos y defenderemos, es mi primer reconocimiento.

A la Revolución cubana y a nuestro único y fiel Partido Comunista de Cuba que me ha enseñado a ser cada día mas incondicional a su causa.

A mi tutor y guía Dr. Luís Oliva Ruiz por sus enseñanzas desde tiempos tempranos de mi formación profesional y científica.

A mis compañeros de trabajo de La Universidad de Matanzas y del ISPJAE que colaboraron y me alentaron en todo instante.

A mis alumnos que con su esfuerzo e inteligencia conformaron en mí un profundo amor por mi función educativa en la Universidad y en la vida.

A mi madre, esposa e hijos, quienes han considerado siempre el valor de mi dedicación al trabajo sin esperar a cambio otra cosa que no sea este justo reconocimiento.

A todos aquellos que desde los centrales azucareros y otros lugares han sabido confiar en mi siempre.

RESUMEN

Se partió de la necesidad de contar con los coeficientes requeridos para el diseño de calderas bagaceras que desde hace varios años se vienen investigando y permiten ajustar la proyección de estas instalaciones que en la actualidad están reflejando una dispersión entre la dimensión real y

la necesaria.

El desarrollo de un plan experimental en instalaciones de laboratorio y en calderas industriales permitió obtener modelos estadísticos que expresan el comportamiento de los coeficientes objeto de estudio.

Se determinó de forma indirecta la verdadera magnitud de coeficientes para el diseño del sobrecalentador de vapor convectivo de calderas bagaceras tales como:

- Resistencia Térmica de $4,28 \pm 0,3 \text{ m}^2 \cdot \text{k/kW}$
- Efectividad Calórica de esta superficie de $72,5 \pm 3,9 \%$
- Velocidad óptima de los gases igual a $10,2 \text{ m/s}$
- Período óptimo de sopleteo con vapor de $20,1 \text{ horas}$.

De forma directa se midieron:

- Composición Química, con alto contenido de SiO_2 igual a $66,9 \pm 1,3 \%$
- Fusibilidad de los residuos volantes que no ocurre a temperaturas menores que $1\ 200 \text{ }^\circ\text{C}$

Estos resultados permitieron:

-El redimensionamiento del sobrecalentador de vapor de calderas bagaceras del tipo RETAL a partir del cálculo térmico optimado que propicia un ahorro del $26,4 \%$ de esta superficie y deja abierto el camino para remodelar los sobrecalentadores de vapor de otros tipos de calderas bagaceras, así mismo, permite contar con las magnitudes mas importantes para la proyección óptima de este tipo de superficie calefactora en calderas de mayor capacidad y parámetros del vapor en las que los errores por redimensionamiento serían superiores al calculado.

-El cambio del período óptimo de sopletear las superficies de calentamiento de las calderas bagaceras desde una vez cada 8 horas hasta una vez por día.

-Proponer una metodología computacional para solucionar problemas similares con otras superficies calefactoras y (o) con el uso de otros combustibles.

Según la literatura consultada es la primera vez que se obtienen estos resultados para calderas de bagazo. De particular interés es el menor ensuciamiento de las superficies de calentamiento comparándolo con carbones como la turba. Ésto fue corroborado por: los ensayos de laboratorio con los análisis de composición química y fusibilidad de los residuos volátiles, pues se obtuvieron elevados valores de la temperatura de fusión en correspondencia con el contenido de SiO_2 también alto y con el hecho del mayor tamaño de partículas de los residuos volantes para la combustión del bagazo que propicia el efecto de la desincrustación de los tubos por el lado de los gases.

INDICE

	<u>Pág.</u>
<u>Título</u>	
<u>resumen</u>	
<u>INTRODUCCIÓN</u>	4
<u>Capítulo I.- ANÁLISIS Y CRÍTICA DE LAS FUENTES BIBLIOGRÁFICAS</u>	12
1.1 La Metodología de la Investigación	13
1.2 Problemática del Diseño y la Explotación del Sistema de sobrecalentamiento del vapor en calderas Bagaceras	17
1.3 Los Métodos Experimentales para la Prueba Termotécnica en Calderas Bagaceras	19
1.4 El Bagazo Combustible y los Residuos de su Combustión	20
1.5 Optimización Técnico Económica de la Explotación y el Diseño del Sobrecalentador de Vapor convectivo de Calderas Bagaceras	22
1.6 Procesamiento Computacional y Estadístico de los Resultados de los Experimentos	23
1.7 Incrustaciones en las Superficies Calefactoras	23

<u>Capítulo II.- PARTE EXPERIMENTAL.</u>	29
<u>METODOLOGÍA DE CÁLCULO TÉRMICO.</u>	
<u>PROCESAMIENTO COMPUTACIONAL Y</u>	
<u>ESTADÍSTICO DE LAS PRUEBAS.</u>	
2.1 Parte Experimental	29
2.1.1 Pruebas de Laboratorio	34
2.1.2 Pruebas a Escala Industrial	35
2.2 Metodología de Cálculo	38
2.2.1 Balance Térmico del Generador de Vapor	41
2.2.2 Balance Térmico del Horno	42
2.2.3 Balance Térmico del Festón	43
2.2.4 Balance Térmico de la Cámara de Gas	43
2.2.5 Balance Térmico del Sobrecalentador	44
2.2.6 Optimización de la Velocidad de Gases en el Sobrecalentador	47
2.2.7 Velocidad de Máximo Desgaste en el sobrecalentador	48
2.2.8 Optimización de los Períodos de Sopleteo del Sobrecalentador	49
2.3 Procesamiento Computacional y Estadístico	50
2.4 Conclusiones parciales	51
<u>Capítulo III.- LA DEPOSICIÓN DE LOS RESIDUOS DE</u>	52
<u>LA COMBUSTIÓN SOBRE LAS SUPERFICIES DE</u>	
<u>INTERCAMBIO TÉRMICO Y SU INFLUENCIA EN LA</u>	
<u>EFFECTIVIDAD CALORICA</u>	
3.1 El Equilibrio Deposición-Desprendimiento de las Incrustaciones sobre los Tubos por el Lado de los Gases en Sobrecalentadores de Vapor de Calderas Bagaceras	52

3.2 Resultados de la composición química y fusibilidad de los residuos volátiles en la zona convectiva de los sobrecalentadores	53
3.3 La Efectividad Térmica del Sobrecalentador de Vapor	58
3.3.1 Resultados de la determinación de la Resistencia Térmica y la Efectividad Calórica	63
3.4 Influencia del Tiempo entre los Sopleteos en el Rendimiento de la Caldera	65
3.5 Conclusiones parciales	68
<u>Capítulo IV.- ANALISIS Y CALCULO TECNICO ECONOMICO DE LA EXPLOTACION Y DISEÑO DEL SOBRECALENTADOR DE VAPOR EN CALDERAS BAGACERAS</u>	69
4.1 Diagnóstico de la Caldera #6 del CAI “Cuba Libre”	70
4.2 Diagnóstico de la Caldera #3 del “CAI España Republicana”	71
4.3-Diagnóstico Generalizado de la Caldera Bagacera con Sobrecalentamiento del Vapor	72
4.4 Evaluación técnico económica de los resultados alcanzados	74
4.5 Conclusiones parciales	78
4.6 Vías futuras de desarrollo del trabajo	78
<u>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</u>	80
Conclusiones	80
Recomendaciones	83
<u>SIMBOLOGÍA</u>	85
<u>BIBLIOGRAFÍA</u>	90

ANEXOS

- [1; Listado de ecuaciones y variables del programa principal CATECA.](#) (20 pág.)
- [2; Datos tomados durante las pruebas y los resultados de variables calculadas por el programa principal CATECA.](#) (6 pág.)
- [3; Pruebas de validez de los modelos estadísticos obtenidos y sus límites de utilización.](#) (13 pág.)
- [4; Composición Química y fusibilidad de los residuos volátiles de la combustión del bagazo.](#) (2 pág.)
- [5; Análisis de errores de las mediciones](#) (2 pág.)

INTRODUCCION

En las escrituras del código Manú, que data de 1 000 años a.n.e. existen referencias de la existencia de la caña de azúcar, /86/ y a partir del año 327 a.n.e. según los escribas de Alejandro Magno, se tiene conocimiento sobre su existencia en la India, /61/, la que se trajo a América en el segundo viaje de Colón, entrando por Santo Domingo. No fueron hasta el siglo XVI las primeras manifestaciones del comercio de azúcar de Cuba con Europa. Las primeras estadísticas de la producción de caña en Cuba datan del 1550 /95/, claro está en su forma tecnológica más primaria, en la cual los recipientes calefactores utilizaban desde entonces el combustible orgánico.

La humanidad en nuestros días necesita aún consumir grandes cantidades de combustible orgánico para generar la energía necesaria para la vida, por ejemplo en 1990 se consumió mundialmente, según /7/, ver **figura I.1:**

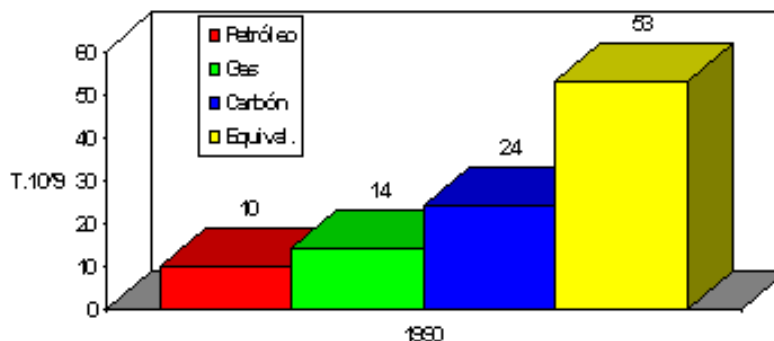


Fig.I.1 Consumo mundial de portadores energéticos en 1990, expresando el equivalente en toneladas con calor específico de combustión igual a 32 800 kJ/kg.

En Cuba se consumían anualmente entre 12 y 13 millones de toneladas de petróleo antes del inicio del período especial (1991). El 60% de este petróleo se combustiona en las 3187 calderas instaladas nacionalmente /81/. En la actualidad la cifra del consumo es alrededor de 6 millones de toneladas, si se compara con el equivalente de petróleo que ofrece *el bagazo*, 4 millones de toneladas, se aprecia la necesidad de ahorrar este último, más aún si se consideran los diferentes usos que tiene tales como: alimento animal, en la industria química, etc.

Estos elevados consumos de combustible orgánico conllevan a daños ecológicos de diferentes tipos, según /7/ se contabilizan en la actualidad 36 tipos de daños entre los que se encuentran efectos sobre:

- Seres humanos y animales
- Recursos forestales
- ecosistema acuático
- contaminación ambiental
- cambios climáticos
- nivel del mar
- acción de invernadero, etc.

Los costos de estos daños ascienden al 0,33% de los gastos en combustible, es decir que por cada peso gastado en compra de combustible se deben gastar 0,33 pesos adicionales para atenuar los daños provocados /7/. Esta realidad refleja la necesidad de emplear de manera eficiente los

portadores energéticos, principal y no únicamente los países desarrollados que son los mayores derrochadores /27/ , con el objetivo de preservar el mundo en que vivimos, tal como señalara Fidel en la Cumbre de Bahía en Brasil en 1993.

Las condiciones científico técnicas actuales y el período especial en tiempo de paz que vive el país propician el desarrollo de trabajos conducentes a incrementar la eficiencia energética y económica de la industria.

El camino por la autosuficiencia energética emprendido por Cuba ha dado avances, logrando ya alcanzar la provincia de Matanzas /81 y 82/ producir ella misma el 64 % de la energía consumida. El país lucha no sólo por alcanzar la independencia económica, sino también por la independencia energética, sin esta última se hace casi inalcanzable la primera en el mundo de nuestros días /82/.

"...Existen amplias reservas para intensificar el ahorro de los portadores de energía, particularmente el bagazo de la caña de azúcar, con medidas organizativas, tecnológicas de mantenimiento y otras, que a veces pueden requerir la realización de inversiones relativamente pequeñas para su aplicación..." /119/.

"...La Agroindustria Azucarera continuará siendo nuestra principal fuente de ingresos de divisas..." /119/.

La comprensión cabal del enunciado anterior está dada por el hecho de que en Cuba existen más de 150 fábricas azucareras que garantizan, en condiciones normales, la producción de alrededor de 8 millones de toneladas del producto anualmente, para lograr ésto se requiere moler casi 68 millones de toneladas de caña de la cual se obtienen 17 millones de toneladas de bagazo aproximadamente, utilizándose la mayor parte del mismo como combustible de la referida industria.

La Cumbre Solar Mundial desarrollada en Harare tuvo su esencia en el mejor uso de la energía renovable, siendo el bagazo de la caña de azúcar un importante portador energético que allí se presentó.

Este bagazo representa un equivalente de alrededor de 4 millones de toneladas de petróleo que el país no requiere de su importación cada año para el funcionamiento de su principal proceso productivo.

El bagazo de la caña de azúcar, como subproducto en la producción fabril, es un portador energético de bajo potencial calorífico dado por su alto contenido de agua que es aproximadamente el 50 %, no presenta prácticamente azufre, las cenizas no superan por lo general el 4 % y es quemado sobre parrillas y (o) en suspensión dentro de los hornos en sus diversas formas.

Los albores del perfeccionamiento de las calderas de bagazo cubanas vienen desde la primera caldera bagacera de nuevo tipo /109/ de 25 toneladas por hora montada en 1968 en colaboración con la otrora RDA., desarrollándose a partir de entonces de forma acelerada la experiencia en esta rama por parte de los ingenieros, técnicos, y obreros calificados cubanos. En todo este período los centros de enseñanza y de investigaciones han colaborado en tan importante tarea por lo que con el decursar de los años se ha logrado una relación de integración **DOCENCIA-INVESTIGACION-PRODUCCION** acorde al nivel de desarrollo del país.

“...La lucha contra la ineficiencia energética en la principal industria cubana se torna por tanto cada vez más aguda y especializada...” /115/, baste saber que durante la zafra azucarera 90-91 se reflejó una tendencia al aumento del tiempo perdido en el área de generación de vapor motivado por roturas o interrupciones operativas alcanzándose valores cercanos al 3% /154/ y según el mismo analista Varela Pérez /155/ en la zafra del 95-96 ascendió al 11,5 % el tiempo perdido en industria, en estos problemas subyacen causas tales como deficiencias en el diseño y explotación de las calderas.

Por tanto, luego de 23 años de instalada la primera caldera de nuevo tipo se dan condiciones para el diseño y construcción de otras con mayores capacidades y rendimientos más acordes al avance tecnológico actual y a las necesidades del país.

El país cuenta 3187 calderas, de ellas 858 son de la industria azucarera /82/. La provincia de Matanzas cuenta con 202 calderas /160 y 161/, de las cuales 115 son del MINAZ siendo de estas últimas 15 del tipo RETAL (ver **Fig.I.2**) y el resto son con hornos de herradura las que de modo general se encuentran en mayor número en el país.

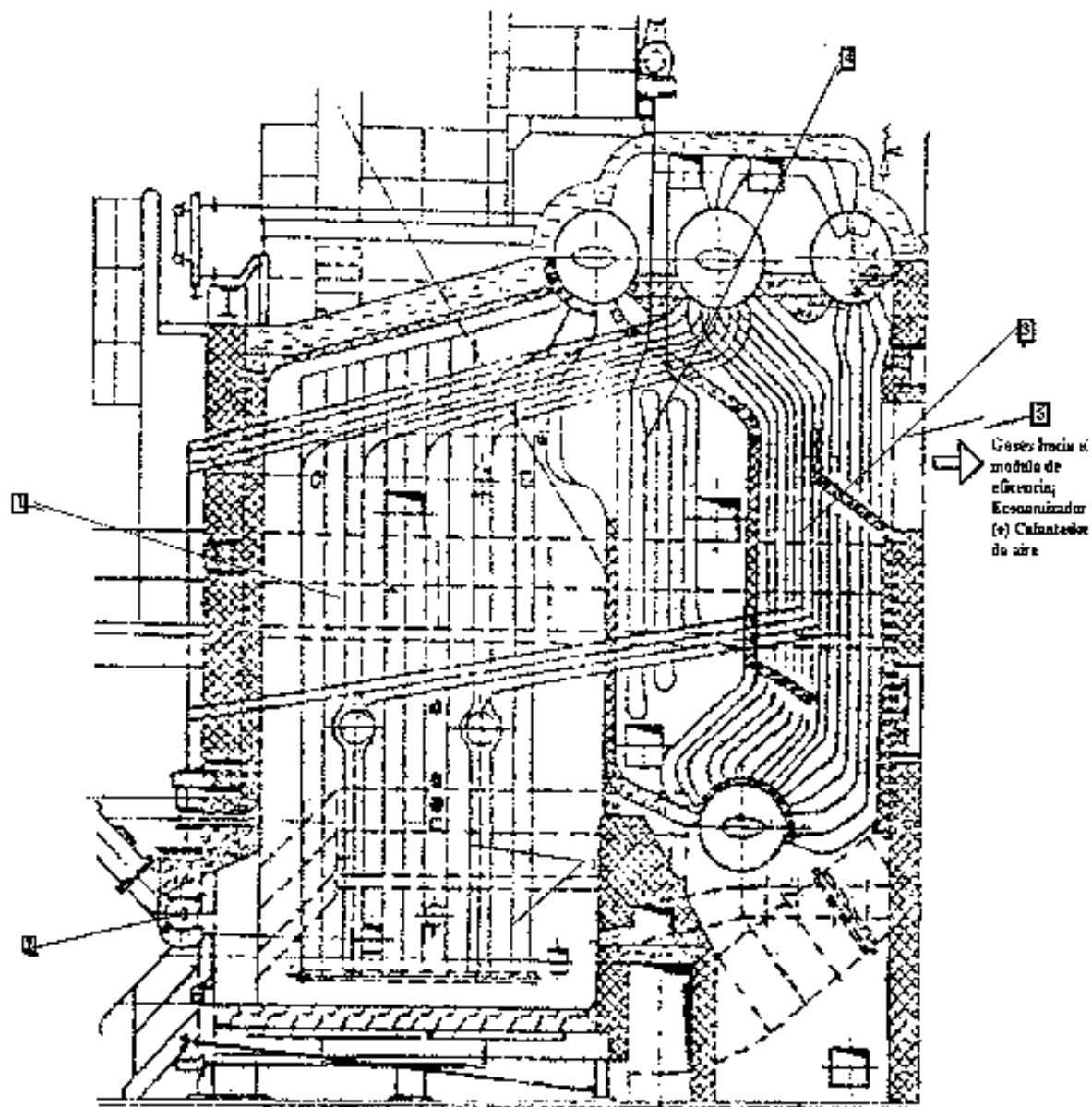


Fig.I.2 Esquema de la Caldera RETAL. 1-Horno de cámara con parrillas basculantes en su piso; 2-Lanzador mecánico o neumático de bagazo; 3-Superficie evaporativa del tipo de paredes de agua radiantes y de haces de tubos convectivos entre 4 domos (uno inferior o de fango); 4-Sobrecalentador de vapor convectivo a la salida del horno; 5-Economizador y (o) calentador de aire, como superficies recuperadoras de calor, o módulos de eficiencia, o también llamadas superficies de cola.

En la zafra 95/96 la provincia de Matanzas gastó para producir 436 912 toneladas de azúcar crudo 14,8 \$ (USD) por tonelada por el concepto de portadores energéticos /63/ siendo una parte

importante de éstos en el área de generación. La caldera produce 45 toneladas por hora de vapor sobrecalentado a 320 °C y 1,9 MPa, no obstante estos indicadores de capacidad difieren en dependencia de las condiciones tecnológicas de cada central adaptando la caldera a las mismas.

Actualmente el país mantiene su decisión de mejorar el aprovechamiento energético de los CAI, ejemplo de ello son los trabajos del Instituto Superior Politécnico “Julio Antonio Mella” en : propuestas de nuevos tipos de hornos para combustionar el bagazo; caracterización del bagazo como combustible (además de los trabajos de la UCLV, Camagüey y La U.M.); los que ha desarrollado la EDIMEC, y otros no sólo en el área de calderas.

La Empresa de Diseño Mecánico del Minaz (EDIMEC) planteó a la Universidad de Matanzas desde 1985, amparado bajo contratos económicos la solicitud de estudiar los coeficientes característicos del bagazo combustible para lograr condiciones de diseño y explotación más racionales en las calderas que se encuentran en funcionamiento y creando condiciones para la proyección de instalaciones de generación de vapor de mayores capacidades y rendimientos. En esta dirección se iniciaron estudios del Horno, Sobrecalentadores y Superficies Convectivas de calderas bagaceras, concluyéndose parte de los trabajos comprometidos.

Las mejoras a las calderas bagaceras continúan, y es su sobrecalentador de vapor la base experimental que conduce al objeto de la investigación que se expone.

Es imprescindible expresar que en la medida que se incrementen los parámetros de trabajo del vapor, crece también la parte del calor útil que se debe intercambiar en el sobrecalentador de vapor. Esta superficie de calentamiento surgió en 1860 aproximadamente 100 años después de la construcción de las primeras calderas./110/.

En la actualidad lograr reducir los consumos de energía en calderas es una tarea que se logra en 2 direcciones /34/ :

- Mediante ajustes de operación y (o) remodelación.
- Empleo de superficies de COLA, o de bajas temperaturas.

Resulta necesario establecer de forma primaria, el ***problema a resolver***, ésto es: crear condiciones para un diseño más racional del sobrecalentador de las calderas actuales y las

de mayores capacidades que se proyecten según interés de la EDIMEC y evitar los calentamientos excesivos del vapor y con ello las roturas que presentaban los tubos por reducción de la resistencia mecánica a elevadas temperaturas /101 y 167/.

La **HIPOTESIS** planteada es:

Las calderas bagaceras cubanas se han diseñado con sobredimensionamiento o gigantismo y esta situación se acrecienta con los aumentos de las capacidades y parámetros del vapor proyectados, según ya fue expresado por el autor con anterioridad /159/. Se considera la presencia de incrustaciones por el lado de los gases con niveles cuantitativos más bajos que para los combustibles fósiles explotados, lo que permitirá compactar estas superficies. El tiempo que debe transcurrir entre dos sopleteos consecutivos será mayor, de modo que la explotación resulte más económica y no tomar los criterios existentes para otros combustibles.

La solución de los problemas antes descritos y de la hipótesis planteada conllevan al **objetivo de la presente tesis**, a saber:

“Determinar los coeficientes necesarios para el cálculo térmico optimado y elaborar recomendaciones para el diseño y la explotación de los Sobrecalentadores de Vapor Convectivos en Calderas Bagaceras”.

Para ello se desarrollaron las tareas siguientes:

- Determinar la composición físico-química y la fusibilidad de los residuos volátiles producto de la combustión del bagazo;
- Precisar la resistencia térmica de la incrustaciones por el lado de los gases, así como la efectividad calórica del sobrecalentador;
- Solucionar el problema de los excesivos calentamientos del vapor mediante modificaciones constructivas y de explotación del Generador de Vapor;
- Determinar técnico económicamente la velocidad de los gases
 - Calcular y proponer el período óptimo de limpieza por sopleteo con vapor del sobrecalentador.

Las vías para acometer la investigación tuvieron su base experimental en trabajos realizados a escala de laboratorio y de calderas industriales.

Los resultados obtenidos son factibles de ser aplicados por la EDIMEC y el MINAZ en la construcción de las calderas bagaceras, en la proyección de otras de mayores capacidades, así como en modificar las condiciones de explotación de las que se encuentran en funcionamiento, o las que continúan instalándose como parte del plan de modernización de la principal industria cubana /115/.

CAPITULO I

ANALISIS Y CRITICA DE LAS FUENTES BIBLIOGRAFICAS

La búsqueda, selección y estudio de la experiencia acumulada en temáticas tales como: el bagazo combustible y los residuos de su combustión; las calderas bagaceras y los requerimientos para su diseño y explotación basados en criterios de optimización técnico-económica; los métodos experimentales para la realización de pruebas termotécnicas a los generadores de vapor; los métodos de procesamiento computacional y estadístico de las mediciones y lo que es más importante los problemas presentados durante la explotación de calderas bagaceras tomados éstos de:

Los criterios vertidos por obreros, técnicos y profesionales de la industria azucarera y la empresa de diseño mecánico del MINAZ (EDIMEC).

La experiencia profesional del grupo de investigación de generadores de vapor en su labor dentro de la Industria Azucarera.

Resultó ser sin dudas una tarea ardua y de interés lo cual permitió diseñar la metodología de la investigación, de ahí que se pase a continuación a discutir los aspectos principales encontrados, no sin antes reconocer que son muchos los artículos de los científicos cubanos que revisten gran importancia.

Es por tanto el objetivo de este primer capítulo referenciar el estado del arte concerniente a la influencia y determinación de los procesos de incrustación en las condiciones del intercambio térmico en las superficies de calentamiento de los generadores de vapor

1.1 La Metodología de la Investigación

Las ideas de nuestro maestro José Martí /87/ , con su luz de estrella, sirvieron de motivación y vehículo para la investigación que se presenta, éstas son:

“...se equivocaría el que supiese que la simple realización de un experimento es un razonamiento inductivo, que nos revela, sin más trabajo, las leyes de la naturaleza.....Para poder por medio de observaciones y experimentos aprender las leyes de la naturaleza y prever los acontecimientos venideros, debemos de aplicar el proceso de generalización.....mucho juicio y habilidad se requieren para generalizar con corrección, porque todo depende del

número y carácter de los casos sobre los cuales razonemos...

El ciclo de investigación se debe plantear comenzando con la formulación del problema, proposición de hipótesis, experimentación y modelación, contrastación y validación y por último la generalización aparejado con el planteamiento de un nuevo problema. La determinación de los coeficientes estudiados se deben someter a “***...contrastación dura no laxa ...***” según Bunge en /21/, así como la aceptación de las hipótesis deben ser parcialmente verdaderas en los límites de cada experimento realizado.

La construcción y explotación de calderas bagaceras como una realidad de Cuba comenzaba a dejar de plantearse el problema del estudio de los coeficientes característicos del bagazo como combustible y es en ese preciso momento en que esta investigación comenzó a jugar su papel, al decir de Bunge /21/.

Fue necesario el estudio de los métodos existentes para calcular la resistencia térmica de las incrustaciones y la efectividad calórica del sobrecalentador tal como se aprecia en /2, 14, 70, 75, 93, 125, 129 y 140/, cuyos trabajos calculan tanto directa o indirectamente estas propiedades.

Ante la gran envergadura de construir instalaciones de laboratorio que permitieran reproducir a escala el intercambio de calor con la confiabilidad necesaria y lo poco avanzado de los métodos de la modelación matemática de los procesos de sedimentación provocada por gases polvorientos en bancos de tubos, se eligió el ensayo en instalaciones industriales, entiéndase en este caso pruebas de calderas que se encuentran en funcionamiento.

Para estos casos es necesario proceder al análisis dimensional del experimento a escala industrial que se llevaría a cabo, ya que según Shames /135/ y Sotolongo/141/, las ecuaciones que describen fenómenos físicos pueden obtenerse racionalmente de leyes básicas derivadas de los experimentos y aunque el proceso de transmisión del calor en la superficie estudiada ha sido caracterizado antes para otros combustibles como los petróleos y carbones, en ninguno de los trabajos publicados al respecto se apreció la aplicación del análisis dimensional.

Knudsen /72/ plantea la notable influencia del factor de deposición en el diseño y operación de los intercambiadores de calor, lo cual coincide con el autor en su estudio para los hornos de calderas bagaceras en /159/, donde se procedió a realizar un análisis ponderado por computación de todas las variables que inciden en el cálculo de los parámetros objeto de estudio, y se concluyó que es la efectividad calórica la más importante.

Trabajos similares con ensayos rigurosos a escala de la industria han sido desarrollados por científicos cubanos y extranjeros, de estos últimos los más relevantes son: modificación de la ecuación teórico empírica de Gurvich para calcular la superficie del horno de calderas de grandes capacidades, la que fue ajustada por Duboskii y Blokh /44/; cálculo de la resistencia térmica de las incrustaciones en los sobrecalentadores de vapor radiantes realizados por Abrytin y Efimov /2/, donde al igual que en /76/ se considera que la resistencia térmica de mayor influencia en los tubos de sobrecalentamiento del vapor es la aportada por la sedimentación por el lado de los gases, no tomándose en cuenta la que aporta el vapor ni la propia del acero de los tubos.

Por último, los trabajos de Bogamolov /17/ y Shullman /137/ sobre la influencia del tiempo de operación y el contenido de cenizas del combustible, en la magnitud de las incrustaciones de los sobrecalentadores en explotación industrial.

Si bien es cierto que la reproducción a escala de laboratorio y (o) la modelación matemática del proceso de la sedimentación sobre superficies de intercambio térmico por el lado de gases es muy difícil de alcanzar, existen trabajos que han iniciado este empeño y logrado los primeros éxitos, ejemplo de ello son los trabajos de Belov /14/ y de Beér /132/. Este último parte del trabajo con el microscopio electrónico de barrido (rastreado) por control computarizado y el análisis automático de imágenes continuas, proponiendo incluso coeficientes de corrección para los depósitos formados, en dependencia de la relación contenido de cenizas respecto al valor calórico del combustible.

Los trabajos antes descritos fueron desarrollados para calderas combustionado carbón y petróleo.

El tamaño muestral, entiéndase cantidad de experimentos a planificar, fue objeto de una amplia

búsqueda de referencias, entre las que se señalan los trabajos de Zayats /166/, Muller /97/, Orofino /102/, Spiegel /138/, Márquez /84/, y Ramírez /117/.

En este último partiendo de los trabajos de Chernova referidos en /117/ y otros se concluye que en instalaciones industriales en las que no se pueden preestablecer cambios en los parámetros operacionales es posible aplicar los conceptos del diseño experimental pasivo con el cuidado de no utilizar intervalos de tiempo entre mediciones elevados para evitar envejecimiento del experimento.

El total de mediciones de las pruebas a escala de laboratorio se puede determinar según la distribución tStudent y la de χ^2 , en esta última para cuando sean menos de 30 observaciones o muestras /84 y 139/.

El plan de los experimentos a realizar debe satisfacer las leyes de variación que se investigan, en este sentido existen dos alternativas, realizar un diseño experimental activo /82/ o pasivo /117/. Se contaban con 2 posibles opciones, éstas son:

La primera hacer un diseño experimental según Márquez /84/ y prefijar los parámetros de explotación que debían ser constantes o variar según fuera necesario, este tipo de diseño experimental activo en condiciones de ensayo industrial no son posibles pues presuponen el trabajo de las calderas en regímenes de trabajo que por instantes no darían respuesta a las demandas de vapor del central azucarero;

Por tal motivo se podría escoger:

La segunda, es decir realizar un diseño de experimento pasivo según Chernova /117/. con la particularidad de no imponer por el investigador cambios de parámetros operacionales, determinado el tiempo entre mediciones y el tiempo total de Prueba con el consiguiente análisis estadístico.

El método de diseño pasivo de experimentos parte de relacionar el tiempo de los intervalos entre mediciones (dt) con el tiempo total de pruebas (dT) a partir de una probabilidad de aceptar los resultados del experimento (P) y una probabilidad de ocurrencia de las mediciones en los intervalos máximo y mínimo seleccionados por el histograma de cada variable (p), su ecuación de relación es:

$$dT = 991,93 - 1077,75 \cdot P - 48,14 \cdot \left(\frac{dt}{p}\right) + 54,83 \cdot P \cdot \left(\frac{dt}{p}\right); \text{ horas} \quad (1)$$

Válida para $180 \geq dt/p \geq 8$ y $P \geq 0,95$

Donde:

dT es el tiempo total del experimento

dt es el período de tiempo entre mediciones

p es la probabilidad de caída del parámetro medido en los intervalos más pequeño y mayor del histograma confeccionado

Calculándose el número de mediciones (N) por la ecuación:

$$N = 1 + (dT/dt) \quad (2)$$

El proceso anterior se hace para cada variable y se toma el número mayor de mediciones.

En este método se propone además que en aquellos casos que el error relativo experimental sea superior al 10 %, el tamaño muestral puede ser igual a 96 para una probabilidad de aceptación del experimento P=95 %.

Según Preobrazhensky /114/, en el cálculo de las mediciones indirectas se calcula el error sistemático a partir de la clase de precisión de los instrumentos y el error casual por la varianza de las mediciones directas y del estadígrafo de Student, utilizando la ecuación matemática en derivadas parciales que los relaciona. Se propone el criterio de Romanovsky para eliminar posibles mediciones erróneas, calculándose el error experimental total obtenido de las mediciones.

1.2 Problemática del Diseño y la Explotación del Sistema de Sobrecalentamiento en Calderas Bagaceras

El generador de vapor como instalación transformadora de energía juega un papel vital en el trabajo eficiente, seguro y prolongado de una planta de fuerza, calor o combinada. En la industria azucarera cubana es parte del **eslabón más débil** de la cadena del proceso fabril.

Según Pérez G. /108/ y Oliva R. /101/ en Cuba los generadores de vapor bagaceros más potentes tienen parámetros del vapor de 1,9/320, Mpa/⁰C tal es el caso de la RETAL y 2,8/350, Mpa/⁰C como es en la RETO Alemana de 1ra. Generación. En estas calderas la parte del calor que se intercambia en el sistema de sobrecalentamiento convectivo es de 11 % y 14 % respectivamente, lo cual denota la necesidad de sólo utilizar superficies convectivas a la salida del horno, tal como están actualmente. Incluso en el caso que se desarrolla por la EDIMEC actualmente, la caldera RETO de 2da. generación con parámetros del vapor 3,0/380, Mpa/⁰C, la parte de calor transmitido es del 20 % en el sobrecalentador, aunque con una menor superficie evaporativa, pero aún con tubos evaporativos entre domos. Este análisis permite constatar la importancia de la precisión del diseño del sobrecalentador convectivo de las calderas bagaceras pues, mientras no se logre elevar la calidad del bagazo como portador energético (situación esta presente en la industria azucarera a nivel mundial), mediante los procesos en estudio tales como: presecado, peletización, gasificación, etc., no se podrá elevar los campos de temperaturas en el horno lo suficientemente como para utilizar el sobrecalentamiento radiante del vapor.

Los problemas de su bajo rendimiento de operación y valores altos e inestables de la temperatura de sobrecalentamiento del vapor han sido estudiados y solucionados temporalmente, exponiéndose acertadamente pero de forma incompleta, causas tales como: cambio de capacidad de trabajo, temperaturas de los gases de salida del horno elevadas, etc. pero no se han mencionado las posibles imprecisiones del diseño, por lo que los trabajos de Castellanos /26/ y Cortés /37/ en Cienfuegos y Camagüey respectivamente, y otros, sirvieron como punto de referencia en esta investigación

En las publicaciones de Barroso /8/ se manifiesta que en ningún caso la temperatura de los gases a la salida del horno (ϑ_{SH}) es superior a los 1050 °C, por lo que esta causa es poco probable. Conclusiones similares obtiene Quintana /116/ en su tesis y también obtuvo modificaciones al método de balance térmico del generador de vapor dado el fenómeno de la Postcombustión Química..

Otro problema frecuente es que el vapor sobrecalentado no ha alcanzado la temperatura de diseño tal como se demostró en /11/ y en ello influyó el hecho de no realizar con la frecuencia

mínima la limpieza de los sobrecalentadores utilizando los sopletes de vapor. Se señala al respecto que no existe hasta el presente una indicación fundamentada sobre los períodos de limpieza de las superficies de calentamiento convectivas para las calderas bagaceras.

Con relación a los valores excesivos de la temperatura de sobrecalentamiento del vapor se plantea por el autor /159 y 162/ que una nueva causa es la debida a que los cálculos de transferencia de calor de la superficie parten de utilizar valores de la resistencia térmica de las incrustaciones por el lado de los gases o de la efectividad calórica diferentes a los reales.

En las investigaciones de Barroso /8/, Beatón /11/, y otros se plantea como causa de mayor peso en los bajos rendimientos de caldera la de no trabajar con el exceso de aire óptimo (α) para la combustión, lo cual es cierto, pero ellos no mencionaron la influencia que ejerce en el rendimiento de caldera (η) un proceso de limpieza de las superficies poco riguroso.

Siguiendo entonces un razonamiento similar al expresado en /159 y 163/ y considerando que los incrementos de la temperatura de los gases de salida del generador de vapor puedan estar asociados al crecimiento del espesor de sedimentos cuando no es sopleteado el sobrecalentador con la regularidad requerida se produce entonces un incremento en el consumo de combustible por el aumento de la pérdida de calor con los gases de escape (Q_2).

1.3 Los Métodos Experimentales para la Prueba Termotécnica en Calderas Bagaceras

La industria azucarera cubana cuenta con fábricas de azúcar en las cuales su proceso tecnológico demanda el vapor por picos, ésto hace que las calderas instaladas en las áreas de generación de vapor deben ser capaces de satisfacer estas condiciones, por lo cual la explotación de las mismas es con cambios frecuentes en la generación de vapor.

En la revisión de la literatura especializada para estos casos se recomienda por Ctirienskii /40/ y Triombovliya /147/ criterios ya empleados por Barroso /8/, Beatón /11/ y otros, los cuales parten de considerar que la prueba de la caldera se encuentra dentro de los límites de un régimen estacionario dado, siempre que los parámetros fundamentales que caracterizan el régimen en cuestión se

mantengan dentro de los límites de variación que se expresan en la **tabla I.1.** siguiente:

Tabla I.1. Variación permisible de los parámetros del Generador de Vapor que opera en condiciones de régimen estacionario

variación del flujo de vapor.	10%
variación de la temperatura del vapor sobrecalentado.	4%
variación de la presión del vapor sobrecalentado.	3%
variación del exceso de aire en los gases salida.	3%
variación de la temperatura del agua de alimentar.	3%

El tipo de prueba termotécnica que se debe realizar generadores de vapor objeto en estudio es de II clase (balance o explotación) las que requieren el uso de instrumentos con una clase de precisión desde 0.5 hasta 1.5, según /11/.

Para calcular la eficiencia bruta de operación del generador de vapor (η) se recomienda el uso del método propuesto por Barroso en sus curvas de operación de la caldera RETAL /22/ y es conveniente compararla con el método de Hugot /60/ dado lo universal de este último.

1.4 El bagazo Combustible y los residuos de su Combustión

Este portador energético ha sido estudiado por investigadores cubanos y extranjeros. La composición química de los residuos volátiles (volantes) producto de la combustión del bagazo guardan una relación con el grado de incrustación exterior de los sobrecalentadores según /162 y 163/.

Los trabajos de Lam /77/, Horst /59/, y Recio /118/ relativos a la composición química de las cenizas del bagazo expresan elevados contenidos de compuestos de alta temperatura de fusión tales como: SiO_2 , CaO , MgO , y Al_2O_3 .

Por otra parte Iglesias /62/ y Belocielskii /12 y 13/ explican que cuando se quiere caracterizar las cenizas de un combustible se debe evaluar ésta de acuerdo a las zonas de temperaturas donde se encuentran.

Esteban /49/ caracterizó los residuos volantes (volátiles) productos de la combustión de algunos petróleos y carbones por la importancia industrial de éstos, ratificando lo planteado en /49 y 62/ en lo relativo a la diferente composición de estos residuos respecto a las cenizas del combustible correspondiente. Por tanto los resultados que se alcancen para las cenizas del bagazo en la zona de los sobrecalentadores son novedosos.

Otra propiedad del bagazo utilizada fue su composición elemental dada en los trabajos de Hugot /58/, Ullman /145/, Mansol /83/, Jenkins /64/, Barroso /8/, etc., en las cuales se expresa que a partir de conocer el contenido de humedad del bagazo, y su composición elemental es factible determinar el calor específico de combustión (valor calórico) y volúmenes de los gases para este combustible.

De gran interés son también los trabajos de Roque /123/ en la caracterización termofísica del bagazo y de Pacheco /103/ en el estudio de granulometría, densidad y otras propiedades físicas del mismo combustible.

1.5 Optimización Técnico Económica de la Explotación y el Diseño del Sobrecalentador de Vapor de Calderas Bagaceras

Andriuchenko /4/ propone un método acertado para optimización estática y analítica del diseño de sobrecalentadores de vapor convectivos para carbón y petróleo en el cual partiendo de los gastos totales anuales de explotación se optimiza la velocidad de los gases en el sobrecalentador utilizando las ecuaciones de la resistencia térmica (ϵ) en función de la velocidad de los gases (WG).

La velocidad de máximo desgaste calculada según Subottin /142/ permite comprobar la inexistencia del desgaste erosivo acelerado.

Las investigaciones de Zarrabí /167/ demuestran como el proceso del desgaste de las superficies de calentamiento en calderas tiene doble causa, debido a la corrosión y la erosión, la primera no es de gran significación en estas calderas dado el bajo valor de elementos químicos causantes de ello como es el azufre.

Las ecuaciones de los gastos totales anuales de explotación tomadas en su forma general de Portuondo /113/, permiten obtener los gastos mínimos en función del tiempo entre 2 sopleteos consecutivos.

La cuantificación de la influencia que tiene en estos resultados el precio del petróleo crudo, por su equivalente con el bagazo como portador energético /53 y 63/, está presente en todos nuestros Ingenios Azucareros que generan electricidad a partir del bagazo sustituyendo parcial o totalmente el consumo de energía del sistema electroenergético nacional (SEN).

Es una situación real en nuestra Industria Azucarera el hecho de que no se sopletea con la frecuencia indicada las superficies de calentamiento /161/ con el consiguiente malgasto de bagazo, y otras que incluso tienen períodos de sopleteo (τ) que van desde 4 a 8 horas, en condiciones normales, por lo cual la cuantificación de estas pérdidas en la tesis debe contribuir a la toma de conciencia en tal sentido.

Debe expresarse sin embargo, que pese a la rotura de muchos sopletes de vapor en las calderas que incrementan el problema de no realizar las limpiezas de los tubos con la frecuencia indicada, en ningún caso /161/, se reportan casos de obstrucción total del paso de gases ni de incrementos inadmisibles de las caídas de presión., lo que induce a pensar en un proceso de incrustaciones por el lado de gases no tan intenso como ocurre para otros combustibles, casos estos que de presentarse conllevaría a la parada urgente o en breve plazo del generador de vapor.

1.6 Procesamiento Computacional y Estadístico de los Resultados de los Experimentos

El TK-SOLVER /151/ es un paquete matemático muy conveniente para la programación de metodologías de cálculo en problemas de Ingeniería, ofrece errores ínfimos y tiene posibilidad de cambiar fácilmente el carácter de las variables respecto a si son de entrada o salida. No se pudo utilizar otros paquetes de computación como el propuesto por Sabadí /128/ por no tener en cuenta éste particularidades del bagazo combustible.

El TK-SOLVER permite realizar todos los cálculos teóricos necesarios así como los gráficos

de los modelos matemáticos obtenidos.

El procesamiento estadístico por los PPCP MICROSTA /45/, STATGRAFT /105/ y STATISTICA /144/, permiten obtener los modelos matemático estadísticos que expresan el comportamiento de los parámetros de explotación del generador de vapor RETAL. En todos los casos se debe realizar las pruebas de validez de los modelos que se obtengan por los investigadores.

1.7 Incrustaciones en las Superficies Calefactoras

En la experiencia científica anterior hallada en la literatura del tema, encontramos trabajos que se pueden considerar como los clásicos contemporáneos del estudio sobre las incrustaciones de las superficies de calentamiento, sus efectos, control y cálculo de las magnitudes que caracterizan la transferencia de calor. Por otra parte casi paralelamente se realizaron estudios sobre composición físico-química y fusibilidad de cenizas volantes por otros investigadores pero en ningún caso se nota la coincidencia de los trabajos de transferencia de calor con los de análisis químico, pese a la notable correspondencia que existe entre ambas líneas de estudios.

Entre los trabajos de la línea de transferencia de calor se señala que a partir de la segunda mitad del siglo XX es que se reconoce la necesidad de investigar de forma particularizada los efectos de la formación de incrustaciones sobre las superficies de transferencia de calor, ya que con anterioridad se tomaban valores fijos para determinadas deposiciones.

Nusselt /164/ propuso en 1930 un método para el análisis de la efectividad de los intercambiadores de calor basado en la comparación del calor transmitido real respecto al que se intercambiaría con una superficie de transmisión de calor infinita, concepto este que está muy ligado al de Número de Unidades de Transferencia de calor (NTU), utilizado actualmente /57 y 164/, aunque no hace referencia a la influencia de las incrustaciones en la efectividad del intercambio calórico.

Kent /69/ antes de 1950 propuso ecuaciones empíricas para calcular la conductividad térmica de materiales (λ) no metálicos con estructura fibrosa o granular, según se expresa:

$$\lambda = a \cdot P^b ; \text{BTU}/(\text{h} \cdot \text{°F} \cdot \text{f}) \quad (3)$$

Donde:

P: Densidad volumétrica del material.

a y b: Constantes que dependen de P.

$$a = (1-13700) \cdot 10^{-6}$$

$$b = (0,3-2,5)$$

En la formulación anterior está implícita la idea de invariabilidad de la conductividad térmica (λ) de los sedimentos y el enunciado de una cierta estabilidad en el espesor de los depósitos y por tanto de la resistencia térmica que provoca, lo cual como se sabe no es así siempre.

Kuznetsov /75/ en 1954 propuso que se tuviera en consideración la influencia de la velocidad de los gases y del tiempo de trabajo entre dos sopleteos consecutivos en la caracterización de la resistencia térmica de los depósitos sobre los tubos, proponiendo ecuaciones empíricas para carbones y petróleos combustionados en calderas, estas son:

$$\varepsilon = Cd \cdot 10^{-n \cdot W} ; (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})/\text{Kcal} \quad (4)$$

Donde:

Cd: coeficiente que depende del combustible y del diámetro exterior de los tubos.

n: coeficiente que depende del tipo de disposición de los tubos del banco.

W: Velocidad de los gases. También:

$$\varepsilon = a_1 \cdot e^{-\frac{a_2}{\tau_i}} ; (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})/\text{Kcal} \quad (5)$$

Donde:

τ_i : Tiempo transcurrido entre los momentos de limpieza mecánica de los tubos.

a_1 y a_2 : Constantes.

Aquí se analizó experimentalmente con modelos de laboratorio el proceso físico de la deposición sobre los tubos bañados por gases. Se le considera iniciador del tratamiento teórico empírico de

las incrustaciones en calderas por el lado de gases.

Kern y Seaton /71/ en 1959 propusieron un modelo físico-matemático para analizar el equilibrio Deposición-Desprendimiento (remoción) de las incrustaciones según:

$$\frac{d\varepsilon}{d\tau_i} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{dS}{d\tau_i} = F_d - F_r \quad (6)$$

Donde:

S: Espesor de sedimentos.

F_d y F_r: Razón de variación de la deposición y remoción de los sedimentos respectivamente.

Ellos establecieron también ecuaciones físico-matemáticas para calcular las razones de variación F_d y F_r, causas de la deposición y sus diferentes tipos. Son los iniciadores del tratamiento mediante la modelación matemática de los depósitos.

Knudsen /72/ en 1984, definió la necesidad insustituible de la interrelación Investigador-Diseñador en el tratamiento adecuado de lo que llamó "...las incrustaciones, principal problema no resuelto en los intercambiadores de calor...". Desarrolló ecuaciones teórico-empíricas para casos particulares, que se relacionan a continuación:

$$\varepsilon = \varepsilon_{i=\alpha} \cdot (1 - e^{-b \cdot t}) ; \text{m}^2 \cdot \text{K/kW} \quad (7)$$

Donde:

b: es una constante.

$\varepsilon_{i=\alpha}$: Resistencia Térmica de los depósitos por tiempo prolongado, sin realizarse limpieza mecánica. También para petróleos propuso:

$$\varepsilon = 0,55 \cdot W^{-2} ; \text{m}^2 \cdot \text{K/kW} \quad (8)$$

Se podría afirmar que siguió un camino de investigación más cercano a Kuznetzov, no obstante reconoce la importancia que tiene para la predicción de las incrustaciones el hecho de modelar matemáticamente estos procesos.

Más actuales son los trabajos de Somerscales /140/ en 1992, quien resume los criterios y métodos de cálculo anteriores a él, encontrando que la presente investigación se clasifica como caso de *la Deposition particular (específica)* entre 6 categorías definidas. El estudio de la deposición según el modelo propuesto por **Kern-Seaton** aún prevalece, donde se define el carácter dinámico de la resistencia térmica de las incrustaciones. Se proponen modelos teórico-empíricos para el comportamiento de la resistencia térmica de las incrustaciones basados en el establecimiento del *Equilibrio Deposition-Desprendimiento*, los que por su naturaleza no se pueden extender al caso objeto de estudio.

Considerando los procesos físicos que tienen lugar durante la incrustación de una superficie tienen mucho valor científico los trabajos de Castillo y Rosner /25 y 126/ en los cuales se caracteriza la influencia del tamaño de las partículas y las temperaturas que hacen posible la presencia no sólo de fuerzas Brownianas tal como lo estudió también el notable científico de todos los tiempos Albert Einstein en 1926, sino que están presentes fuerzas de atracción hacia las superficies de origen termoforético por la difusión térmica y o la radiación térmica.

Respecto a la línea de estudios sobre propiedades físico- químicas de cenizas volantes se resaltan los trabajos siguientes:

Esteban /49/ en 1970 caracteriza la composición físico-química de las cenizas de combustibles quemados en centrales térmicas de España, y desarrolla los diagramas ternarios de composición química de los componentes principales respecto a sus temperaturas de fusión, una información similar se presenta en los siguientes diagramas de superficies para compuestos de cada componente mostrado con el SiO_2 , es decir tipos de Mullitas; Cerámicas; etc., tal como el mostrado en la **figura I.2:**

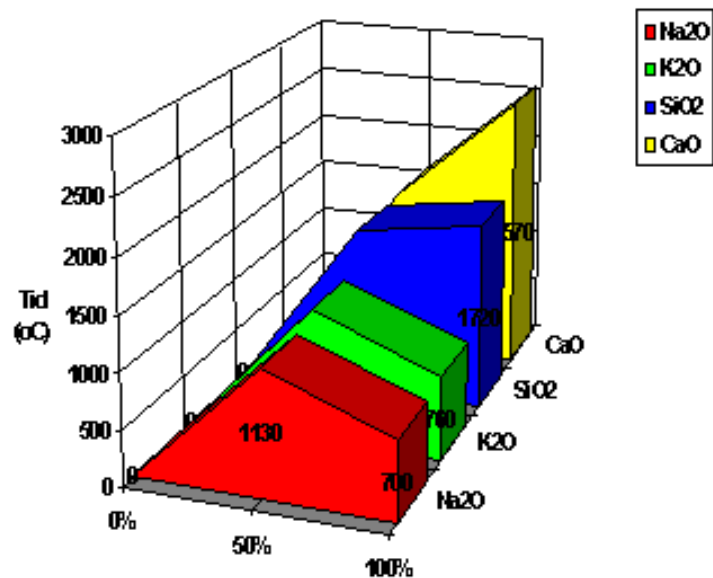


Fig.I.2 Diagrama de correlación de temperatura de fusión de cenizas y composición de combustibles orgánicos

Kuznetsov /76/ en 1973 relaciona una información similar para los combustibles orgánicos en la URSS.

Borio /19/ en 1976 correlacionó las fracciones gravimétricas de las cenizas del combustible con la posibilidad de la formación de incrustaciones

Bryers /20/ en 1976 correlacionó experimentalmente la composición química de las cenizas con la temperatura de fusión mediante ecuaciones de regresión.

Belocielskii /12/ en 1980 expresa la distinción de los residuos en dependencia de los campos de temperaturas dentro de la caldera respecto a las cenizas del combustible.

Iglesias /62/ en 1988 realiza un análisis similar a Belocielskii para calderas de centrales eléctricas en Cuba combustionado petróleo.

Beér /132/ en 1992 relaciona las propiedades de las cenizas del combustible con la tendencia de los depósitos en superficies de intercambio térmico.

Harb /56/ en 1993 correlacionó la composición química de las cenizas con las temperaturas de fusión mediante modelos matemáticos.

Krishna /74/ en 1994 utilizó la combinación del procesamiento estadístico y la inteligencia artificial (Lógica Fuzzy) para la predicción del comportamiento de los intercambiadores de calor y expresa que en los métodos de análisis que le antecedieron los errores de los instrumentos influyen negativamente en la precisión de los resultados.

Castillo /25 y 126/ en 1992 caracteriza el proceso de la deposición de partículas volantes en gases sobre superficies planas y considera la existencia de dos fenómenos físicos cuya manifestación determina la magnitud y carácter de las incrustaciones, estos son: la termoforesis y la fotoforesis. La primera es causada por el gradiente de temperaturas existente entre las partículas volantes y la superficie que se incrusta, lo que provoca el movimiento hacia la superficie fría; la segunda es propia de partículas cuyo diámetro promedio es inferior a los 10 μm y que se encuentran con temperaturas superiores a los 1000 $^{\circ}\text{C}$, originándose radiación desde la partícula hacia la superficie de los depósitos mas fría y originándose un movimiento también en este sentido.

Pérez-Segarra /112/ en 1996 desarrolla los métodos numéricos para el cálculo térmico de intercambiadores de calor con resultados muy precisos, pero no incorpora el tratamiento de las incrustaciones en bancos de tubos incrustados por gases polvorientos.

En resumen, dado el conocimiento científico anterior sobre el problema objeto de estudio, se considera que el tratamiento a los problemas de la transmisión del calor desde gases polvorientos hacia superficies de calentamiento distingue la influencia principalmente de los factores siguientes: sobre las partículas su granulometría, temperatura, composición química y temperatura de fusión; sobre la superficie de calentamiento su disposición y tipo de tubos; y sobre las condiciones de explotación la velocidad de los gases y los períodos de limpieza. Se aprecia la aplicación de las técnicas de modelación matemática introduciéndose al tratamiento de intercambiadores de calor con fuerte incrustación pero aún no se ofrecen resultados definitivos.

CAPITULO II

PARTE EXPERIMENTAL. METODOLOGIA DE CALCULO TERMICO. PROCESAMIENTO COMPUTACIONAL Y ESTADISTICO DE LAS PRUEBAS.

La transmisión del calor como fenómeno de transporte térmico entre y a través de 2 ó más cuerpos ha sido siempre utilizada primero y estudiada para su perfeccionamiento después por el hombre, desde que éste descubrió el fuego hace muchos milenios /48/. Múltiples han sido desde entonces las aplicaciones basadas en: el empirismo; la teoría o ambas a la vez, que han permitido al hombre de ciencia proyectar y construir, las instalaciones térmicas que van desde un simple fósforo hasta las potentes y sofisticadas centrales eléctricas basadas en diferentes portadores energéticos.

En el mundo tecnológico y científico de hoy se parte de aplicar las leyes más generales de las ciencias en el objeto de estudio, manifestándose en éste las particularidades que le son inherentes a su esencia misma. Luego las categorías de la dialéctica materialista sobre: lo particular, lo general y lo universal; la esencia y fenómeno /88/, están presentes en el conocimiento de la transferencia de calor en esta superficie de calentamiento y han permitido su estudio.

El objetivo del presente capítulo es exponer lo más significativo de la metodología de los experimentos y de los procedimientos de cálculo empleados.

2.1 Parte Experimental.

El objeto de estudio se investigó en condiciones de su explotación industrial y a escala de laboratorio, buscándose la necesaria interrelación entre las propiedades dadas por la composición química granulometría y fusibilidad de los residuos volantes de los gases productos de la combustión del bagazo con la Efectividad Calórica del sobrecalentador dada por las incrustaciones y los parámetros de régimen de trabajo.

Las pruebas termotécnicas y los análisis de los residuos en Laboratorio se realizaron con las calderas: RETAL N° 6 del CAI "Cuba Libre" (zafras del 86 al 88) según /22, 85 y 111/; la N° 3 del CAI "España Republicana" (86 y del 90 al 93) según /1, 16 y 131/; la N° 4 del CAI "Jesús Rabí" (90) según /5/ y la N° 3 del CAI "Esteban Hernández" (94) según /92/.

Estos experimentos se basaron en recomendaciones dadas en /12, 13, 40, 49, 147 y 156/ y en la experiencia propia de los investigadores que desde 1982 trabajan en esta temática.

La planificación de los experimentos tuvo 2 momentos dado por el hecho:

1. Para los experimentos de laboratorio se midieron parámetros directamente por lo que se calculó el tamaño de la muestra necesario por el criterio de las distribuciones χ^2 , recomendada para analizar la representatividad de muestras menores de 30 mediciones y por la tStudent para cualquier número de mediciones.
2. Para las pruebas termotécnicas se utilizó el diseño pasivo que parte de analizar todas las variables directamente medidas, las que deben tener un tamaño muestral calculado en dependencia del tiempo entre las mediciones seleccionados y el tiempo total de pruebas, seleccionándose entonces el número de muestras por aquella variable medida que dio el resultado mayor. En este caso 74 para el CAI "Cuba Libre", 42 para el CAI "España Republicana" y 116 para los 2 CAI trabajando en condiciones que difieren poco por las condiciones técnicas de la instalación y por los parámetros de régimen, exceptuando los cambios de : temperatura y presión del vapor sobrecalentado y los tiempos de sopleteo del sobrecalentador que si tuvieron variaciones significativas pero sin provocar cambios substanciales en la eficiencia y eficacia de las calderas.

Los parámetros medidos directa o indirectamente permitieron desarrollar el experimento a escala de laboratorio e industrial, como base de búsqueda de la verdad. Pero toda medición no es más que una aproximación al valor real y surgen por tanto errores de dos tipos principalmente, los sistemáticos y los casuales.

Por tanto una correcta elección de los instrumentos y un adecuado tamaño muestral garantizan la cercanía entre lo real y lo determinado. Las variables medidas o calculadas con su correspondiente error aparecen en el **anexo 5**.

La característica de los instrumentos utilizados en la investigación se aprecia en la **Tabla II.1**, aclarándose que los referidos instrumentos fueron adecuadamente calibrados por los departamentos correspondientes en cada CAI, y por el Comité Estatal de Normalización (CEN).

Tabla II.1. Clase de precisión y sensibilidad de los instrumentos de medición

Parámetro	Tipo de Instrumento	Sensibilidad	Clase de Prec.
Flujo de vapor.	Placa orificio.	0,5 t/h	1,5
Presión de vapor saturado y sobrecalentado.	Manómetro Bourdon.	0,5 ata	1,5
Temperatura vapor sobrecalentado.	Termopar. T-XA	5,0 °C	1,0
Temperatura gases salida de caldera.	Termopar. T-XA	5,0 °C	1,0
Temperatura gases a la salida sobrecalentador.	Termopar. T-XA	2,0 °C	1,0
Composición volumétrica de gases de salida.	KM-9003	0,1 %	1,0
	FYRITE	0,1 %	1,0
Temperatura agua alimentatar.	Termómetro bulbo.	2,0 °C	1,5
Humedad del bagazo.	Balanza Analítica	10⁻⁴ kg	0,5
Humedad del bagazo	Estufa alemana WSU-100; (0-300) °C	0,2%	0,5
Tiempo entre sopletes del sobrecalentador.	Cronómetro.	1 min.	0,5
Composición química residuos.	Fotómetro de llama Flapo 4 alemán; Karl Zeiss Jena	0,1 %	1,5
	Espectrofotómetro.	0,1 %	1,5
	Técnicas analíticas	0,1 %	1,5
Temperatura de fusión de residuos.	Horno mufla soviético TYP 60-2a; (100-1200)°C Pt.Rh-Pt	20 °C	1,5

Las técnicas de medición empleadas y los correspondientes puntos de tomar muestras que

aparecen en la **Fig.II.1** garantizan la confiabilidad de los resultados obtenidos tanto para las mediciones directas como las indirectas.

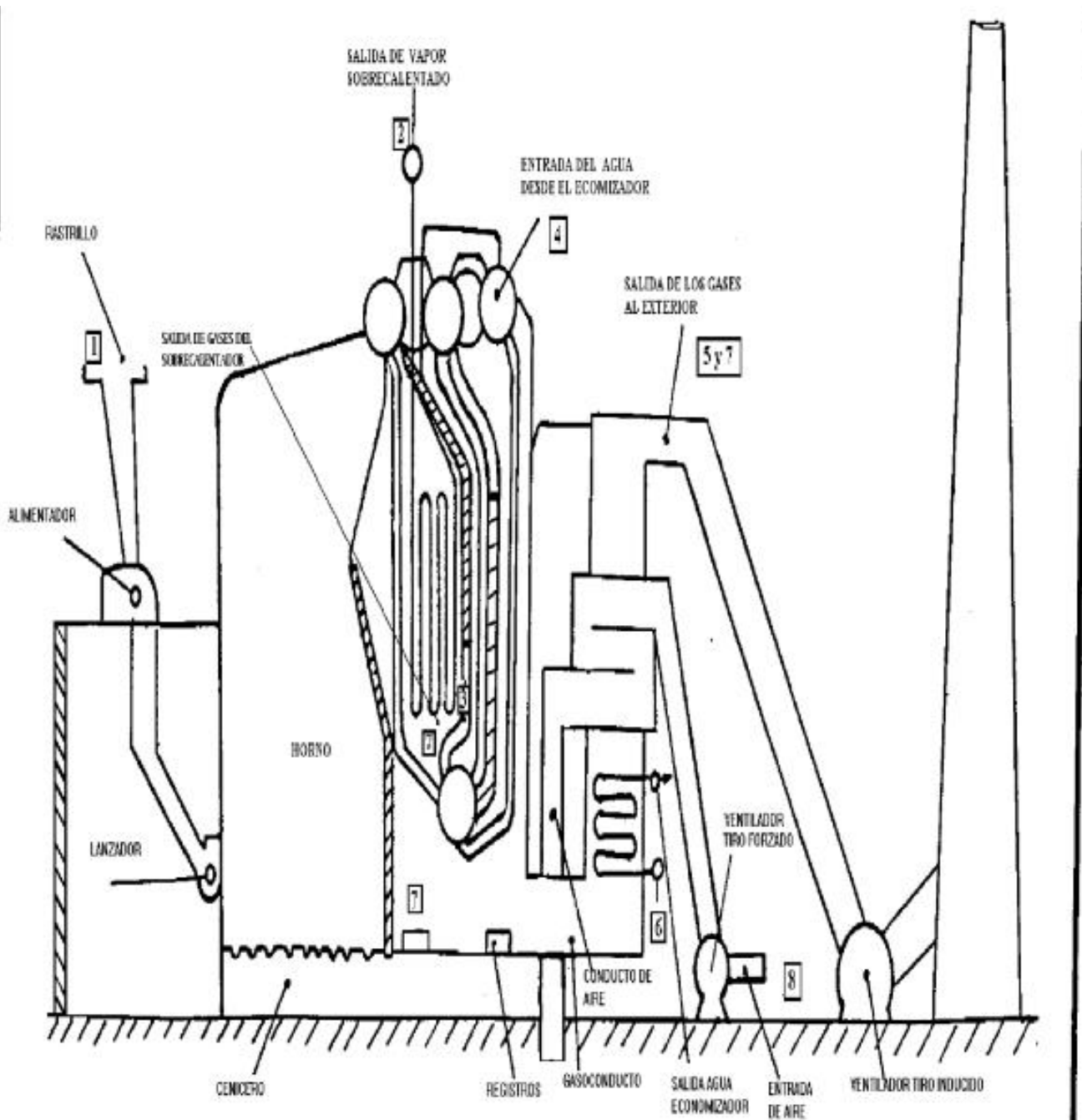


Fig. II.1. Esquema de caldera RETAL mostrando los puntos de tomar las mediciones (1- humedad del bagazo, 2-temperatura y presión del vapor sobrecalentado, 3-temperatura de gases de salida del sobrecalentador, 4-Presión del vapor del domo, 5-Temperatura de gases de salida y captación de residuos volátiles, 6-temperatura y presión del agua de alimentar, 7-captación de residuos en ceniceros, 8-temperatura y humedad del aire frío.)

2.1.1 Pruebas de Laboratorio

Las pruebas a escala de laboratorio consistieron en determinar la composición química

de los residuos volantes (volátiles), su fusibilidad y adherencia. Fueron tomadas muestras de residuos volantes utilizando el captador húmedo desarrollado por Barroso /8/ en el CAI "Cuba Libre" entre los años 86 al 88, haciendo coincidir estas mediciones con las pruebas de caldera realizadas en igual período a escala industrial.

Se tomaron residuos que se mueven con los gases obtenidos por el captador desarrollado por Barroso así como de los depositados en el giro de gases en la zona del sobrecalentador. Se compararon estos resultados con los de la literatura para las cenizas de bagazo y se aprecia correspondencia entre ellos.

En los CAI "España Republicana y Jesús Rabí" en los años 86, 89, 90 y se tomaron muestras de residuos volátiles en los giros de la zona del sobrecalentador y parte de los depósitos en los tubos. Esta última muestra se obtenía en las paradas planificadas de la caldera en los meses de Marzo, Abril, y Mayo.

Para cada muestra seleccionada se analizaron 2 réplicas más, obteniéndose en cada caso los valores medios de la composición química de los componentes objeto de estudio, estos fueron: SiO_2 , Al_2O_3 , CaO , MgO , K_2O , y Na_2O , por la influencia que estos tienen en la fusibilidad de los residuos volátiles.

Las muestras fueron estudiadas con las técnicas más novedosas tales como: mediante Fotometría de Llama /89/; Espectrofotometría de Absorción Atómica /90/; y técnicas analíticas de análisis químico /49 y 155/.

Estas muestras fueron analizadas en el laboratorio científico de caña de la Universidad de Matanzas y en CUBA-9 del ICINAZ. En correspondencia con estas pruebas de composición química se tomaron también muestras para la determinación de la temperatura de fusión de los residuos volátiles.

En estos ensayos también se utilizaron las muestras con 2 réplicas cada una, lo que reduce notablemente los errores casuales /114/.

2.1.2 Pruebas a Escala Industrial

Se realizaron en total 116 mediciones, durante 4 zafras azucareras, a saber: “Cuba libre” (86-87 y 87-88) y “España Republicana” (89-90 y 90-91). En el primero se sopleteaban las superficies con la frecuencia orientada por el MINAZ, en el segundo por dificultades de los sopletes no se limpiaban prácticamente. Esto permitió ponderar la influencia que ejerce esta situación en la efectividad calórica del sobrecalentador (Ψ) y en la eficiencia bruta de operación de la caldera (η).

El resto de las pruebas termotécnicas realizadas /51, 92 y 152/ sirvieron como base de diagnóstico, aplicación de los resultados científicos recomendados en esta tesis y para validar los modelos estadísticos obtenidos en otras calderas sometidas también a pruebas termotécnicas de II clase por otros investigadores /22 y 58/.

Respecto a las pruebas a escala industrial se crearon dos nuevos puntos de medición;

Uno para la temperatura de los gases a la salida del sobrecalentador, ya que ésta en ningún caso debía superar los 800 °C, entonces no existiendo la necesidad de utilizar termopares aspiradores con cubierta que evitan los errores de lectura por rerradiación se utilizaron termopares de cromel-alumel sin aditamentos especiales según recomienda la literatura /35, 100, 114 y 147/. Esto permitió realizar el cálculo térmico verificativo del sobrecalentador determinando el coeficiente de resistencia térmica de las incrustaciones por el lado de los gases y comparar las temperaturas calculadas para la entrada del sobrecalentador según el balance y cálculo térmico del horno, festón y cámara de gas con la correspondiente al balance y cálculo térmico del sobrecalentador que utiliza la temperatura de gases medida a su salida.

Esta temperatura se midió por ambos lados del conducto de gases y a una distancia de 1.85 m de las paredes exteriores, esta medición es representativa de la temperatura media de los gases en la sección de flujo tomada, ya que según /108/ éstos perfiles de temperaturas para flujos turbulentos permiten hacer esta consideración fuera de la capa límite turbulenta;

El segundo punto de medición fue la determinación de la composición volumétrica de los gases productos de la combustión a la salida del generador de vapor, esto último no se realiza habitualmente por no contarse con los medios requeridos. Además de los parámetros anteriores se midieron también: flujo de vapor; temperaturas del agua de alimentar, vapor sobrecalentado, gases de escape, y aire atmosférico; presiones del vapor

sobrecalentado y saturado; humedad del bagazo y el tiempo transcurrido entre dos sopleteos consecutivos con vapor del sobrecalentador.

Este esquema de mediciones permitió realizar la prueba termotécnica de la caldera RETAL y su sobrecalentador. Para la selección del tiempo de una medición fue necesario aplicar los criterios dados por Ctirienskii /40/ cuando plantea que el tiempo máximo necesario para que una caldera de pequeña capacidad cambie de régimen de trabajo está alrededor de (3-5) minutos, por lo que un tiempo de medición menor que éste no permitiría detectar variaciones de los parámetros de explotación fuera de los límites del trabajo en régimen estacionario, así mismo el tiempo mínimo de medición no puede ser menor que la medición del parámetro más lento de ser captado, en este caso el análisis de gases. Esto hace que se realizaran las mediciones durante 5 minutos, promediando los valores y apreciando si se cumplen las condiciones planteadas sobre la estabilidad de trabajo de la caldera durante el intervalo de tiempo en cuestión /147/.

Las mediciones realizadas formaron parte de las diferentes pruebas de explotación tal como se propone /11/ las que tuvieron duraciones de más de 4 horas. Otro requerimiento fue el garantizar que durante las pruebas del análisis de humedad del bagazo que se realizó cada 8 horas, en esos períodos no se produjeran cambios en la presión de los molinos, en la cantidad de agua de imbibición, ni tampoco en el tipo de caña, aunque con relación a la variedad de caña se estableció por Pérez Garay en /110/ que para este tipo de caldera no existe influencia considerable.

Se tomaron condiciones que permitieron tomar una composición del bagazo como las dadas en /8, 11, 39, 60, 77, 79 y 104/. Se estableció también que el flujo de purgas durante las pruebas fuese nulo.

Otro importante parámetro medido es el tiempo transcurrido entre 2 sopleteos consecutivos de la superficie de calentamiento, ya que según lo planteado en /62, 75 y 76/ la influencia de este parámetro en el ensuciamiento, y por tanto en la resistencia térmica (ϵ) es significativo, evaluándose entonces la dependencia.

Estos criterios sobre las pruebas son utilizados desde 1985 en esta investigación y publicados en /79, 156, 157 y 158/.

De acuerdo a lo planteado por la literatura /25, 62, 75, 76, 126 y 146/ la relación funcional de la resistencia térmica de las incrustaciones (ϵ) está dada por la influencia de: velocidad de los gases y de las partículas sólidas volantes, el tiempo de trabajo, la transmisión del calor, y las características físico-químicas de los residuos de los gases. Esto llevado a las técnicas del análisis dimensional /31, 73 y 141/ que como se sabe es un procedimiento matemático que permite buscar estas dependencias funcionales aunque nunca la relación exacta en si misma, presupone el planteamiento de la expresión siguiente:

$$\epsilon = f(WG, \tau_i, TIN, \vartheta G_1, W_p, ARV, (B-BC)) \quad (9)$$

donde:

τ_i : tiempo transcurrido entre 2 sopleteos consecutivos, h.

W_p, WG : velocidad de las partículas arrastradas y de los gases, m/s.

$TIN, \vartheta G_1$: Temperaturas del exterior de los tubos y de entrada de los gases al sobrecalentador, °C.

Luego de plantear una ecuación en forma adimensional de (ϵ) se obtuvo que:

$$NoA = \frac{\left[(TIN \cdot \vartheta G_1)^{0.5} \cdot \left(\frac{WG}{W_p} \right)^2 \cdot (\tau_i)^2 \right]}{\left[(B - BC) + AP \cdot B \cdot \left(\frac{ARV}{100} \right) \right]} \quad (10)$$

$$\left(\frac{\epsilon}{NoA} \right) = NoS \quad (11)$$

donde:

NoS : número adimensional del proceso de sedimentación de los gases sobre los tubos en el sobrecalentador.

NoA : coeficiente de relación funcional entre las variables que determinan el proceso de la

sedimentación sobre los tubos obtenido a partir del análisis dimensional, $m^2.K/kW$.

Estas ecuaciones (10 y 11) expresan una relación no publicada hasta el momento por otras investigaciones, no obstante se pudo comprobar que la mayor influencia la ejercen la velocidad, temperatura de los gases y la cantidad de residuos volantes de la combustión entre otros parámetros.

2.2 Metodología de Cálculo

En el caso de la medición de la composición química y fusibilidad de los residuos volátiles. no fue necesario emplear ninguna metódica de cálculo, a no ser la utilización de los manuales de técnica operatoria de los fabricantes de los equipos y las normas descritas en /49 y 156/.

En el cálculo de la resistencia térmica de las incrustaciones, dado la imposibilidad de medirla directamente se requirió del establecimiento de una metodología de cálculo basada en lo planteado en /4, 8, 28, 76, 141 y 147/ así como en la experiencia profesional aplicada al caso de la caldera RETAL tomada como instalación experimental.

En el cálculo verificativo del sobrecalentador de vapor no se midió la velocidad de bañado de los gases a la superficie debido a los elevados errores que conllevaría el método que se emplease, por lo cual se decidió calcularla a partir del balance térmico de la caldera, el cálculo de su eficiencia y del consumo de bagazo. Siendo la propagación de errores de los cálculos de η , de BC y WG considerados en la precisión final de los coeficientes determinados y reflejados en el **Anexo 5**.

El programa de computación elaborado con la metodología se ejecuta con iteraciones sucesivas, cuenta con 263 ecuaciones y 370 variables las que aparecen en el **anexo 1**.

El diagrama de bloques que representa la secuencia y particularidades de cada cálculo se puede ver en la Fig. II.3 siguiente:

PASO # : Parte 1

Tipo de cálculo: Balance Térmico del Generador de Vapor.

Parámetro entrada: WP, DSC, TSC, TAA, O2, CO2, ϑ_{GS} ,

Parámetro salida: η , B, BC,



PASO # : Parte 2

Tipo de cálculo: Cálculo Térmico del Horno.

Parámetro entrada: TAF,

Parámetro salida: ϑ_{SH} ,



PASO # : Parte 3

Tipo de cálculo: Cálculo Térmico del Festón.

Parámetro entrada: ϑ_{SH} ,

Parámetro salida: ϑ_{GF2}



PASO # : Parte 4

Tipo de cálculo: Cálculo Térmico de la Cámara de Gas.

Parámetro entrada: ϑ_{GF2} ,

Parámetro salida: ϑ_{GC2}

Fig. II.3 Diagrama de Bloques de la Metodología de Cálculo de la Resistencia Térmica del Sobrecalentador de Vapor

PASO # : Parte 5**Tipo de cálculo:** Cálculo Térmico del Sobrecalentador.**Parámetro entrada:** ϑ_{G2} , ϑ_{GC2} , τ_i ,**Parámetro salida:** ψ , ε , WG,**PASO # : Parte 6****Tipo de cálculo:** Cálculo de Velocidad Optima de Gases.**Parámetro entrada:** $\varepsilon = f(WG)$,**Parámetro salida:** WOPT,**PASO # : Parte 7****Tipo de cálculo:** Cálculo de Velocidad Máximo Desgaste.**Parámetro entrada:** τ_{TRAB} , ABRAS, R90,**Parámetro salida:** WMAX,**PASO # : Parte 8****Tipo de cálculo:** Cálculo Período de Sopleteo.**Parámetro entrada:** τ_i , Cbag, Cvap,**Parámetro salida:** TOPT, ZTOT,

A continuación se pasará a describir aquellos aspectos de la metodología de cálculo que requirieron de una adecuación, expresándose las mismas en el orden y con la nomenclatura del programa principal de computación "CATECA.TK, éstas son:

2.2.1 Balance Térmico del Generador de Vapor

Esta parte inicial del cálculo térmico se requiere debido a la imposibilidad de medir directamente el consumo de bagazo, la velocidad y temperatura de los gases a la entrada del sobrecalentador, pues los métodos tradicionales empleados para ello introducen un gran error.

1.-La eficiencia bruta de operación de la caldera RETAL se calculó partiendo de las curvas de operación dadas por Barroso /8/, experiencia de trabajo que es característica en la labor profesional con las calderas /47, 60, 136 y 140/, comparándose los resultados obtenidos con el método de Hugot /60/, la ecuación de cálculo es:

$$\eta = 100 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6); \% \quad (12)$$

donde:

Q2 : Pérdida de calor con los gases calientes de salida del generador de vapor.

Q3 : Pérdida de calor por incombustión química.

Q4 : Pérdida de calor por incombustión mecánica.

Q5 : Pérdida de calor por radiación-convección de las superficies calientes.

Q6 : Pérdida de calor por extracción de cenizas calientes del horno.

Esta última se consideró igual a cero /8,10/.

No se utilizó la corrección dada por Quintana para Q3 en /116/ debido a lo reciente de sus publicaciones.

Para Q2 y Q4 se tomaron ecuaciones físico-estadísticas obtenidas por Barroso /8/, éstas son:

$$Q_2 = \left[2,64 \cdot (100 - Q_4) \cdot \left(\left(\frac{0,0029}{CO_2 + CO} \right) + 0,00000444 \cdot \omega_{SG} \right) + 0,0194 \right] \cdot \mathcal{G}_{GS} - 1,116 \cdot \omega_{SG} \quad (13)$$

$$\mathcal{G}_{GS} = 172,298 + 25,685 \cdot \omega_{SG} + 0,03456 \cdot DSC; \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14)$$

$$Q_4 = \frac{8,545 \cdot (1 - ARV)}{ARV} ; \% \quad (15)$$

$$ARV = 0,14035 - 0,002724 \cdot DSC + 0,592243 \cdot \alpha SG^2 \quad (16)$$

donde:

CO₂, O₂: Contenidos volumétricos del bióxido de carbono y de oxígeno en los gases de escape.

αSG : coeficiente de exceso de aire con los gases de escape.

ARV: Contenido de cenizas en los residuos volátiles.

DSC: flujo de vapor sobrecalentado.

2.-Se tomó un contenido de cenizas en el bagazo seco (AS) igual a 2.5%, según /8 y 60/.

Haciéndose la corrección a la base principal para el contenido real de humedad del bagazo.

2.2.2 Balance Térmico del Horno

El cálculo de la resistencia térmica del sobrecalentador de vapor requiere de la medición del flujo o la velocidad de los gases, pero es posible determinar éstos de forma indirecta a partir del cálculo térmico del horno, esto impone como una contrastación útil la de comprobar el valor de la temperatura de los gases a la entrada del sobrecalentador, ésta se calcula de una parte por el balance y cálculo térmicos del sobrecalentador ($\vartheta G1$), y por otra por el balance y cálculo térmicos del horno, festón, y cámara de gas ($\vartheta G2C$) utilizando coeficientes ya determinados en /8 y 11/ y la apreciación propia del autor /158/. La medición de ($\vartheta G1$) requiere de métodos algo sofisticados, incorporándose esta parte del cálculo el que confiere seguridad a los resultados obtenidos, dado los pequeños valores del error entre ambas ($\vartheta G1 - \vartheta G2C$) calculados por el programa CATECA.TK. Así como que permite calcular estos coeficientes en otras calderas que no tengan incorporada la medición de la temperatura de los gases en la salida del sobrecalentador.

1.-Se utilizan diferentes ecuaciones para la determinación de los calores específicos de los gases y el aire de acuerdo a los diferentes rangos de temperaturas tomados de /76/, éstas fueron obtenidas por análisis de regresión lineal con la ayuda del PPCP MICROSTA con errores mínimos respecto a lo planteado en /28 y 76/.

2.-Se empleó la ecuación de cálculo de la emisividad térmica del horno (AT) para combustión en suspensión ya que el plano de máximas temperaturas dentro del horno no se encuentra sobre la parrilla /8, 18 y 76/.

3.-Se tomó como coeficiente de limpieza de las superficies del horno un coeficiente de 0,65 en lugar de 0,55 de la EDIMEC, debido al menor ensuciamiento que provocan los gases en las paredes de agua, esto ha sido recomendado por otros investigadores /8 y 11/, de la misma forma los coeficientes de efectividad calórica para el festón y cámara de gases antes del sobrecalentador se tomaron como 0,75 en lugar de 0,65 de la EDIMEC. Este criterio conlleva a una diferencia en la ϑ_{G1} de 34 °C, es decir del 3 %.

2.2.3 Balance Térmico del Festón.

La temperatura de los gases a la salida del horno (ϑ_{SH}) experimenta una caída al bañar esta superficie hasta tomar el valor de salida (ϑ_{GF2}), su cálculo no tiene en cuenta la radiación directa del horno pues ésta no eleva la temperatura de la mezcla de agua y vapor dentro del festón, aunque si incrementa la evaporación y ligeramente la temperatura exterior de los tubos del festón (TINF), no obstante, los cambios de esta temperatura no ejercen una influencia de consideración en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación en esta superficie (α_{RF}).

Se tomó un coeficiente de efectividad calórica del festón (Ψ_F) superior a los recomendados por la EDIMEC y la norma de cálculo térmico de calderas (la cual se refiere a otros combustibles) /20/, siendo más acordes con los resultados de esta investigación, quedando la ecuación del coeficiente global de transmisión del calor en esta superficie (KF) de la forma:

$$KF = \Psi_F \cdot \alpha_{GF} ; \text{ kW}/(\text{m}^2.\text{K}) \quad (17)$$

2.2.4 Balance Térmico de la Cámara de Gas

Esta superficie es la que se encuentra antes del sobrecalentador, por lo cual la temperatura de los gases a su salida (ϑ_{G2C}), debe ser igual (o con mínimo error) a la de entrada calculada por el balance térmico del sobrecalentador (ϑ_{G1}).

Aquí la corriente gaseosa se traslada en un espacio limitado por 2 hileras de tubos ubicadas longitudinalmente. El intercambio de calor es por radiación, no se toma en cuenta la radiación directa del horno debido a la ubicación de la cámara de gas que no "ve" la llama, por otro lado la transferencia de calor convectiva es muy pequeña dado los bajos valores de la velocidad de los gases en este gasoconducto, y que tampoco son bañados totalmente por la corriente gaseosa las hileras de tubos en la cámara de gas.

Entre la cámara de gas y el sobrecalentador se ubican 2 hileras de tubos evaporativos entre domos, las que son bañadas transversalmente por los gases. Este intercambio de calor se incorpora en el cálculo de la cámara de gas, por lo cual se tiene un coeficiente de transferencia de calor convectivo (α_{KC}) y otro por radiación (α_{RC}), este último considera tanto la parte longitudinal (α_{RCL}) como transversal (α_{RCT}). Las ecuaciones quedan de la forma siguiente:

$$\alpha_{RC} = \frac{(\alpha_{RCL} + \alpha_{RCT})}{2} ; \text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (18)$$

$$\alpha_{GC} = \frac{(\alpha_{RC} + \alpha_{KC})}{2} \cdot MSC ; \text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (19)$$

donde:

α_{GC} : Coeficiente de termotransferencia de calor en la cámara de gas.

MSC : coeficiente que considera la heterogeneidad del flujo de gases en el conducto

2.2.5 Balance Térmico del Sobrecalentador.

El objetivo de esta investigación se concentra en la evaluación del sobrecalentador de vapor convectivo de la caldera RETAL el que se muestra en la **figura II.4**, al realizar su prueba termotécnica y cálculo térmico se determinan los coeficientes antes descritos.

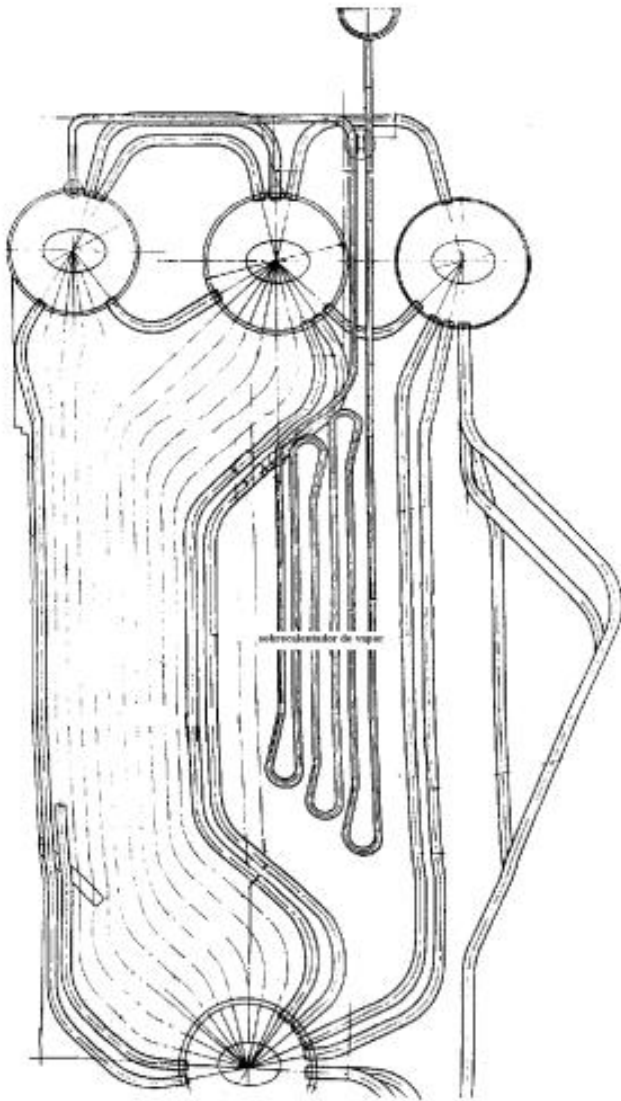


Fig. II.4 Esquema de corte longitudinal del sobrecalentador de vapor de la Caldera RETAL.

Las adecuaciones fueron:

1.-Se consideró que existen superficies complementarias (HCOMP) que absorben calor ya que se tienen 2 pantallas de tubos evaporativos entre domos en este gasoconducto. Entonces, la ecuación de balance térmico tiene en cuenta esta situación.

2.-Se realizó una modificación para el cálculo del calor que absorbe esta superficie complementaria en lo relativo a tener en cuenta no sólo la relación entre las superficies del

sobrecalentador (HSOB) y la superficie complementaria (HCOMP) sino también las relaciones de los flujos de calor. Se utilizan ecuaciones obtenidas por regresión lineal para el cálculo de las propiedades termofísicas de los gases y del vapor de agua, en ambas se partió de las tablas dadas en /66 y 76/.

3.-Las principales modificaciones en las ecuaciones de cálculo son:

$$Q_{COMP} = 1 - \frac{(\vartheta_{MEDG} - TVS) HCOMP \cdot \alpha R}{HSOB \cdot \delta \cdot K} \quad (20)$$

donde:

Q_{COMP} : Fracción del calor absorbido por el sobrecalentador debido a la presencia de las superficies complementarias.

ϑ_{MEDG} : Temperatura media del gas en el sobrecalentador.

TVS : Temperatura de saturación del agua en los tubos evaporativos de la superficie complementaria.

αR : Coeficiente de termotransferencia radiante de los gases a la superficie complementaria.

$HSOB$: Superficie del sobrecalentador de vapor.

$HCOMP$: Superficie de calentamiento complementaria en la zona del sobrecalentador.

δ : Diferencia media de temperaturas entre los gases y el vapor en el sobrecalentador.

K : Coeficiente global de transferencia de calor del sobrecalentador.

4.-El coeficiente de exceso de aire en el sobrecalentador se calculó según propone la norma de cálculo /29 y 76/ a partir de las infiltraciones desde el sobrecalentador hasta la salida de calentador de aire y de la medición del propio coeficiente de exceso de aire en los gases en esta zona. Esto podría conllevar a un error de poca consideración en el balance térmico del sobrecalentador que en el peor de los casos no superaría el 0,5 % del calor intercambiado.

5.- La determinación de la resistencia térmica y efectividad calórica de las incrustaciones en el sobrecalentador de vapor son las propias del lado de los gases como señalan numerosos investigadores para estos casos y por tratarse de sobrecalentadores de vapor convectivos no existirá influencia del diámetro exterior de los tubos ni del pasos relativo entre los mismos según Chastujin /29/ y Kuznetzov /76/.

2.2.6 Optimización de la Velocidad de Gases del Sobrecalentador

Una vez obtenida la relación funcional de la resistencia térmica (ϵ) con la velocidad de los gases en el sobrecalentador (WG) se aplicó el método propuesto por Adriuchenko /4/ para optimizar el diseño del sobrecalentador partiendo de que el factor de mayor influencia es la velocidad de los gases. Esta metodología parte de calcular los gastos por: superficie de calentamiento (PF), sistema de tiro (PD), y por bombeo (PN).

Estos gastos se determinaron partiendo de información recogida de: las tarifas para consumo de electricidad a consumidores no residenciales (tarifa 91), los costos de construcción del sobrecalentador /109/, los costos de los ventiladores y bombas de agua instalados en la caldera RETAL.

Partiendo de la ecuación general de los gastos totales de explotación del sobrecalentador expresada en derivadas parciales en función de la velocidad de los gases en esta superficie y obteniendo el punto de mínimos gastos es que se calculó (WOPT), con los valores obtenidos de velocidad óptima de los gases (WOPT) se recalculó la superficie de calentamiento del sobrecalentador, determinándose entonces la fracción de disminución de la superficie de calentamiento (VAR).

$$\frac{\partial Z}{\partial WG} = PF \cdot \frac{\partial F}{\partial WG} + PD \cdot \frac{\partial D}{\partial WG} + PN \cdot \frac{\partial N}{\partial WG}; (\$.s)/(\text{m.año}) \quad (21)$$

$$WOPT = \frac{1}{(FW + BW + BN)^y} \quad ; \text{ m/s} \quad (22)$$

donde:

Z: Gastos totales anuales de explotación del sobrecalentador

F, N, D: Superficie de transferencia de calor, potencia consumida por: bomba de alimentar y ventiladores por el diseño del sobrecalentador

PF, PN, PD: Gastos por: superficie del sobrecalentador, consumos de potencia de la bomba de alimentar y los ventiladores del sistema de tiro de gases respectivamente
y: coeficiente que depende de la geometría del banco de tubos

2.2.7 Velocidad de Máximo Desgaste del Sobrecalentador

Luego de realizado el cálculo de la velocidad óptima de los gases ésta debe ser menor que la velocidad que provoque desgaste acelerado por erosión, se procedió a comprobar este efecto ya que se propone elevar la velocidad de los gases que bañan el sobrecalentador, para ello se utilizó la metodología propuesta en /108 y 141/. Según /141/ se toma para los cálculos que los gases de la combustión de bagazo provoquen un desgaste acelerado, durante 48000 horas es decir 20 zafras azucareras.

$$W_{MAX} = \frac{2,85 \cdot KD}{KM \cdot KW \cdot R90^{0,2}} \cdot \left(\frac{D_{MAX}}{ABRAS \cdot MAC \cdot TTRAB \cdot CONCV} \right)^{0,3} \cdot \left(\frac{S1}{(S1 - DEXT)} \right)^{0,6} ; \text{m/s} \quad (23)$$

Donde:

- WMAX: Velocidad de máximo desgaste abrasivo del sobrecalentador
 KD: Coeficiente de velocidad de gases respecto al valor medio
 KM: Coeficiente de irregularidad de la concentración de cenizas en el flujo de gas
 KW: - Coeficiente de irregularidad del campo de velocidades en la sección flujo
 R90: Parte de cenizas retenidas con $d > 30 \mu\text{m}$
 DMAX: Desgaste abrasivo máximo de tubos
 ABRAS: Coeficiente abrasivo de partículas. de los residuos volantes en la corriente de gases
 MAC: Coeficiente de desgaste de metales
 TTRAB: tiempo de explotación en 20 años
 CONCV: Concentración de cenizas en los gases del sobrecalentador
 S1 y DEXT: Paso frontal de los gases y diámetro exterior de los tubos

Es importante tener en consideración lo planteado por Zarrabí en /167/ respecto a que el desgaste en las superficies de calentamiento se debe a la combinación de los efectos de la corrosión-erosión siendo prácticamente difícil separar ambos procesos físicos que tienen lugar, sin embargo

la componente del desgaste corrosivo en este caso es de poca consideración por la presencia de azufre en cantidades que no son significativas.

Se supuso que el desgaste que provocan los gases productos de la combustión del bagazo están en los límites mayores de los combustibles ya estudiados como los carbones, el petróleo, etc. y también que la fracción porcentual de partículas volátiles de los gases que quedan retenidas en una malla de 90 micrómetros, es decir el R90 es elevado, superior al 60% , ambas consideraciones conducen a un valor pequeño calculado de la velocidad de gases de máximo desgaste (WMAX) que se compara con la velocidad óptima calculada (WOPT), no debiendo de superar la (WOPT) a la (WMAX).

2.2.8 Optimización de los Períodos de Sopleteo del Sobrecalentador.

Con las mediciones obtenidas, se tiene un diapazón de los tiempos entre sopleteos menor y mayor que 8 horas y superior a las 240 horas y más.

Esto permite conocer los valores de la resistencia térmica (ϵ) y de la efectividad calórica del sobrecalentador (Ψ) en función del tiempo (τ_i), se trata entonces de cuantificar económicamente los gastos en consumo de bagazo (C_{bag}) que son los que crecen cuando aumenta el tiempo entre los sopleteos, pues disminuye la eficiencia de operación de la caldera para esta condición sin embargo los gastos del vapor (C_{vap}) empleado para el sopleteo disminuyen en estas mismas condiciones.

Se hizo necesario obtener el punto que provoca un valor mínimo de la suma de gastos (C_{tot}), entendiéndose de bagazo y vapor. En esto se ha considerado que los gastos por sistema de tiro de gases, por desgaste erosivo y de bombeo son de mucha menor cuantía que los antes señalados, quedando finalmente la ecuación de cálculo del costo total de la forma:

$$C_{tot} = C_{bag} + C_{vap}; \$/\text{año} \quad (24)$$

El costo de bagazo se calcula a partir de su equivalente en petróleo, partiendo de que el precio de este último es variable en cortos períodos de tiempo según /53 y 63/, se tomó un promedio

de 100 \$/ton, por lo que para el bagazo será de 20 \$/ton a diferencia del 7.23 \$/ton que considera el Comité Estatal de Precios.

El costo del vapor se determina considerando que en los sopleteos se utiliza vapor saturado del domo y durante 2 minutos para la limpieza del sobrecalentador, partiendo de un estimado de 6 ton/h de vapor para los sopleteos /11, 108 y 160/.

Al derivar la ecuación (24) respecto al tiempo entre sopleteos, e igualarla a cero se obtiene una ecuación de segundo grado con dos soluciones, tomándose la raíz positiva, pues es la única que tiene sentido físico. la ecuación solución es

$$t_{opt} = AO \bullet \left(\left(-\frac{F}{D} \right) + \left(\left(\frac{F}{D} \right)^2 + \frac{1}{AO} \right)^{0.5} \right); \text{ horas} \quad (25)$$

Donde:

AO: Es una constante que depende de la relación de los gastos en vapor por sopletes referido a los gastos en combustible consumido por la caldera; h².

F: Es una variable que depende de la rapidez de cambio de la eficiencia de la caldera con la efectividad calórica y éstas a su vez cambiando con el tiempo entre dos sopleteos con vapor consecutivos; %/h.

D: Valor de referencia de la eficiencia de la caldera después de sopleteada las superficies de calentamiento; %.

2.3 Procesamiento Computacional y Estadístico

El programa de computación elaborado, es decir las listas de variables y ecuaciones, del **anexo 1** para procesar toda la metodología de cálculo se basó en el sistema profesional TK-SOLVER el que permite realizar los cálculos iterativos con errores de 0,00001 y mayor precisión de ser necesario.

Sólo se requiere dar los datos de entrada, los que pueden cambiar a variables de salida según

sea el cálculo, por ejemplo cuando se determina la resistencia térmica de las incrustaciones del sobrecalentador y la efectividad calórica éstas son variables de salida, pero cuando se ejecuta el rediseño del sobrecalentador son variables de entrada de acuerdo al valor óptimo encontrado para la velocidad de gases y para la resistencia térmica.

Los resultados de las corridas obtenidos para las 116 mediciones efectuadas aparecen también en el **anexo 2**.

El procesamiento estadístico se basó en el PPCP MICROSTA y STATISTICA comprobándose que los modelos estadísticos obtenidos fueron acertados, según el estadígrafo de tStudent, el análisis de normalidad de la distribución en las variables de los modelos obtenidos /139/, la prueba de FISHER o prueba F partiendo de los valores calculados respecto a los tabulados, el análisis de la dispersión de los residuos, y la prueba de DURBIN-WATSON. Estas pruebas son para obtener una confiabilidad superior al 95% en cada modelo matemático estadístico obtenido.

De los modelos estadísticos obtenidos se relacionan sus pruebas de validez en el **anexo 3**.

2.4 Conclusiones parciales

La captación de datos con la precisión y exactitud requeridas permitieron reflejar la realidad objeto de estudio, el sobrecalentador de la caldera bagacera y los residuos volantes que se depositan, en su forma de movimiento propia lo cual propicia un acercamiento a la solución del problema planteado.

La aplicación de métodos experimentales y de procesamiento estadístico aplicados al diagnóstico de calderas; permite llegar a la conclusión de la posibilidad de ejecutar pruebas en instalaciones industriales con la confiabilidad necesaria para obtener coeficientes patrones para el diseño y modificación de estas instalaciones.

La metodología de cálculo para el diseño de calderas, que requirió en esta situación objeto de estudio la adecuación en particular de no pocas ecuaciones ofrecidas en la literatura

especializada, las que fueron comprobadas en la práctica y (o) en los programas de computación elaborados, es extensible a casos similares.

CAPITULO III

LA DEPOSICION DE LOS RESIDUOS DE LA COMBUSTION SOBRE LAS SUPERFICIES DE INTERCAMBIO TÉRMICO Y SU INFLUENCIA EN LA EFECTIVIDAD CALORICA

Los principales resultados a que se arriban después de realizados los experimentos y sometidos estos a contrastación y evidencias, sin aceptarlos de forma ciega ni complacientes, se pretende en este capítulo el objetivo de interrelacionar las características termofísicas de los residuos volantes y los depositados en el sobrecalentador con la resistencia térmica y efectividad calórica que proporcionan a esta superficie.

3.1 El Equilibrio Deposición-Desprendimiento de las Incrustaciones sobre los Tubos por el Lado de los Gases en Sobrecalentadores de Vapor de Calderas Bagaceras.

Las superficies de calentamiento de las calderas están expuestas al continuo proceso de incrustaciones, tanto por el lado de la sustancia de trabajo (agua y vapor) como por el lado de los gases, lo que provoca una disminución de la capacidad de transferir calor o de su efectividad térmica o calórica, según se expresa en /14, 75, 93, 108, 124,129, 133,134, 159 y 165/.

Las incrustaciones por el lado del vapor según los reportes oficiales de la delegación Matanzas y el MINAZ nacional /12, 14, 17, 161 y 162/ no han sido de consideración, exceptuando los casos en que ha llegado agua al sistema de sobrecalentamiento, ya que para las presiones de trabajo en las actuales calderas bagaceras la mayor incrustación por dentro de tubos se produce en los economizadores y evaporadores. Por otra parte los problemas detectados de exceso de calentamiento del vapor están reñidos con incrustaciones excesivas por el lado del vapor.

Diversos autores han dedicado sus esfuerzos en el estudio del Equilibrio Deposición Desprendimiento en el lado de gases polvorientos que tiene lugar en las superficies calefactoras /2, 6, 12, 14, 17, 32, 36, 38, 70, 72, 75, 102, 124, 129, 137, 140, 162 y 167/. Las propiedades físico-químicas del bagazo y sus residuos de la combustión, así como las condiciones del diseño y de explotación de la superficie calefactora determinarán en cada caso ¿ cómo será el comportamiento correspondiente ?, de ahí que no se debe esperar nunca comportamientos similares en los casos que diverjan mucho las condiciones y parámetros antes descritos.

Se distingue un estudio más extenso en las incrustaciones dentro de conductos, para los cuales se proponen incluso modelos teóricos que relacionan la resistencia térmica con la resistencia aerodinámica, tal como se hace por Romanov /125/ y Rodríguez /120/. No obstante las complejidades del flujo turbulento en bañado transversal por fuera de bancos de tubos no han permitido aún proponer ecuaciones de universal validez para estos casos ni incluso su modelización matemática..

En el caso objeto de estudio, para los residuos de la combustión del bagazo quemado en calderas tipo RETAL, se produce un efecto desincrustante que desplaza el equilibrio antes descrito hacia el establecimiento de capas de sedimentos de poca compacticidad y espesores que conllevan a magnitudes superiores de la efectividad térmica al comparársele con los carbones y petróleos.

3.2 Resultados de la composición química y fusibilidad de los residuos volátiles en la zona convectiva de los Sobrecalentadores de Vapor

Una importante consideración la ofrecen los resultados obtenidos de las pruebas de laboratorio

para la composición química de los residuos volátiles en los sobrecalentadores, cuyos valores promedios se muestran en la **Tabla III.1.** siguiente:

Tabla III.1; Mediciones de composición química para residuos volantes de combustión del bagazo y carbón

<i>Compuestos</i>	<i>Bagazo</i>				<i>Carbón (Turbas)</i>	
	valor es %				valor es %	
	mín.	máx.	medio	error	mín.	máx.
<i>SiO₂</i>	56,3	67,9	63,8	1,3	52,0	64,5
<i>CaO</i>	4,5	9,6	7,0	0,2	1,7	11,5
<i>MgO</i>	1,8	3,1	2,5	0,3	0,2	3,0
<i>Na₂O</i>	0,1	3,5	0,9	0,1	0,1	2,0
<i>K₂O</i>	0,9	6,1	6,0	0,7	0,1	2,9

Los resultados generales de las mediciones de laboratorio para la composición química y temperaturas de inicio de la deformación de los residuos volátiles de la combustión del bagazo con su análisis estadístico y de errores se muestran en el **anexo 4.**

Respecto a la fusibilidad, en todos los casos se apreció la ausencia de inicio de la deformación en los conos de residuos ensayados en las muflas, esta técnica se tomó de /12 y 13/, ver **fig. III.1** para los ensayos realizados para el bagazo.

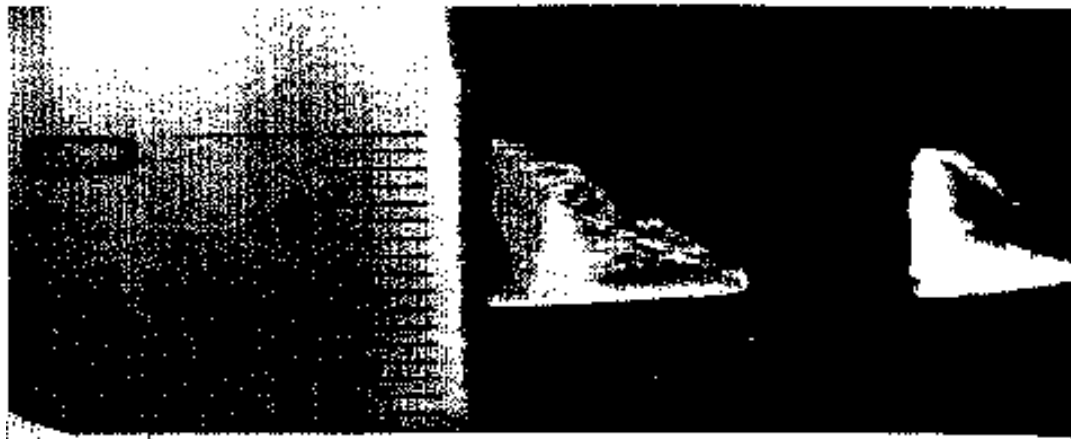


Fig. III.1

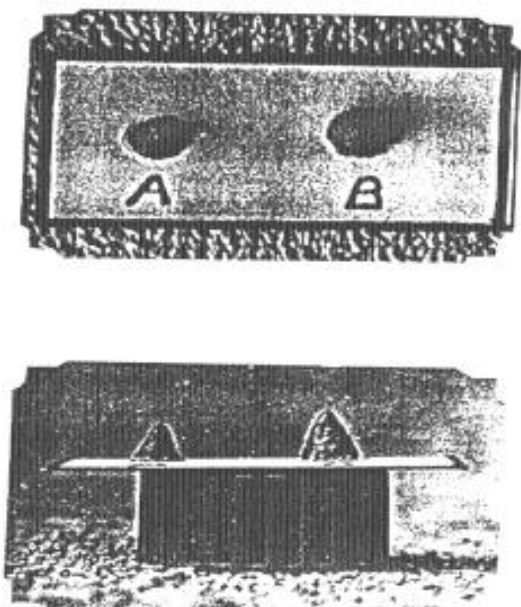


Fig. III.1 Fotografías de conos de cenizas de bagazo

De modo que según los valores de temperaturas de los gases en esta superficie no es posible la existencia de una incrustación intensa dado un carácter semifluído que en realidad no alcanzan los residuos volantes, produciéndose entonces la deposición por efectos de atracción electrostática de las partículas más pequeñas cargadas eléctricamente según se explica en /30 y 108/. Esta conclusión satisface la hipótesis relativa a una débil incrustación del sobrecalentador por el lado de gases.

El hecho de considerar sólidos los residuos volátiles que bañan las superficies de calentamiento a partir y fuera del horno no contradice los resultados obtenidos por Lam en /77/ en la que plantea valores de temperaturas de fusión menores de 1200 °C, ya que él trabajó con las cenizas totales del bagazo y no con parte de ellas. Esta diferencia también la explican Bielocielskii y Lessnig en /12 y 132/, quienes dan gráficos de composición química de los residuos en diferentes partes del generador de vapor.

En las mediciones de la zafra 89-90 fue posible corroborar lo planteado en cuanto a las diferencias de las composiciones determinadas de los depósitos formados en las diferentes zonas de la caldera, cuyos valores tabulados aparecen en /5/.

Con relación a la composición química de estos residuos se evaluó la presencia de compuestos tales como: SiO_2 , Al_2O_3 , MgO , CaO , Na_2O , y K_2O dado que son los compuestos que ejercen mayor influencia en el carácter de las incrustaciones sobre los tubos.

Se pudo comparar estos resultados con los obtenidos para cenizas de otros combustibles según la norma de cálculo de generadores de vapor /76/ determinándose para estos últimos con exactitud sus temperaturas de inicio de las deformaciones, ajustándose modelos de regresión lineal para calcular esta temperatura característica, los que se compararon con los obtenidos por el mismo modelo pero para las composiciones obtenidas para los residuos volátiles del bagazo.

Se apreció correspondencia entre la aplicación del modelo, los resultados de laboratorio, y la práctica del ensuciamiento de la superficie. Los valores tomados como referencias son de la NCT /76/, para ello se tomaron turbas con una composición química y calor específico de combustión que no tuviesen diferencias muy significativas con las correspondientes del bagazo, éstas se muestran en la **tabla III.2**, así como el modelo obtenido:

Tabla III.2; Valores de referencia tomados de /20/. para calcular ecuación de regresión para (Tid)

<i>Nº, tipo.</i>	<i>Tid</i>	<i>SiO₂</i>	<i>CaO</i>	<i>MgO</i>	<i>Na₂O</i>	<i>K₂O</i>
	(°C)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
22	1300	64,5	1,7	0,2	0,3	0,6
28	1140	60,0	4,0	2,0	1,0	2,0
32	1070	57,0	11,5	3,0	1,0	1,0
42	1100	60,5	2,1	0,5	0,8	2,9
57	1130	61,5	4,2	1,5	0,1	0,1
78	1200	52,0	5,0	2,0	0,5	2,0
87	1200	58,0	6,0	2,0	2,0	2,0

$$Tid = 1026,9 + 0,95 \cdot \frac{SiO_2}{RESTO} ; ^\circ C \quad (26)$$

Donde:

Tid: Temperatura de inicio de la deformación de las cenizas, en °C.

RESTO: Suma de los % de los compuestos presentes, excepto el SiO₂.

El modelo antes descrito se probó con los resultados de las mediciones para los residuos del bagazo combustionado y las temperaturas de inicio de la deformación de los residuos calculadas no difieren de los resultados obtenidos a escala de laboratorio, las que en todos los casos tampoco son inferiores a los 1 200°C. La validez de la ecuación (26) es para cenizas de composición ácida y con Tid entre (1 100-1 300) °C

En este modelo, su relación funcional es del tipo de las expuestas en /132/ y se corresponde por lo planteado por Harb /56/ en lo relativo a la dependencia directa de la (Tid) con relación al

tipo de componentes presentes en los residuos. Los valores calculados o predecibles para la temperatura de inicio de la deformación de las cenizas de los residuos volantes productos de la combustión del bagazo se expresan en la **Tabla III.3** siguiente:

Tabla III.3; Predicción de las temperaturas de inicio de las deformaciones en cenizas volantes de bagazo

	Compuesto		Tid (°C)	
	SiO ₂	Resto	mín.	máx.
composición (%)	56,3	22,3	1193	----
composición (%)	67,9	7,3	----	1464

Bryers /20/ obtuvo relaciones similares para diferentes carbones, aunque partía de todos los constituyentes y no de los principales como se hizo en este estudio.

En síntesis la hipótesis sobre la menor incrustación de los sobrecalentadores de vapor de las calderas que combustionan bagazo, son corroborados y difieren de los criterios que eran tomados por la EDIMEC para sus diseños con anterioridad a esta investigación.

3.3 La Efectividad Calórica del Sobrecalentador de Vapor

Se define la efectividad calórica de una superficie, como un parámetro operacional /163/ y no como una propiedad termofísica exclusivamente, ya que en ella influyen no sólo las características de los residuos de la combustión sino también el tipo de superficie calórica y sus condiciones de explotación.

En la actualidad para el diseño y o predicción del comportamiento de los intercambiadores de calor se trabaja con el concepto del Número de Unidades de transferencia (NTU), con la efectividad térmica del intercambiador (ϵ) y con su eficiencia (η), según Henderson y Schmidt /57/, pero ocurre que las condiciones de operación de las superficies de calentamiento en las calderas son muy cambiantes y el proceso de incrustaciones juega un ROL decisivo para una

misma superficie respecto a ella misma si se encontrara limpia. No obstante existe una dependencia funcional entre estos conceptos que se obtienen de la relación matemática entre ellos, sus ecuaciones son:

$$e = NTU \cdot \frac{dT_{\log}}{dT_{max}} \quad (27)$$

$$\psi = \frac{NTU}{NTU_L} \quad (28)$$

Donde:

dT_{\log} : Caída de temperaturas logarítmica en el intercambiador de calor, en K

dT_{max} : Caída de temperaturas máxima posible del intercambiador entre los fluidos caliente y frío, en K

NTU_L : Número de unidades de transferencia de calor para el intercambiador de calor limpio, adimensional

La Efectividad Calorífica es una magnitud que se determina con mayor precisión por métodos indirectos, según la literatura especializada /15, 70, 133 y 140/ y no directamente como se hace con frecuencia con otras propiedades termofísicas tales como la conductividad térmica.

Su cálculo se ejecuta partiendo de conocer el comportamiento de la transmisión del calor a través de la superficie, cuando se encuentra incrustada respecto al caso de estar limpia. Como se sabe a medida que transcurre el tiempo se incrementan los depósitos de sedimentos y crece también la resistencia térmica de la superficie. Las ecuaciones básicas para el cálculo están dadas en /67, 73, 76, 93, 100, 125, 129, 140 y 164/, extrayéndose las siguientes:

$$\psi = \frac{1}{(1 + KL \cdot \varepsilon)} \quad (29)$$

$$\psi = \frac{1}{\left(1 + \left[KL \cdot \left\{\frac{\delta r_i}{\lambda r_i}\right\}\right]\right)} \quad (30)$$

$$\varepsilon = A - B \cdot WG \quad (31)$$

$$KL = C' \cdot WG^{0.64} \quad (32)$$

Donde

A ,B ,C': son constantes para cada combustible e instalación.

KL: es el coeficiente global de termotransferencia para el sobrecalentador limpio.

δt_i : es el espesor de sedimentos sobre los tubos en un tiempo dado.

λt_i : es la conductividad térmica de los sedimentos sobre los tubos en un tiempo dado.

Pero para el bagazo, debido a la menor incrustación que provocan sus gases producto de la combustión y a la gran influencia que ejercen los cambios de velocidad de los gases (WG), ocurre que los valores de B (razón de variación de la efectividad térmica con la velocidad de gases) para el bagazo son superiores comparados con otros combustibles, por lo que cuando WG crece también aumenta la efectividad calórica del sobrecalentador (Ψ), siendo ésta una polémica novedad científica.

La teoría reflejada en estas referencias, para los casos estudiados, que no incluyen al bagazo de la caña de azúcar, indica que la influencia ejercida por la velocidad del fluido es tal que cuando ella aumenta por encima de determinados valores límites recomendados, crece el coeficiente global de transmisión del calor de la superficie limpia y se reduce la efectividad calórica (Ψ), según se muestra en la **figura III.2.:**

EFECTIVIDAD CALORICA (%)

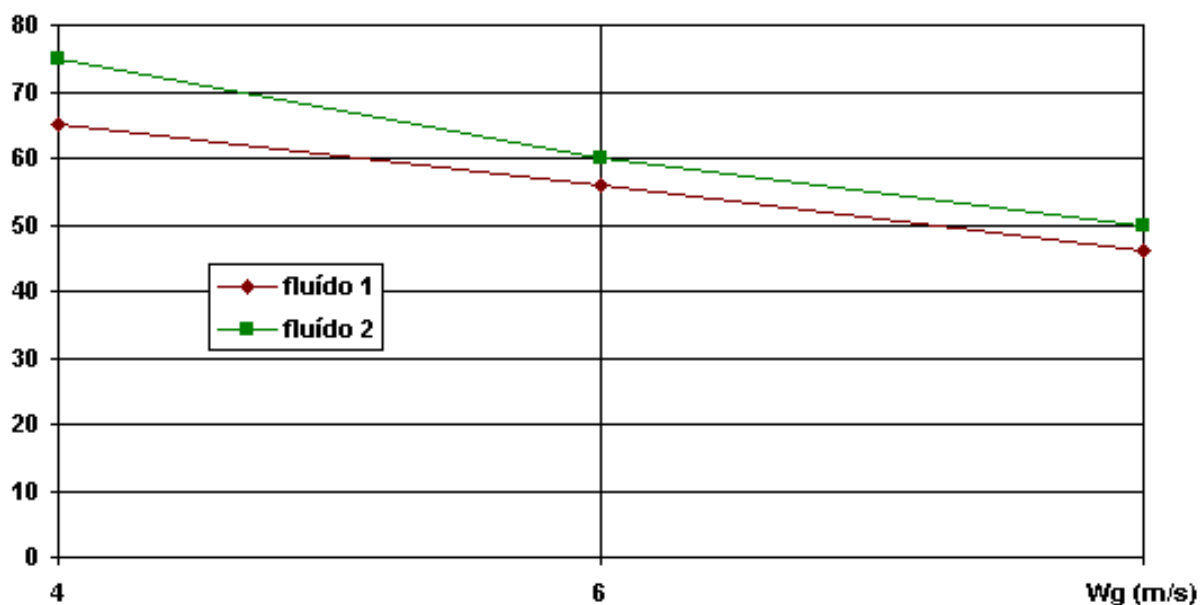


Fig.III.2; Variación de la efectividad calorífica con la velocidad de los flúidos.

Sin embargo en el caso de ensuciamiento por gases se debe tener en cuenta la influencia que ejerce el aumento de la velocidad de los gases (WG) en la disminución de la resistencia térmica tal como lo plantean en /4, 6, 72, 76 y 125/ y que en algunos casos en dependencia del carácter de las incrustaciones pueden ser muy diferentes entre sí..

En los experimentos realizados para la combustión del bagazo se está en presencia de la condición de que cuando crece la (WG) crece el valor de (KL) pero disminuye el de (ϵ) por lo que debe pensarse en una ley de variación para la (Ψ) que tenga un punto de mínimo valor, de modo que tanto valores mayores o menores de la (WG) se obtengan valores más pequeños de la (Ψ), y en definitiva comportamientos que pueden diferir según el caso.

Simultaneando las ecuaciones (29, 31 y 32) y minimizando matemáticamente la efectividad calorífica en dependencia de la velocidad de gases se obtienen comportamientos interesantes en el campo de la ingeniería.

Al graficar estas funciones para (Ψ) en dependencia de (WG), para el petróleo, el carbón y el bagazo se obtiene el siguiente gráfico de la **Fig.III.3.:**

EFECTIVIDAD CALORICA (%)

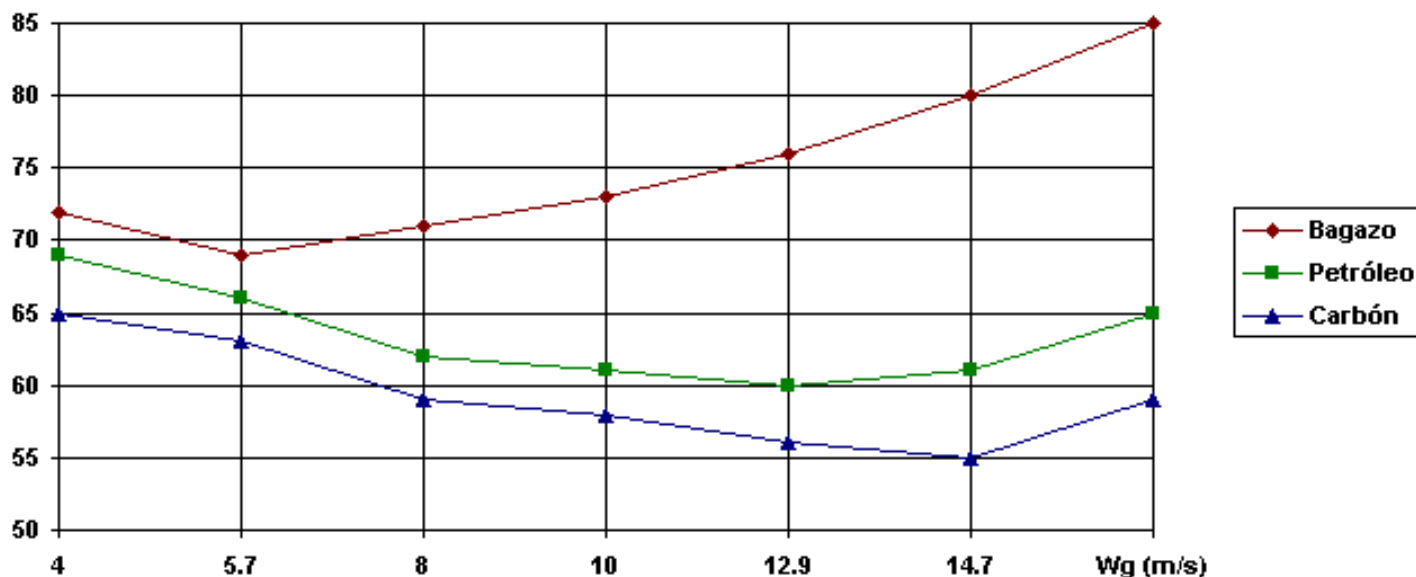


Fig. III.3. Dependencia funcional de la efectividad calórica del sobrecalentador de vapor con la velocidad de los gases, para diferentes combustibles.

Obsérvese como para el bagazo el punto de mínimo valor de (Ψ) se encuentra a la izquierda de los valores de (WG) recomendados hasta el momento por considerarlo como un carbón tipo turba, por lo que al aumentar (WG) crece la efectividad calórica del sobrecalentador a diferencia de lo que ocurre con el carbón y el petróleo, los cuales tienen el punto de mínimo valor de (Ψ) a la derecha de la (WG) recomendada y en los cuales al aumentar la (WG) disminuye la efectividad calórica.

$$\Psi = \frac{1}{\left[1 + C \cdot (A \cdot WG^{0.64} - B \cdot WG^{1.64})\right]} \quad (33)$$

Este resultado matemático analizado del ploteo de la ecuación (33) tiene su explicación física en los relativamente altos valores de la pendiente obtenidos para la disminución de la (ϵ) por los aumentos de la (WG).

De modo que para el bagazo el valor de B (rapidez de cambio de la resistencia térmica en dependencia de la velocidad de gases) es superior a los obtenidos para otros combustibles, por

lo que los efectos desincrustantes de los gases producto de la combustión del bagazo son superiores a otros como los que resultan de quemar carbón y petróleo. Este fenómeno tiene su explicación en el establecimiento del punto de equilibrio del proceso físico-químico de la deposición-desprendimiento el cual depende de factores constructivos, operacionales y de las propiedades físico químicas de los residuos volantes.

El valor de (Ψ) mínimo se calculó matemáticamente por las derivadas de 1ro y 2do órdenes de la ecuación (31), sus valores notables en la tabla III.1 y la expresión es:

$$\Psi_{\min} = \frac{1}{\left[1 + C'' \cdot \left(0,39 \cdot \frac{A}{B} \right)^{0,64} \cdot \left(A - B \cdot \left(0,39 \cdot \frac{A}{B} \right) \right) \right]} \quad (34)$$

Donde:

A,B,: Coeficientes de las ecuaciones de la resistencia térmica en función de la WG.

C: Coeficiente de poca variación de la ecuación de calcular el (α_{CONV}) del sobrecalentador.

Tabla III.4. Coeficientes de la ecuación de efectividad calórica versus la velocidad de los gases

Magnitud	Carbón (Turba)	Petróleo	Bagazo
A	13,2	11,2	14,5
B	0,4	0,3	0,98
0,39. A/B	12,9	14,7	5,7
EFCmin	0,55	0,60	0,69

La importancia de la ecuación (31) obtenida está dada por su posibilidad de uso para otros combustibles que requieran ser estudiados, tal como se hizo en este trabajo para el bagazo.

Es importante destacar que no es posible operar en esta superficie con valores muy elevados

de la (WG) por los efectos del desgaste acelerado y la elevación de los costos de explotación, ésto hizo necesario que se calcularan las velocidades óptima y de máximo desgaste según /4 y 142/.

3.3.1 Resultados de la determinación de la resistencia térmica y la efectividad calórica

Los comportamientos obtenidos de la resistencia térmica (ϵ) de las incrustaciones en el sobrecalentador de la caldera RETAL así como de la efectividad calórica coinciden con lo planteado por la literatura especializada en lo relativo a la influencia del tiempo entre los sopleteos pero contrariamente en lo relativo a la influencia de la velocidad de los gases, ya que según /75 y 76/ los aumentos de velocidad de los gases en las superficies convectivas llevan a un ligero decremento de la efectividad calórica y por ende un aumento de la resistencia térmica.

La explicación de esta contradicción está dada en el carácter de las incrustaciones de los gases productos de la combustión del bagazo, que al ser comparado con otros combustibles como el petróleo y el carbón se aprecia en él una mayor influencia de la velocidad de los gases en la disminución de la resistencia térmica de las incrustaciones. Esto se abordó con detalles en la discusión teórica de la efectividad calórica del sobrecalentador de vapor.

Se puede afirmar entonces que la caldera RETAL, según expresan los experimentos realizados, no se operó con los valores óptimos del coeficiente de exceso de aire para la combustión lo cual influye en su rendimiento bruto de operación y en los valores que alcanzan los campos de temperaturas en los gasoconductos.

Esto como se explicara por Castellanos /26/ unido a los frecuentes cambios de la capacidad del generador de vapor provocan variaciones en la temperatura del vapor sobrecalentado, aunque se ha demostrado en esta investigación que otro factor de importancia que provoca cambios en ésta es el carácter de las incrustaciones por el lado de los gases, ya que en la medida que se aumenta la frecuencia de los sopleteos con vapor disminuyen los valores reales de la resistencia térmica de la capa de sedimentos aumentando consiguientemente los valores de la temperatura del vapor sobrecalentado (TSC) como se aprecia al comparar las mediciones entre las calderas RETAL objeto de estudio en ambos

CAI.

A partir del estudio realizado se puede inferir la posibilidad de cambios de coeficientes de diseño del sobrecalentador de vapor.

El valor medio real obtenido para la resistencia térmica y la efectividad calórica del sobrecalentador de vapor de la caldera RETAL operando a capacidad nominal, difieren de los asumidos por la EDIMEC, los valores se expresan a continuación en la **Tabla III.5**.

Tabla III.5; Magnitudes básicas para el diseño del sobrecalentador según EDIMEC y nuevos resultados

MAGNITUD	REAL	EDIMEC
ϵ (m .K/kW)	4,28	11
Ψ (%)	72,5	54

Es posible entonces expresar que una importante causa de los elevados valores de la temperatura del vapor sobrecalentado por encima de lo previsto por la EDIMEC está dada en el menor ensuciamiento de estas superficies y por consiguiente se podrían diseñar áreas de transferencia de calor más pequeñas como en la práctica se ha realizado en algunos CAI entre ellos el Jesús Rabí de Matanzas, quienes redujeron en la sexta parte la cantidad total de serpentines de vapor y aún así logran temperaturas superiores a los 300 °C en el vapor sobrecalentado.

Los resultados obtenidos para el perfeccionamiento del diseño del sobrecalentador se expresan en la siguiente **Tabla III.6**:

Tabla III.6. Parámetros óptimos para el diseño térmico del sobrecalentador de vapor

Nuevos parámetros para el diseño óptimo del sobrecalentador.	
Parámetro	valor
Superficie calórica (m ²)	100,2
Reducción de superficie calórica (%).	25,8
Velocidad óptima de los gases (m/s).	10,2

Velocidad de máximo desgaste.(m/s).	13,2
Efectividad térmica (%).	72,7

Quedando demostrado que la efectividad calórica como parámetro operacional requiere en casos nuevos su determinación rigurosa por la influencia que tiene en el funcionamiento seguro, eficiente y prolongado de los generadores de vapor.

3.4 Influencia del Tiempo entre Sopleteos en el Rendimiento de Caldera

Los experimentos realizados demuestran una manifiesta incidencia de los períodos de limpieza del sobrecalentador y los haces de tubos en la eficiencia de operación del generador de vapor, al respecto se obtuvieron modelos de comportamiento estadísticos para las 116 mediciones que reflejan esta realidad, éste es:

$$\vartheta_{GSE} - \vartheta_{GSM} = (\tau_i - \tau_{opt}) \bullet 0,040 - 1,728; \text{ } ^\circ\text{C} \quad (35)$$

Donde:

ϑ_{GSE} Y ϑ_{GSM} : son las temperaturas de los gases a la salida de la caldera medida y por norma respectivamente.

Aquí se aprecia un comportamiento físicamente lógico, ya que los incrementos del período entre 2 sopleteos consecutivos aumenta la temperatura de los gases calientes de salida y reduce la eficiencia de caldera (por aumento de la q_2), en la magnitud de un 0,06 % (1 $^\circ\text{C}$ más en ϑ_{GS}) de pérdida de rendimiento por cada 25 horas por encima del T_{opt} del período de sopleteo.

El costo unitario del bagazo grava o encarece los costos de explotación de las calderas, sin embargo en el caso de limpieza mecánica mediante sopletes de vapor generado por la propia caldera, se demostró matemáticamente la invariabilidad del período de tiempo óptimo entre dos sopleteos consecutivos en relación al costo del combustible, siendo ésta una conclusión que contradice un criterio bastante difundido, aunque no fundamentado, de que cuando el combustible es más costoso se deben mantener limpiezas muy frecuentes de las superficies de calderas, lo cual es solo valido para limpiezas a partir de otros métodos.

El tiempo óptimo calculado para la limpieza de las superficies de calentamiento convectivas en la caldera RETAL difiere de las 8 horas, según las ecuaciones (24 y 25) apreciándose ésto en la **figura III.4** siguiente.

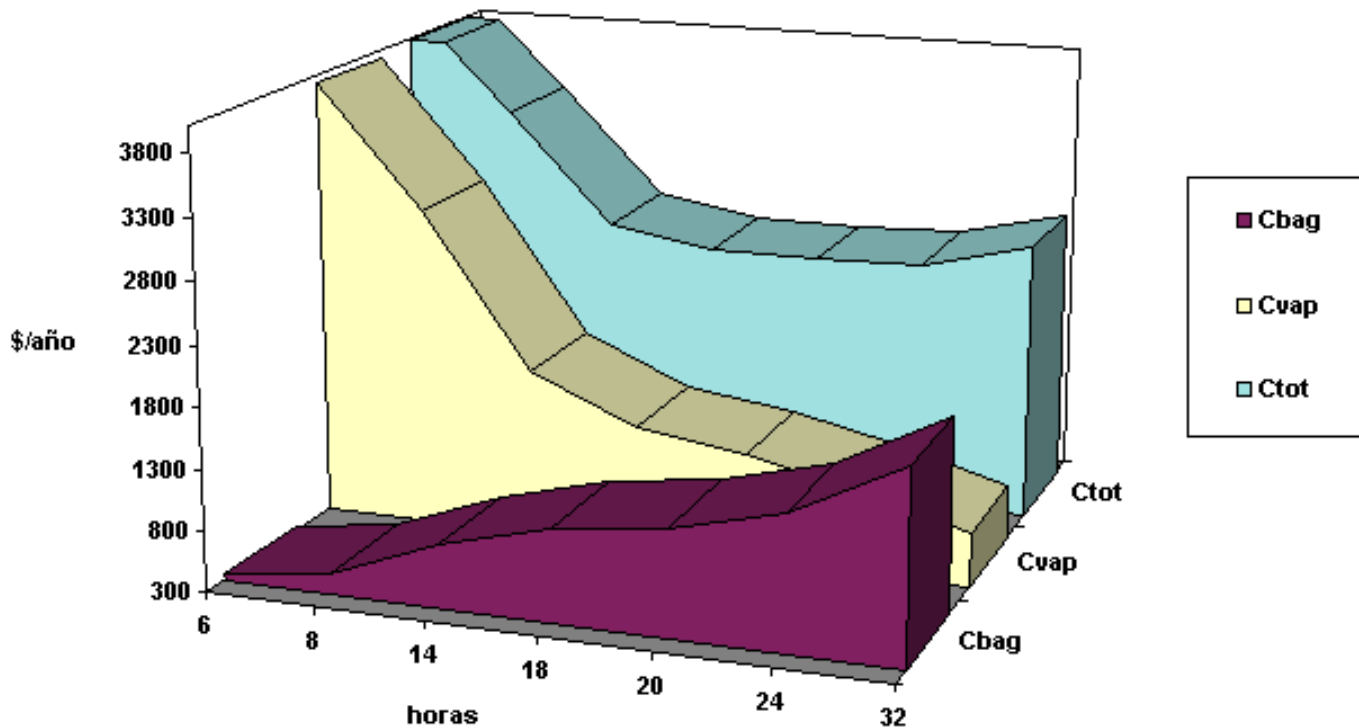


Fig.

III.4. Variación de los costos por sopleteo con vapor de los sobrecalentadores.

Al analizar la ecuación para calcular el período óptimo de sopleteo (ecuación 25) partiendo de la expresión funcional del Ctot de la figura III.4, se puede obtener matemáticamente una expresión para calcular el tiempo máximo que debe transcurrir entre dos sopleteos consecutivos con vapor el cual se obtendría cuando el valor de F (rapidez de cambio de la eficiencia de caldera con el tiempo entre sopleteos) tiende a cero, es decir cuando la magnitud de las incrustaciones no crece tanto como para provocar un sopleteo frecuente, lo cual en este caso es debido al efecto de auto limpieza que provocan los mismos gases polvorientos con altos excesos de aire, esto ofrece el resultado siguiente:

$$\tau_{opt_max} = (A0)^{0.5} \quad ; \text{ horas} \quad (36)$$

En este caso, el valor calculado de $F= 0,00381$ es pequeño, debido a la incrustación no acelerada

que provocan los gases de la combustión del bagazo en los generadores de vapor. De ahí la cercanía entre los valores de τ_{opt} calculado y el valor límite superior $\tau_{opt_{max}}$.

La ruptura del Equilibrio Deposición-Desprendimiento de sedimentos se ve determinada por la realización de limpiezas de las superficies, que en el caso en cuestión se produce con sopletes de vapor los que actúan cada 8 horas por indicación del MINAZ, aunque esta norma carece de argumentación técnica, los estudios realizados permiten proponer el cambio de la frecuencia de sopleteos hasta el tiempo óptimo calculado, $\tau_{opt} = 20,1$ horas, es decir bastará con realizar la limpieza una vez al día durante la zafra azucarera.

Respecto a lo anterior, la prestigiosa firma constructora de Calderas BABCOCK & WILCOX y otros científicos /6 y 68/ plantean la conveniencia de realizar estudios que conduzcan a establecer los períodos más convenientes de realizar la limpieza mecánica.

La lucha contra las incrustaciones es un fenómeno de carácter técnico-económico en el cual entran en contradicción los gastos en combustible por ensuciamiento excesivo de las superficies calefactoras y los correspondientes por los métodos de limpieza empleados, cuyas tendencias son opuestas con el decursar del tiempo entre dos limpiezas consecutivas, o lo que es igual con la variación del espesor de sedimentos y por ende de la resistencia térmica.

La investigación realizada permite determinar la verdadera correlación entre la velocidad de los gases y el tiempo entre dos sopleteos consecutivos con la efectividad calórica y el valor absoluto de esta última para los gases producto de la combustión del bagazo, que como se calculó difiere del valor óptimo de explotación, por lo que se hace necesario según sea el caso, determinar el valor óptimo de la velocidad de los gases y del tiempo entre los sopleteos.

3.5 Conclusiones parciales

Se reconoce la importancia que reviste para el adecuado diseño y explotación de las instalaciones de intercambio calórico, el conocer con precisión, el proceso de las incrustaciones de las superficies y los valores de la resistencia térmica y de la efectividad calórica /163/ que tienen lugar como el parámetro fundamental a controlar y conocer en toda su expresión.

Las explicaciones sobre el punto de equilibrio en el proceso de la deposición-desprendimiento con niveles inferiores de la resistencia térmica, es una afirmación o tesis relacionada en este capítulo, que se sustenta en:

-Mayor granulometría de los residuos de la combustión del bagazo, cuando éste se quema en forma de fibras (bagazo integral), según /8/, lo que facilita el incremento de las fuerzas de inercia que provoca los desprendimientos de los sedimentos.

La no presencia de los fenómenos de la Fotoforesis y Termoforesis estudiados en / 25 / que podrían acelerar los procesos de sedimentación y desplazar el equilibrio hacia la compactación de los residuos volátiles sobre la superficie calefactora.

-Temperatura de fusión de los residuos superior según /2, 55, 122 y 162/ a las que se alcanzan por los gases a partir de la salida del horno, esto último no favorece la volatilización de las cenizas y por tanto tampoco la sedimentación /32/.

-Composición química de los residuos con presencia de compuestos de elevada temperatura de fusión y composición preferentemente ácida (SiO_2), según /6/.

En los intercambiadores de calor bañados transversalmente por fluidos polvorientos, si en ellos el equilibrio DEPOSICION-DESPRENDIMIENTO de partículas se rompe a favor del segundo proceso cuando aumentan las velocidades del fluido, será posible lograr en éstos una compactidad mayor que la alcanzada actualmente, sobre el hecho de incrementarse la efectividad térmica.

CAPITULO IV

ANALISIS Y CALCULO TECNICO ECONOMICO DE LA EXPLOTACION Y DISEÑO DEL SOBRECALENTADOR DE VAPOR DE CALDERAS BAGACERAS

La instalación para investigaciones con experimentos a escala industrial permitieron determinar los coeficientes más importantes para el cálculo térmico de los sobrecalentadores de vapor en

calderas bagaceras y al mismo tiempo se pudo diagnosticar el trabajo de estas instalaciones para su mejoramiento estando en estos enunciados el objetivo de este último capítulo.

Las pruebas termotécnicas realizadas a la caldera RETAL en los 4 CAI de referencia brindan una fuente de información que permite valorar cuan eficientemente trabajaron estas instalaciones, a partir de establecer comparaciones entre los parámetros de explotación reales y los recomendados.

La tabulación de los parámetros seleccionados medidos y (o) calculados para las 116 mediciones efectuadas aparecen en el **anexo 2**.

Las variables objeto de análisis que permiten diagnosticar el trabajo de estas calderas son las siguientes: flujo y temperatura de vapor sobrecalentado; exceso de aire y temperatura de los gases de escape; velocidad de los gases en el sobrecalentador; resistencia térmica de las incrustaciones y efectividad calórica del sobrecalentador; tiempo entre los sopleteos con vapor de las superficies; pérdidas de calor y eficiencia bruta.

El análisis estadístico correspondiente con las pruebas de validez de los modelos estadísticos obtenidos y el rango de utilización de los mismos aparecen en el **Anexo 3**.

El análisis consta de dos partes ya que las condiciones de explotación de la caldera #6 del “Cuba Libre” no coincidieron con las de la #3 del “España Republicana” en lo relativo a:

- Presión y temperatura del vapor sobrecalentado
- Temperatura de los gases de salida de caldera
- Período de los sopleteos con vapor.

4.1 Diagnóstico de la Caldera #6 del CAI Cuba Libre.

En las 74 mediciones realizadas para 2 zafras azucareras (86-88), y en los 4 períodos entre sopleteos analizados, así como en las mediciones repetidas para 8 horas y más de explotación, se pudo caracterizar las condiciones de operación del todo y la parte, es decir la caldera y su sobrecalentador.

Esta caldera operó durante las pruebas con eficiencias cercanas a los valores máximos posibles, su dificultad esencial radicó en trabajar con excesos de aire mayores que los recomendados en /8/, por lo cual el valor medio obtenido para la eficiencia (η) fue de 79.59%, quedando un potencial importante en la reducción de las pérdidas de calor con: los gases de escape y por incombustión mecánica. Esto es posible reduciendo el aire bajo parrilla.

Al comparar los métodos de calcular la eficiencia de caldera por las Curvas de Operación de Barroso y Hugot se constató que ambos métodos ofrecen resultados similares, con un error relativo promedio entre ambos de 1.9% siendo el primero de mayor facilidad de uso y cuyo rigor se comparó con el método normativo soviético /76/. El modelo matemático estadístico obtenido para las 116 mediciones y que correlaciona los valores calculados de la eficiencia por ambos métodos se expresa a continuación:

$$\eta = -0,1527 + 0,953 \cdot \eta_H; \% \quad (37)$$

La validación de las curvas de operación se realizó a través de la comparación de las temperaturas de los gases de salida (ϑ_{gse}) del generador de vapor medida con respecto a los valores calculados (ϑ_{gs}), y cuyo error promedio es 2.1%.

La temperatura de los gases de salida calculada según /8/ y la medida difieren en menos del 2,1% como promedio, por lo que la aplicación de las curvas de operación es factible con errores mínimos.

En las 74 mediciones del CAI "Cuba Libre", se aprecia la influencia que ejercen la velocidad de los gases y el tiempo entre los sopleteos del sobrecalentador, de modo que cuando la (WG) aumenta y σ (τ_i) disminuye se produce una desincrustación por el lado de los gases, que conlleva a la disminución de la resistencia térmica o lo que es igual al aumento de la efectividad calórica en el sobrecalentador, según muestran los modelos matemático estadísticos obtenidos; éstos son:

- Para cualquier capacidad del generador de vapor:

$$\varepsilon = 13,79 + 0,096 \bullet \tau_i - 0,98 \bullet WG \quad (38)$$

Este modelo se utiliza en el diseño del sobrecalentador de vapor con comportamiento de cargas variables.

- Para capacidad nominal ($12,5 \pm 1,25$) kg/s de vapor:

$$\varepsilon = 6,43 - 0,227 \bullet WG + 0,164 \bullet \tau_i \quad (39)$$

Este modelo se utiliza para diseño del sobrecalentador de vapor a capacidad nominal.

- Según el análisis dimensional, para cualquier capacidad del generador de vapor:

$$\varepsilon = 4,67 + 0,58 \cdot 10^{-8} \bullet NoA \quad (40)$$

Este modelo se podría utilizar para estudios de comportamiento con diferentes superficies de calentamiento y tipo de combustibles, aunque no se le incluyó la influencia directa de las velocidades de los gases y las partículas.

- Para cualquier capacidad de generación de vapor:

$$\varepsilon = 26,82 - 0,84 \bullet \Psi \quad (41)$$

Este modelo expresa una dependencia física incuestionable.

4.2 Diagnóstico de la Caldera #3 del CAI. España Republicana.

En los 42 experimentos efectuados para las zafras de los años 89-91, con 3 períodos de mediciones, todos ellos sin limpieza por estar los sopletes de vapor rotos, se pudo constatar que: los valores del rendimiento de operación de la caldera; y la temperatura del vapor sobrecalentado, son inferiores a los recomendados por la EDIMEC y también para los obtenidos en la caldera #6 del CAI Cuba Libre.

Esta caldera operó con valor promedio de su eficiencia (η) de 77%, el cual es menor en 2,6% que los valores posibles a obtener de haberse llevado un adecuado sopleteo con vapor de las superficies de calentamiento, y dado los altos valores del coeficiente de exceso de aire para la combustión con que trabajó la instalación, estos últimos oscilaron desde 1,41 hasta 2,1, se provoca la disminución de la temperatura adiabática de la combustión significativamente y por tanto se presenta la caída de los campos de temperatura en la caldera, y la disminución de la

transferencia de calor correspondiente.

No obstante todo lo anterior, fue posible obtener modelos matemático estadísticos que representan la explotación de la caldera, los que a continuación se relacionan:

- Para cualquier capacidad de trabajo de la caldera:

$$\varepsilon = 42,08 - 0,54 \bullet WG + 0,545 \bullet \tau_i \quad (42)$$

$$\Psi = 29,11 + 0,16 \bullet WG - 0,85 \bullet \tau_i \quad (43)$$

Estos modelos indican una relación funcional física de acuerdo a la teoría explicada, y permiten calcular estas propiedades para calderas muy incrustadas, que no se sopleteen.

- Según el análisis dimensional, para cualquier capacidad de generación de vapor:

$$\varepsilon = 22,2 + 0,88 \cdot 10^{-8} \cdot N_oA \quad (44)$$

Idéntico uso que para la ecuación 40, sólo que para calderas sin sopletearse

4.3 Diagnóstico Generalizado para la Caldera Bagacera con Sobrecalentamiento de Vapor

Existe una notable influencia de algunos parámetros de explotación en la temperatura de los gases de salida (ϑ_{GS}), tal es el caso del exceso de aire que para estas pruebas termotécnicas su incidencia es directa, es decir la ϑ_{GS} crece con α_{SG} , sin embargo para crecimientos posteriores del exceso de aire superiores a determinados límites se produce una disminución importante de la temperatura de los gases a la salida del horno (ϑ_{SH}) que se refleja en una disminución de la ϑ_{GS} .

Este comportamiento puede apreciarse en el análisis de las ecuaciones del balance térmico del horno, ya que como se sabe la temperatura adiabática (ϑ_A) disminuye con los aumentos del exceso de aire y por tanto disminuirá también la temperatura de los gases a la salida del horno (ϑ_{SH}) y por consiguiente caen los campos de temperaturas en los gasoconductos.

En este sentido también influye de la misma forma las infiltraciones de aire en los

conductos de gases de caldera. Así mismo se aprecia este valor límite de (α_{SG}) en el modelo matemático estadístico obtenido producto de unificar las mediciones de los CAI España Republicana y Cuba Libre 116 mediciones en total, el que se expone a continuación:

$$\vartheta_{GSE} = 2,91 - 0,36 \bullet \tau_i - 14,74 \bullet PREVS + 471,84 \bullet \alpha_{SG} - 131,34 \bullet \alpha_{SG}^2 \quad (45)$$

donde:

PREVS : presión de vapor sobrecalentado.

El punto límite de máximo valor de la (ϑ_{GSE}), calculado por derivadas parciales respecto a (α_{SG}), para el cual valores mayores de (α_{SG}) provocan una disminución de la (ϑ_{GSE}) es (α_{SG}) igual a 1,94.

Esto tiene una gran importancia desde el punto de vista teórico experimental ya que cada instalación de combustión tiene su valor límite a partir de los cuales comienza la formación de CO como indicador de disminución de las velocidades de reacción química debido a la disminución que experimenta la temperatura adiabática del horno., y con ello la reducción de la liberación de calor durante el proceso de la combustión /41/.

Con los resultados de las pruebas realizadas a las calderas antes descritas en diferentes CAI, se da la posibilidad de generalizar el diagnóstico para las calderas bagaceras con sobrecalentamiento convectivo del vapor a partir de los experimentos realizados en la caldera tipo RETAL, éstas son:

- El verdadero valor de la resistencia térmica y la efectividad calórica.
- La composición química y temperatura de fusión de los residuos de la combustión del bagazo.
- Influencia del tiempo entre los sopleteos en el rendimiento de la caldera.
- Influencia del exceso de aire para la combustión en las temperaturas de los gases a la salida del horno y de la caldera.
- Necesidad de establecer el rigor necesario en la operación adecuada de las calderas bagaceras en evitación de excesivas pérdidas de rendimiento.

4.4 Evaluación Técnico Económica de los Resultados Alcanzados

Al decir de Kenney /68/...“la solución atractiva de un problema involucra las partes técnica y la económica”..., todo trabajo concluye con esta evaluación.

Por otra parte la exergoeconomía /68 y 148/ asigna costos a los flujos exergéticos en las plantas y permite analizar la decisión respecto al reemplazo o mantenimiento de equipos. La decisión sobre modificar las condiciones de explotación y diseño del sobrecalentador de vapor convectivo en la caldera RETAL se tomó sobre la base de un análisis técnico-económico, en este caso Termoeconómico, éste permitió seleccionar la estrategia apropiada. El cálculo técnico económico se ejecutó para situaciones relativas a:

- a- Validación de los modelos estadísticos para otras calderas bagaceras.
- b- Remodelación constructiva del sobrecalentador de vapor convectivo en calderas bagaceras tipo RETAL.
- c- Modificación de los períodos de limpieza por sopleteo con vapor de las superficies de calentamiento del generador de vapor.

a- Validación de los modelos estadísticos para otras calderas bagaceras.

Se procedió a validar los modelos estadísticos obtenidos para las calderas tipo RETAL de los CAI “España Republicana” y “Cuba Libre” de Matanzas a otras de las cuales se tuvieran pruebas termotécnicas realizadas con un nivel de confiabilidad dado por investigaciones o trabajos de diplomas realizados en otros territorios, estas referencias están dadas en /22 y 58/ calculándose los valores de la resistencia térmica y la efectividad calórica correspondientes, estos resultados se muestran a continuación en la **Tabla IV.1** siguiente:

Tabla IV.1; Resultados de aplicar metodología de cálculo de la Resistencia Térmica de las incrustaciones con pruebas de otras calderas y a partir de los modelos estadísticos obtenidos

No.	η	α_{SG}	Ψ	WG	Reyg	TSC	DSC	ϑ_{GSE}	PREVS	τ_i	ϵ_c	ϵ_m	Er
Unid	%	adim.	%	m/s	adim.	oC	t/h	oC	atm	horas	m ² .K/kW	m ² .K/kW	%
1	80,8	1,209	72,86	5,75	2342	356	10,2	237	19,7	,001	4	6,4	37
2	80,9	1,175	71,18	5,36	2316	347	10	230	18,7	,001	5,43	6,5	18
3	79,2	1,675	58,1	9,92	3709	338	12	264	14,5	,001	7,79	5,5	29
4	81,3	1,358	59,36	8,93	3221	337	13	280	14,9	,001	7,35	5,7	23
5	79,	1,578	60,73	9,66	3574	339	12,1	270	15,5	,001	6,96	5,5	22
6	78,6	1,589	66,27	7,93	3121	345	10,2	200	9,7	,001	6,12	6	3
7	79,9	1,41	61,2	6,93	2714	329	10,2	170	9,7	,001	7,91	6,3	20

Las calderas relacionadas son:

1. Caldera Retal # 1 del CAI "Argentina", Camagüey
2. Caldera Retal # 2 del CAI "Argentina, Camagüey
3. Caldera Retal # 1 del CAI "M.M. Prieto", C. Habana
4. Caldera Retal # 2 del CAI "M.M. Prieto,"C. Habana
5. Caldera Retal # 1 del CAI "Perú", Tunas
6. Caldera Retal # 2 del CAI "Perú , Tunas "
7. Caldera Retal # 4 del CAI "Jesús Rabí", Matanzas

Se puede apreciar de la tabla anterior como los valores calculados de la resistencia térmica de las incrustaciones (ϵ), la efectividad calórica (Ψ), y las velocidades de los gases en el sobrecalentador no difieren significativamente de la calculadas para las calderas de la provincia de Matanzas. Así mismo el valor calculado para la resistencia térmica en estas calderas por el modelo estadístico (ϵ_m para los valores cercanos a flujo nominal de vapor) y el obtenido por el programa de computación CATECA, difieren como promedio con menos del 22 % de error, que aunque supera la magnitud del error total en el cálculo de ϵ según su medición indirecta en las pruebas industriales que fue del 6,9 %, se puede aceptar la validez del modelo estadístico. No obstante en el caso de las unidades 1 y 3, las de mayor dispersión, se infiere por los datos, la presencia de factores operacionales superpuestos o fuera de los límites de aplicación de los modelos, dados por:

- Exceso de aire más elevado en la #3
- Temperatura de los gases de escape alta. en la # 3

- Temperatura del vapor sobrecalentado muy baja en la # 3
- Presión del vapor sobrecalentado fuera del rango de validez del modelo en la # 1

b- Remodelación constructiva del sobrecalentador de vapor convectivo en calderas bagaceras tipo RETAL.

Respecto al diseño se modifica la velocidad óptima de los gases en el sobrecalentador teniéndose que modificar su construcción ligeramente y por la explotación se modifican los períodos de limpieza de las superficies convectivas. Para ambas situaciones se calcularon los valores óptimos que aparecen en la **Tabla III.6.**

Algunas de las variantes a tener en cuenta en la remodelación del sobrecalentador, calculadas con el mismo programa CATECA pero ahora cambiando algunas de las variables de entrada y salida, son:

1ra.variante: Manteniendo el paso transversal de los gases constante, así como la longitud y número de pasos del sobrecalentador de vapor, eliminar 14 serpentines o hileras de tubos, 7 a ambos lados y colocar deflectores de gases que reduzcan el área de transferencia de calor y de flujo de gases, ésta es la variante calculada como óptima para el redimensionamiento.

2da.variante Eliminar las 14 hileras de tubos alternativamente de modo que se supriman las filas 1, 5, 9, 13, 17, 21, 25, 29, 33, 37, 41, 45, 49 y 53. Manteniendo el resto del sobrecalentador en sus condiciones de diseño.

Esta segunda condición es más sencilla que la 1ra variante pero no logra el valor óptimo de explotación, no obstante es mejor alternativa que el actual diseño.

3ra variante: Acortar las longitudes de los serpentines de vapor, es decir eliminar un paso de sobrecalentamiento para reducir los gastos de inversión inicial y de explotación.

Por la reducción de superficie de calentamiento necesaria se ahorran 25,8 m² de superficie de sobrecalentador para cada caldera (según **variante 1ra.**) lo que representa 1 764 \$/año, para una vida útil de 10 años, siendo el ahorro total ascendente a 2 089 \$/año. Para lograr este objetivo

se requiere realizar las modificaciones constructivas propuestas:

Producto de estos nuevos valores calculados para el diseño del sobrecalentador se pueden disminuir los gastos reducidos de explotación en 325 \$/año para una caldera y 35 128 \$/año para las alrededor de 108 calderas instaladas nacionalmente de este tipo.

En todas las variantes antes descritas se satisface la posibilidad real de reducir el HSOB lo cual es ventajoso, pero la alternativa más económica resulta ser la primera.

Cabe destacar que las otras 2 variantes se han desarrollado en un CAI de la provincia Las Tunas y en el CAI “Jesús Rabí” de Matanzas con buenos resultados, siendo esto ya ejecutado por experiencia práctica e intuición técnica y por la información que se había brindado por esta investigación a la EDIMEC desde 1987.

c- Modificación de los períodos de limpieza por sopleteo con vapor de las superficies de calentamiento del generador de vapor.

Se ha podido constatar que la mayoría de los CAI del territorio matancero y probablemente del país no tienen en funcionamiento el sistema de los sopletes de vapor para la desincrustación por el lado de gases de las superficies de calentamiento convectivas, lo que ha estado conllevando a pérdidas energéticas de consideración, a esto se une que los períodos de limpieza se podrían alargar mas según las pruebas realizadas siendo un momento adecuado para retomar esta necesaria norma de operación de explotación de las calderas del MINAZ.

Se calculó el valor actualizado de la inversión (VAN) y el tiempo de recuperación del monto de la inversión (TIR), para la variante mejor y más costosa, esta última incluye el caso en que halla que invertir totalmente los recursos para montaje de los sopletes de vapor nuevos , según la metodología expresada en Samuelson /130/, y cuyas expresiones de cálculo son:

$$VAN = \sum_{i=0}^1 \frac{FC_I}{(1+i)^i} ; \$ \quad (46)$$

$$0 = \sum_{k=0}^1 \frac{FC_k}{(1 + TIR)^k} \quad (47)$$

Para una zafra de 100 días, un costo del sistema de sopletes de vapor ascendente a \$ 350.00 cada uno de los cuatro que lleva la caldera RETAL, para un precio del equivalente de bagazo en petróleo de 100 \$/t y con una mejora en la eficiencia de caldera en tan sólo el 1 % se obtiene que:

$$VAN = 4\,797,52 \$$$

$$TIR = 444 \% / \text{año o también } 4,44 \text{ 1/año.}$$

Es decir que el uso de los sopletes de vapor se justifica y amortiza la inversión antes del primer mes de zafra, incluso para el caso que estos se tengan que instalar como nuevos.

4.4 Conclusiones parciales

Los modelos estadísticos obtenidos tanto para los datos unificados de ambas calderas como para cada una por separado son válidos para sobrecalentadores de vapor convectivos de calderas bagaceras tipo RETAL y extensibles a otras calderas siempre que se cumplan los límites de utilización impuestos para las variables procesadas estadísticamente que aparecen en el **Anexo 3**.

En resumen es importante aplicar los conceptos del análisis técnico-económico en el diseño compacto, en evitación del frecuente gigantismo de las instalaciones, y en el alcance de condiciones racionales de explotación que minimicen el gasto de bagazo quemado en la caldera bagacera RETAL y en otras que se diseñen de capacidades superiores según sea interés de la EDIMEC.

4.5 Vías futuras de desarrollo del trabajo

La continuidad de esta investigación está dada básicamente por el cierre lógico del ciclo investigativo que propicia la aparición de nuevos problemas. por lo cual debe orientarse a los aspectos siguientes:

Aplicar esta metodología en casos de:

- Combustión del crudo nacional tal como se hizo en /152/, incluidas las calderas igneotubulares compactas.
- Determinar la efectividad calórica de las superficies convectivas de cola en calderas bagaceras.

Propiciar por parte del MINAZ y sus fábricas y otras dependencias, la remodelación propuesta para las condiciones operacionales y de modificación constructiva en calderas del tipo RETAL lo que conllevará al ahorro de importantes recursos monetarios.

Los efectos de remoción de sedimentos que provocan los aumentos de la velocidad de los gases, sugieren el estudio de utilizar como método auxiliar para la limpieza mecánica de las superficies sucias por residuos de la combustión del bagazo, el aumento de la capacidad regulada del tiro inducido por períodos de (1 a 3) minutos, de modo que se incrementen entre un (10 a 15) % la velocidad de los gases, con el consiguiente ahorro de vapor a sopletes. En este sentido se plantea también como hipótesis el hecho de incorporar elementos artificiales al flujo de gases que conlleven al incremento del coeficiente (B) de velocidad de cambio de la resistencia térmica

Estudiar la correlación existente entre la composición química de los suelos cañeros y las cenizas del bagazo ya que se plantea la hipótesis por el autor y otros investigadores de una marcada influencia del suelo sobre las cenizas obtenidas en el interior de calderas.

Añadir a esta metodología estudios orientados a correlacionar la magnitud del espesor de sedimentos y (o) la Resistencia Térmica con la pérdida de presión aerodinámica en los bancos de tubos bañados transversalmente, ya que sería útil para los estudios del mantenimiento por diagnóstico de estas superficies incrustadas según se sugiere en /120/.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

La tarea de investigación desarrollada fue intensa y requirió la participación de personal calificado de diferentes grados, en unos se encontraban profundos conocedores de la explotación de calderas; profesionales, técnicos y obreros, y en otros sencillamente estudiantes de años terminales, pero que en todos los casos desarrollaron una tarea concreta a lo largo de más de 8 años de trabajo ininterrumpido. Esta podría ser y de hecho lo es, la conclusión más importante para el investigador principal, es decir no se habría alcanzado el objetivo perseguido sin el trabajo mancomunado y armonioso de todos los participantes.

En las estancias del grupo de investigación en los diferentes CAI durante los períodos de pruebas y ajustes se pudo constatar con cierta frecuencia la inobservancia de orientaciones y normas de explotación más eficientes de las calderas, así como la insuficiente preparación del personal encargado de la operación de estos equipos.

El problema planteado de inicio, sobre la necesidad de:

- Alcanzar un diseño más racional de la superficie de sobrecalentamiento de vapor convectiva de las calderas bagaceras y en particular la RETAL; profundizar en otras causas del excesivo calentamiento del vapor;
- Obtener coeficientes característicos para los gases producto de la combustión del bagazo que permitan racionalizar los diseños de las superficies convectivas y abrir el camino de la proyección en calderas de elevados parámetros que se conciben en la actualidad por la EDIMEC;
- Así como el establecer mejoras a las condiciones de explotación de este tipo de caldera.

Fue según se refleja en esta tesis, analizado primero en cada una de sus partes componentes y más tarde sintetizado /88/ lo que permitió encontrar las soluciones al problema objeto de estudio.

La tesis concluye además, con los siguientes enunciados:

-
1.- Los residuos volantes de los productos de la combustión del bagazo son de elevada temperatura de fusión, tanto dado por la pruebas realizadas en las muflas como por los análisis de su composición química, con carácter ácido mayoritariamente (SiO_2 mayor que 56,3 %), se obtuvo y predijo valores de la T_{id} que oscilan entre (1193-1494) °C.

Unido a ésto los reducidos valores de las temperaturas de gases de salida del horno (menores que 1050°C) propician, conjuntamente con el tamaño mayor de los residuos en la zona convectiva (alrededor de los 30 micrones), la imposibilidad de presencia de residuos semifluidos o plásticos en la zona de sobrecalentamiento del vapor, y por tanto en las superficies de calentamiento subsiguientes de más baja temperatura en el sentido del movimiento de los gases.

-
2.-La magnitud de las incrustaciones por el lado de los gases alcanza niveles inferiores a los estimados por los diseñadores, lo cual se constató: por los cálculos realizados de la resistencia térmica y la efectividad calórica, lo que posibilita en la realidad una mejor transmisión del calor en condiciones reales respecto a las de diseño, que reafirman la realidad de excesivos calentamientos del vapor y por la experiencia de quienes han realizado reducciones de las superficie de sobrecalentamiento del vapor luego de entregado los primeros resultados de estas investigaciones a la EDIMEC desde 1987.

-
3.-El comportamiento o ley de variación de la efectividad térmica con la velocidad de gases obtenido, no se reporta en la literatura especializada con posibilidades de ser alcanzado dado los comportamientos de los combustibles estudiados y explotados hasta el momento.

-
4.-En el caso de gases producto de la combustión del bagazo se obtuvo matemáticamente que los aumentos de la velocidad de gases por encima de los valores que actualmente se explotan, provocarán aumentos de la efectividad térmica y por tanto obtener superficies de calentamiento más acorde a las necesidades, comprobando en esta nueva situación los valores de velocidad de máximo desgaste erosivo, que no se presenta, y de la velocidad óptima. Se obtienen ahorros por concepto de explotación óptima del sobrecalentador ascendentes a \$325/año por caldera además

de la reducción (compactación de la superficie) de 25,8 m² y de .1 764 \$/año, por este concepto, lo que conlleva a un ahorro total por cada caldera RETAL modificada ascendente a 2 089 \$/año, y 225 666 \$/año para las alrededor de 108 calderas RETAL instaladas en Cuba. Adicionalmente se ahorrarán 74 470 \$/año en gastos por daños ambientales no provocados, dado por el ahorro del bagazo que permitió la optimización de la explotación, el diseño y las limpiezas por sopleteos con vapor.

5.-Se calculó y comprobó la necesidad de establecer el período óptimo de realizar los sopleteos con vapor para desincrustar de sedimentos el lado de los tubos en contacto con los gases polvorientos de la combustión del bagazo, concluyéndose que sólo basta sopletear una vez al día o cada 20,1 horas para garantizar los mínimos gastos de explotación, con lo que se ahorran anualmente 1 085 \$/año, ó 54,3 toneladas de bagazo por caldera anualmente, siendo 5 864,4 t/año y 117 180 \$/año para las calderas de este tipo ya en funcionamiento.

6.-Se demuestra la necesidad de aplicar la presente metodología de la investigación, complementando los estudios de transferencia de calor con los de caracterización físico-química como forma de alcanzar la certidumbre requerida. Empleándose en:

El estudio de la resistencia térmica y efectividad calórica (como magnitudes derivadas y parámetros operacionales) de las incrustaciones por el lado de gases en superficies convectivas bañadas transversalmente, cuando se cambien los combustibles empleados por otros no convencionales de origen orgánico;

Caso que se quieran investigar *los métodos de limpieza* existentes de superficies u otros nuevos que sean ideados.

Recomendaciones

En la práctica ninguna obra humana es totalmente nueva en la actualidad, sino que le ofrece continuidad a una determinada rama del saber científico, y en ésta su existencia data desde hace más de 2300 años /61/. Precisamente aquí radica el verdadero valor de ésta y cualquier tesis o investigación teórica y (o) práctica, es decir lo que se alcanza como una nueva cualidad precisada y que necesariamente es susceptible de seguirse estudiando para su perfeccionamiento, no es acaso ésto lo que ha hecho siempre el hombre y que lo distingue de los demás seres vivos.

En tal sentido se proponen como la continuidad de esta modesta obra las recomendaciones siguientes:

1.- Utilizar para la proyección de los sobrecalentadores convectivos de calderas bagaceras de cualquier capacidad los coeficientes característicos aquí determinados, tales como:

- Resistencia Térmica de las Incrustaciones por el lado de gases;
- Efectividad Calórica del Sobrecalentador;
- Temperatura de Fusión de los volátiles y composición química de las incrustaciones en la zona de -sobrecalentadores convectivos y
- Período óptimo de sopleteos de las superficies de calentamiento convectiva

2.- Para el estudio de la formación de los depósitos sobre las *superficies de calentamiento* y su influencia en la utilización calórica de la misma se requiere el estudio de:

- Caracterización del tamaño de partículas volantes, es decir su granulometría.
- Temperatura de fusibilidad de los residuos formados.
- Composición química de los residuos y su correlación con las temperaturas de fusión.
- Prueba termotécnica a la superficie objeto de estudio u otra bajo las mismas condiciones.
- Cálculo de la Resistencia Térmica y la Efectividad Calórica y sus correlaciones con la velocidad de los gases
- Determinación de los valores óptimos de la velocidad de gases y tiempo entre dos sopleteos consecutivos.

Siendo útil la presente metodología para casos de combustión de portadores energéticos de origen orgánico que se desee investigar.

3.- La principal reserva energética de nuestra Industria Azucarera está aparentemente lejos de esta tesis, pues se considera que está en el propio hombre, en este caso en el personal de la sala de hornos o generadores de vapor, y muy en particular sobre los hombros e inteligencia de *los operadores de calderas*. Estos últimos suelen ser parte de la fuerza de trabajo más fluctuante e inestable motivado por:

los bajos salarios;
condiciones de trabajo;
y la atención que reciben.

Son sin embargo **el eslabón más débil en la cadena de lucha por la eficiencia energética**, por el logro de la entrega de energía eléctrica a la red nacional, por alcanzar un MINAZ que aporte y no que sea un gran consumidor en tiempo de zafra, Cuba no está en condiciones de seguir soportando esta carga pesada, por lo cual se considera que **éste es un problema , que aunque conocido está por resolver.**

SIMBOLOGÍA

Indice Alfabético:

A	Constante, de la ecuación de cálculo de la resistencia térmica $(m^2.K)/kW$ en dependencia de la velocidad de los gases, que expresa el máximo valor posible de la resistencia térmica
ABRAS	Coefficiente abrasivo de partículas. de los residuos volantes en $mm.s^3/g$ la corriente de gases
AO	Constante que depende de la relación de los gastos en vapor h^2 por sopletes referido a los gastos en combustible consumido por la caldera
AS	Contenido gravimétrico de cenizas en el bagazo seco %

ARV	Contenido de cenizas en los residuos volátiles de la combustión	%
AT	Emisividad térmica del horno	adimensional
B	Constante, de la ecuación de cálculo de la resistencia térmica en dependencia de la velocidad de los gases, que expresa la rapidez de cambio de la resistencia térmica en dependencia de la velocidad de los gases	%/(m/s)
CAI	Complejo Agroindustrial	
CONCV	Concentración de cenizas en los gases del sobrecalentador	g/(m ³ ·h)
Cvap	Gastos monetarios en vapor empleado para el sopleteo de superficies de calentamiento	\$/año
Cbag	Gastos monetarios en bagazo consumido en dependencia del valor de la eficiencia bruta del generador de vapor	\$/año
Ctot	Suma de gastos variables totales, entiéndase de bagazo y vapor en la operación del generador de vapor	\$/año
C'	Coefficiente de poca variación de la ecuación de calcular el α_{CONV} del sobrecalentador para cada combustible e instalación	adimensional
CO ₂ y O ₂	Contenidos volumétricos del bióxido de carbono y de oxígeno en los gases de escape	%
D	Valor de referencia de la eficiencia de la caldera después de sopleteada las superficies de calentamiento	%
DMAX	Desgaste abrasivo máximo de los tubos	mm
DSC	Flujo de vapor sobrecalentado producido por el generador de vapor	kg/s
dTlog	Caída de temperaturas logarítmica en el intercambiador de calor	K
Dtmáx	Caída de temperaturas máxima posible del intercambiador entre los fluidos caliente y frío	K
dT	Tiempo total del experimento	horas
dt	Período de tiempo entre mediciones	horas

FC(k)	Flujo de caja en el año k	\$
F	Variable que depende de la rapidez de cambio de la eficiencia %/h de la caldera con la efectividad calórica y éstas a su vez cambiando con el tiempo entre dos sopleteos con vapor consecutivos	
Fd y Fr	Razón de variación de la deposición y remoción de los sedimentos respectivamente	$(m^2.K)/(kW.s)$
HCOMP	Superficie de intercambio de calor complementaria en zona del sobrecalentador	m^2
HSOB	Superficie de transferencia de calor del sobrecalentador de vapor	m^2
i	Tasa de inversión para la Industria Azucarera	1/año
K	Coefficiente de global de transferencia de calor de la superficie incrustada	$kW/(m^2.K)$
KD	Coefficiente de variación de la velocidad de gases respecto al valor medio	adimensional
KF	Coefficiente global de transmisión del calor en el festón	$kW/(m^2.K)$
KL	Coefficiente global de termotransferencia para el sobrecalentador limpio	$kW/(m^2.K)$
KM	Coefficiente de irregularidad de la concentración de cenizas en el flujo de gas	adimensional
KW	Coefficiente de irregularidad del campo de velocidades en la sección flujo	adimensional
MAC	Coefficiente de desgaste del metal del sobrecalentador	adimensional
MSC	Coefficiente que considera la heterogeneidad del flujo de gases en el intercambio de calor	adimensional
NoA	Coefficiente de relación funcional entre las variables que determinan el proceso de la sedimentación sobre los tubos obtenido a partir del análisis dimensional	$(m^2.K)/kW$
NoS	Número adimensional del proceso de sedimentación de los gases sobre los tubos en el sobrecalentador	

NTU _L	Número de unidades de transferencia de calor para el intercambiador de calor limpio	adimensional
PREVS	Presión de vapor sobrecalentado	ata
PF	Gastos por superficie del sobrecalentador, consumos de potencia de la bomba de alimentar y los ventiladores del sistema de tiro de gases respectivamente	\$/m ² .año
PN		\$/kW.año
PD		\$/kW.año
p	Probabilidad de caída del parámetro medido en los intervalos más pequeño y mayor del histograma confeccionado	adimensional
QCOMP	Fracción del calor absorbido por el sobrecalentador debido a la presencia de las superficies complementarias	adimensional
Q2	Pérdida de calor con los gases calientes de salida del generador de vapor	%
Q3	Pérdida de calor por incombustión química	%
Q4	Pérdida de calor por incombustión mecánica	%
Q5	Pérdida de calor por radiación-convección de las superficies calientes	%
Q6	Pérdida de calor por extracción de cenizas calientes del horno	%
R90	Parte de cenizas retenidas con $d > 30 \mu\text{m}$	adimensional
Reyg	# Adimensional de Reynolds	adimensional
RESTO	Suma de los % de los compuestos minerales evaluados, excepto el SiO ₂	%
S1 y DEXT	Paso frontal de los gases y diámetro exterior de los tubos del sobrecalentador	m
S	Espesor de sedimentos	m
Tid	Temperatura de inicio de la deformación de las cenizas	oC
TIN	Temperatura de la pared exterior de los tubos sobrecalentador	K
TINF	Temperatura exterior de los tubos del festón	K
TIR	Tiempo de recuperación del monto de la inversión inicial	%-año
TTRAB	tiempo de explotación del sobrecalentador sin roturas	h

TVS	Temperatura de saturación del agua en los tubos evaporativos de la superficie complementaria	K
WG	Velocidad (calculada) de los gases en el sobrecalentador	m/s
WMAX	Velocidad de máximo desgaste abrasivo del sobrecalentador	m/s
VAN	Valor monetario actualizado de la inversión de los sopletes instalados como nuevos en una caldera	\$
Wp	Velocidad de las partículas arrastradas por los gases	m/s
y	coeficiente que depende de la geometría del banco de tubos	adimensional
Z	Gastos totales anuales de explotación del sobrecalentador	\$/año

-
Alfabeto Griego:

α_{CT}	Coeficiente de termotransferencia de calor en la parte transversal de la cámara de gas	kW/(m ² .K)
α_{KC}	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en el sobrecalentador	kW/(m ² .K)
α_G	Coeficiente de termotransferencia de calor total de los gases en el sobrecalentador	kW/(m ² .K)
α_{GC}	Coeficiente de termotransferencia de calor total en la cámara de gas	kW/(m ² .K)
α_R	Coeficiente de termotransferencia radiante de los gases a la superficie complementaria del sobrecalentador	kW/(m ² .K)
α_{RC}	Coeficiente de transferencia de calor radiante en la cámara de gas	kW/(m ² .K)
α_{RCL}	Coeficiente de termotransferencia de calor en la parte longitudinal de la cámara de gas	kW/(m ² .K)
α_{RF}	Coeficiente de transferencia de calor por radiación en el sobrecalentador	kW/(m ² .K)
α_{SG}	Coeficiente de exceso de aire con los gases de escape del generador de vapor	kW/(m ² .K)

δ	Diferencia media de temperaturas entre los gases y el vapor K en el sobrecalentador	
$\delta\tau_i$	Espesor de sedimentos sobre los tubos en un tiempo dado	m
ε	Resistencia térmica de las incrustaciones en superficies calefactoras	(m ² .K)/kW
$\varepsilon\tau_{i=\text{infinito}}$	Resistencia Térmica de los depósitos por tiempo prolongado sin realizarse limpieza de incrustaciones	(m ² .K)/kW
η	Eficiencia bruta de operación del generador de vapor	%
η_H	Eficiencia bruta de la caldera según Hugot	%
λ	Conductividad térmica de un material dado	kW/(m.K)
$\lambda\tau_i$	Conductividad térmica de los sedimentos sobre los tubos en un tiempo dado	kW/(m.K)
$\vartheta_{GSE}, \vartheta_{GS}$ y ϑ_{GSM}	Temperaturas de los gases a la salida de la caldera medida, calculada (según Barroso) y por norma	oC
ϑ_{G1}	Temperatura calculada de entrada de los gases al sobrecalentador de vapor	K
ϑ_{G2C}	Temperatura de los gases a la salida de la cámara de gas y antes del sobrecalentador	K
ϑ_{GF2}	Temperatura de los gases a la salida del festón y antes de la cámara de gas	K
ϑ_{MEDG}	Temperatura media del gas en el sobrecalentador	K
ϑ_{SH}	Temperatura de los gases a la salida del horno	oC
τ_i	Tiempo transcurrido entre dos momentos consecutivos de limpieza mecánica de los tubos	h
Ψ	Efectividad térmica (calórica) del sobrecalentador de vapor convectivo	%
Ψ_F	Coeficiente de efectividad calórica del festón	%

BIBLIOGRAFIA

- /1/ Abreu, P. ; " Estudio de los Períodos Optimos de Limpieza de los Sobrecalentadores de Vapor de la Caldera RETAL"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1991.
- /2/ Abrytin, A.A. y otros; "Investigación de la Transferencia de Calor en Hornos de Cámara y Sobrecalentadores de las Calderas TGM."; Rev. Thermal Engineering, URSS, #1, pág.12-16; 1974.
- /3/ Alvarez Dozagüez , Armando; "Cultivo de la caña de azúcar"; Revista AGPA, # 1/93; pág. 10-12, Cuba, 1993.
- /4/ Andriuchenko, A.I. y otros; "Optimización de los Procesos y Ciclos Térmicos en las Centrales Eléctricas"; texto en ruso; Edit. E.S. de Ivanova; URSS; 278 pág.; 1974
- /5/ Arguelles, Yser M.; " Determinación de Propiedades Físico-Químicas del Bagazo y sus Residuos y su Influencia en el Ensuciamiento de los Sobrecalentadores de Vapor"; Trabajo de Diploma, Matanzas, Cuba, 1990.
- /6/ Babcock & Wilcox; " Steam, Generations and Use "; Edición 40; USA; capítulo 20-1 al 20-27. 1992.
- /7/ Barbir, T.N. y otros; "Enviromental Damage Due to Fossil Fuel Use"; Internacional Journal of Hydrogen Energy; Vol. 15, # 10, pág. 739-749; Gran Bretaña, 1990.
- /8/ Barroso E., Jorge; "Determinación de Algunos Factores Empíricos Utilizados en el Cálculo Térmico del Horno de las Calderas que Combustionan Bagazo en Capas", Tesis de Doctorado, Matanzas, 1988.
- /9/ Barroso, Evelyn.; y otros. " Modificación Constructiva y de Explotación del Sobrecalentador de Vapor de la Caldera RETAL"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1990.
- /10/ Beal, S.K.; " Prediction of Heat Exchanger Fouling Rate"; Trabajo #76-C, American Inst. Chem.

Eng., 65th Annual Meeting.; 1972.

/11/ Beatón, S. Pedro, y Silva, L. Electo; "Pruebas de Balance Térmico en Calderas para Bagazo",

ISPJAM, Santiago de Cuba, 1991.

/12/ Belocielskii, B.C. y otros; "Combustible de Plantas de Potencia"; en ruso; Edit. Energía; URSS;

167 pág.; 1980.

/13/ Belocielskii, B.C. ; "Control del Combustible Sólido"; Edit. ; en ruso; URSS; 184 pág. ; 1987.

/14/ Belov, S. Yu. y O.N. Ediemskiy; " Sobre el Modelo Matemático del Proceso de Ensuciamiento en

las Superficies de Calentamiento de las Calderas"; Revista Teploenergetika, en ruso, #6, , pág. 36-38;1985.

/15/ Berman, R.; " Thermal Conduction in Solids "; Editorial Clarendon Press.Oxford, England.; 193 pág.; 1976.

/16/ Bilmas, Lázaro; "Estudio del Sistema de Sobrecalentamiento de la Caldera RETAL", Trabajo de

Diploma, Universidad de Matanzas, 1986.

/17/ Bogamolov, A.H.; "Control de la Incrustación en los Sobrecalentadores de Calderas de Vapor

Combustionando Carbón."; Rev. Elektrichieski Stancii, en ruso, URSS; #7 de, pág.11-13; 1986.

/18/ Blog, A.G.;" Transferencia de Calor en Hornos de Calderas"; Editorial Energoatomizat; en ruso

; 239 pág.; 1984.

/19/ Borio, R.W y Narcizo, R.R. ;" The Use of Gravity Fractionation Techniques for Assessing Slagging

and Fouling Potencial of coal Ash"; Trans. ASME J Eng. for Power, pág. 500-505; # 10/1976.

/20/ Bryers, R.W. y Taylor T.E.; "An Examination of the relationship between ash chemistry and ash

fusion temperature in various coal size and gravity fractions using polynomial regression analysis"; Transaction ASME , Engineering and Power, , pág. 528-539; # 10/1976.

/21/ Bunge Mario; "La Investigación científica"; editorial ciencias sociales, La Habana 1972.; 955 pág.

/22/ Cabrera Rodríguez, J.C. ;"Análisis de Pruebas Termotécnicas de Calderas de Bagazo"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1990.

/23/ CADEM ; " Fichas Técnicas #7, 23, y 24"; Firma Constructora de Calderas de España.; 1989.

/24/ Camejo, F.;" Determinación de Propiedades Físico-Químicas de los Residuos de la Combustión del Bagazo"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas, 1987.

/25/ Castillo, José, et al; Photophoretic Modification of the Transport of Absorbing Particles Across Combustion Gas Boundary layers; Editado por Progress Energy Combustion Science; vol 16, pág. 253-260; USA; 1992.

/26/ Castellanos, J.; "Modelación Termodinámica de los Generadores de Vapor de la Industria Azucarera". Revista Tecnología Química, año VII, # 2, Cuba, pág.--; 1986.

/27/ Castro, Ruz Fidel ;"Intervención del Comandante en Jefe, Fidel, en la Cumbre de Bahía"; Salvador de Bahía, Brasil de 1993.

/28/ Chastujin, V.J.; "Cálculo Térmico de Calderas Industriales."; Edit.E.S.Kiev. en ruso; URSS; 184 pág.; 1980.

/29/ Chastujin, V.J.; " Opinión Crítica sobre el Tema de Mejoras a la Caldera RETAL"; Instituto Politécnico de la Alimentación de Kiev; Departamento de Energía, Ucrania, 1991.

/30/ Chen, R.Y. y C.S. Lai ;" Deposition of Charged Particles in a Channel"; Powder Technology Rewiev; #74,; pág.135-140; 1993.

/31/ Chiguier, N:A: y Beer, J:M.; " Combustion Aerodynamics"; London, England,; 264 pág.; 1974.

- /32/ Combustion Engineering; " Combustion Fossil Power "; Edición #4, USA,; 25 capítulos; capítulo 3ro; 1991.
- /33/ Colectivos de autores; "Suelos de la Provincia de Matanzas", Edit.Ciencia y Técnica, Habana, , 313 pág.; 1985.
- /34/ C.N.E.;" Algunas Consideraciones sobre el Programa de Trabajo para el Aprovechamiento de las Fuentes Alternativas de Energía"; Ciudad Habana,1992.
- /35/ Considine; " Process Instruments and Controls Handbook"; Edición Revolucionaria; tomo I; 1968.
- /36/ Cortés, Garcia C.; "Fusión de Escorias en Calderas de Potencia con Carbón de Bajo Rango"; Editado por Endesa, Zaragoza, España; 289 pág.; 1992.
- /37/ Cortés, Manuel y otros; "Análisis Estadístico de la Caldera Reto del Central Amancio Rodríguez";
Revista Ingeniería Energética, #1, marzo/1984.
- /38/ Cortés, Cristobal, Bella, O. y Valero, A.; "Ash Fouling Monitoring and Sootblowing Optimización in a Pulverized Coal Fired Utility Boiler"; Thenth Annual Internacional Pittsburg Coal Conference, Session P-C: Combustion Systems, septiembre 20-24, 1993.
- /39/ Comisión Nacional de Energía.;" Sistemas de Generación y Distribución de Vapor: Cálculos Rápidos"; Inspección Estatal Energética; Cuba, 1987.
- /40/ Ctirienskii,V.N. "Pruebas Termotécnicas de Agregados de Calderas"; en ruso, Editora de la Universidad de Tonsk, URSS, 1972.
- /41/ Deming, H.G.; "Química General"; Editorial UTEHA, Edición # 2, España, , 723 pág.; 1957.
- /42/ De La Rubia, Juan; " Opinión Crítica sobre el Tema de Mejoras a la Caldera RETAL"; Departamento de Termodinámica, Universidad de Valencia, España, 1994.
- /43/ Dopazo, César.; "Opinión Crítica sobre el Tema de Mejoras a la Caldera RETAL."; Escuela de Ingenieros Industriales de Zaragoza, Grupo de Mecánica de Fluidos.; España, 1987 y 1994.

/44/ Duboskii, I.E. y otros; "Modificaciones al Método Normativo de Cálculo de Calderas de

Gran Capacidad"; Revista Teploenergétika, en ruso, URSS, , pág.22; #1/1987.

/45/ Ecosoft Inc.; "Paquete de Computación Profesional MICROSTA"; U.S.A., 1984.

/46/ Eilon, S.; " Industrial Engineering Tables"; Editorial Pueblo y Educación, tercera edición; 1975.

/47/ Enin, B.I.;" Calderas de Vapor en Barcos" ; en ruso,; Editorial Transporte, Moscú,; 284 pág.; 1984.

/48/ Esquilo; Colección "Sepan Cuantos"; "Las Siete Tragedias: PROMETEO"; Editorial Porúa S.A.;

169 pág.; México 1991.

/49/ Esteban, F.; "Las Cenizas Volantes y sus Aplicaciones" manual de ACINEL; Madrid; España;

294 pág.; 1970.

/50/ Gasparini, R., y otros;" A New Aproach to the Study and prevention of Deposits in Modern Power

Stations"; Rev. Combustion; vol.51 (5), pág.12-18.; 1991.

/51/ González, N.;" Diagnóstico de Explotación de la Caldera RETAL"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1993.

/52/ González, R.; " Estudio del Sistema de Sobrecalentamiento de la Caldera RETAL"; Trabajo de

Diploma; Universidad de Matanzas; 1989.

/53/ González, R.; "Economía Energética"; Texto, editorial ENPES; 1985.

/54/ Graham, G.M. y Alam; M.K.; " Experimental Study of Outside Vapor Deposition Process"; Revista

Aerosol Science and Technology; pág. 1-8; 1991.

/55/ Guillot, M.;" Determinación de Propiedades Físico-Químicas de los Residuos de la Combustión del

Bagazo"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1988.

/56/ Harb, J.N., Munson, C.L. y Richards, G.H.; "Use of Equilibrium Calculations to Predict the Behavior of Coal Ash in Combustion System"; Energy & Fuels Review; ACHS, USA.; #7; pág. 208-214 ; 1993.

- /57/ Henderson, Robert E.; "Introduction to Thermal Sciences"; Edit. Wiley; 445 pág.-, Usa 1984.
- /58/ Hernández Cuní I.M.; "Trabajo de Diploma"; UMCC; 1994.
- /59/ Horst, B.; "Power Station Building Industry"; Alemania, 1984.
- /60/ Hugot, E.; "Handbook of Cane Sugar Engineering."; 2da. Edición, New York, , 107 pág.; 1979.
- /61/ Humbert, Rogar P.; "El Cultivo de la Caña de Azúcar"; Edición Revolucionaria, 1977;; 719 pág.
Primera Edición en español en 1974.
- /62/ Iglesias, P. y Dolcines, F.; "Conferencias de Combustión"; folleto parte II; Edit. Tecenergo;
Cuba; pág. 16; 1988.
- /63/ Informe Estadístico del Area Energética del MINAZ para la zafra 95/96; junio de 1996.
- /64/ Jenkins, G.H.; " Introducción a la Tecnología del Azúcar de Caña"; Editorial Ciencia y Técnica,
pág. 509-553, 589 pág.; 1971.
- /65/ Kaufmann, A. et al; Introducción de la Teoría de los Subconjuntos Borrosos a la Gestión de las
Empresas; edit. Milladoiro; 252 pág.; España; 1986.
- /66/ Keenan, ; "Steam Tables"; 1985.
- /67/ Keit, Cornwell ; Transferencia de Calor; editorial LIMUSA; Edimburgo , Alemania; 299 pág.;
1981.
- /68/ Kenney, W.F.; "Energy Conservation in the Process Industries"; Edit. A.P.; 329 pág.; 1984.
- /69/ Kent, W.; " Mechanical Engineer's Handbook"; Power Volume, Edición #12, Capítulos II, III, VII,
XVII; 1479 pág., 1960.
- /70/ Kerner, Jeff P.E.; " The Right Fouling Factor is the Key to Specifying Plate heat Exchanger Areas
Correctly "; Revista Chemical Engineering, vol.100, #11, pág. 177-180.
noviembre/1993.

- /71/ Kern, D.C.;" Surface Fouling: How to calculate Limits"; Chem.Eng.Prog., Vol. #55(6), pág.71-73.; 1959.
- /72/ Knudsen, J.; " Fouling of Heat Exchangers, are we Solving the Problem? "; Revista Chemical Engineering Progress, , pág. 63-69; febrero/1984.
- /73/ Kern, D.Q.; "Transferencia de Calor"; 2da.Edic. Habana,; 980 pág.; 1979.
- /74/ Krishna P. Singh y otros; "Predicting thermal performance of heat exchangers using in -situ testing and statistical correlations: computer code st-xpert" ; Vol.14, heat exchange Equipment; pág. 56-64; ASME, 1994.
- /75/ Kuznetzov, N.B. y Shervakov,A.Z.; "Ensuciamiento de la Superficie de los Sobrecalentadores de Vapor" Revista teploenergétika; en ruso; pág. 33-40; 1972.
- /76/ Kuznetzov, N.V. y otros; "Método Normativo de Cálculo Térmico de Calderas" , Edit. Energía, en ruso, 295 pág. ; 1973.
- /77/ Lamb, W. y otros; "Combustion of Bagasse"; Revista Sugar Technology Review; mayo/77; pág.89-130; 1977.
- /78/ Lineamientos Económicos y Sociales para el Quinquenio 1986-1990. Editora política, la Habana, 1986.
- /79/ Llorens, Cruz M.L.; "La Combustión en la Industria Azucarera."; Informe técnico de la dirección energética del MINAZ,; 44 pág., Cuba; Junio/1990.
- /80/ Loehden, D.O; "The Formation of fouling and Slagging Deposits in Pulverized Coal Combustion."; MS Tesis de Maestría, Dept. de Ing. Mecánica del Instituto Tecnológico de Massachussets, USA, 1988.
- /81/ Mainegra, E.; " Intervención Central en el VII Fórum de Piezas de Repuesto de Matanzas"; noviembre de 1992.
- /82/ Mainegra, E.; "Plenaria Provincial de Energía"; Matanzas, julio de 1994.
- /83/ Mansol, William A.; "Contenido de Azufre en el Bagazo"; Revista Cuba Azúcar,; pág. 97;

1985.

/84/ Márquez, S.A.;" Diseño de Experimentos y Ajuste de Modelos Matemáticos Lineales";
Editado por

la Universidad de Matanzas; 72 pág.; 1985.

/85/ Martínez, A.; " Estudios del Sistema de Sobrecalentamiento de la Caldera RETAL"; Trabajo
de

Diploma, Universidad de Matanzas, 1987.

/86/ Martín Oria, J. R. et al; La Caña de Azúcar en Cuba ; pág. 14 y 15; edit.. Científico Técnica;
La

Habana 1987.

/87/ Martí Pérez, J.; Obras Completas; Tomo 25; pág. 327-331; edit. Ciencias Sociales; 1975.

/88/ Manual de Filosofía; de Ramos Serpa, G.; UMCC, 1995.

/89/ Manual del fotómetro de llama Flapo 4; UMCC; 1985.

/90/ Manual del espectro fotómetro de absorción atómica; Cuba-9; ICINAZ, Habana 1990.

/91/ Meinardo, A.B.; "Optimización", Edit. P.E. ,Habana, 294 pág./49/.; 1986.

/92/ Méndez, D.; "Diagnóstico de Explotación de la Caldera EVELMAN"; Trabajo de Diploma;
Universidad de Matanzas; 1994.

/93/ Mikheyev, M.; "Fundamentos de la Transmisión del Calor"; Edit. MIR; 3ra. Edic.,1977; 376
pág.

/94/ Monroe, L.S.; "An Experimental and Modeling Study of Residual Fly Ash Formation in
Combustion of a Bituminous Coal"; Tesis de Doctorado, Instituto
Tecnológico de Massachussets, USA., 1989.

/95/ Moreno, Fragnals M.;" El Ingenio"; Editorial Ciencias Sociales, C. Habana; 270 pág. 1978.

/96/ Morse, Frederick T.; " Power Plant Engineering"; Edición tercera, Impresión
Revolucionaria;

658 pág.; 1967.

/97/ Muller, E.R.; "Statistics for Chemical Engineers"; Revista Chemical Engineering;; pág.40-
44.

Julio/1984.

/98/ Mures Quintana, M.J. y otros; "Estadística"; editado por la Universidad de León , España,;221 pág.
1993.

/99/ Norma Cubana, "NC- Aceros y sus laminados 57-39/84"; 264 pág.; 1984.

- /100/ Norma Gost -3044-61; " Tablas de graduación de Termopares "; URSS.; 1976.
- /101/ Oliva, R.L. y otros; " Explotación y materiales constructivos de los generadores de vapor"; Editorial ISPJAM; Cuba, 292 pág.; 1988.
- /102/ Orofino, A.T.; " Be Careful with Correlations"; Revista Chemical Engineering; , pág. 129; Marzo/1986.
- /103/ Pacheco, P. M; "Comportamiento del Bagazo. Funciones de Distribución y Densidad de Distribución."; Ediciones ISPJAM, Publicación interna sobre Termoenergética; 94 pág.; 1991.
- /104/ Payne, H.; "Units Operation in Sugar Cane Production"; USA.; 664 pág.; 1965.
- /105/ Paquete de computación profesional; "STATGRAPHICS"; Statistical Graphics Corporation, Inc.; 1985.
- /106/ Parra, R.;" Estudio de los Modelos Matemáticos de Explotación de la Caldera RETAL"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1991.
- /107/ Pavlov, K.E.; " Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química."; Editorial MIR; Moscú; 1981.
- /108/ Pérez Garay, L.; "Generadores de Vapor"; texto, editorial ENPES.; 447 pág.; La Habana 1982.
- /109/ Pérez Garay, L. y otros." Modificación de la Caldera RETO de 25 t/h"; Revista Energía, #5, , Cuba; pág.14-26.; 1984.
- /110/ Pérez Garay, L.; "Las Variedades de Caña y su Influencia en el Balance Energético de los Ingenios"; Informe técnico de la EDIMEC, Febrero/1988, Cuba. Febrero/1988.
- /111/ Pérez, Oscar L.; " Estudios del Sistema de Sobrecalentamiento de la Caldera RETAL"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1988.
- /112/ Pérez-Segarra, Oliva A. y Costa M.; "Métodos Numéricos en Transferencia de Calor"; Conferencias de Curso de Maestría de la Universidad Politécnica de Catalunya, España, 1996.

- /113/ Portuondo, P.F.; "Economía de Empresas Industriales"; tomo II; Edit.Pueblo y Educ.; Habana, 1983.
- /114/ Preobrazhensky, V.P.; "Measurements and Instrumentation in Heat Engineering"; Edit.MIR; Moscú, 1980.
- /115/ Programas Nacionales Científico Técnicos; "CITMA"; 1995.
- /116/ Quintana, Cándido; "Aerodinámica de la combustión de la Caldera Bagacera RETAL "; Tesis Doctoral; UCLV; Cuba; 1996.
- /117/ Ramírez, Mesa R.; "Optimización del Diseño y Explotación del Conjunto Turbina-Condensador de los Bloques de 100MW de Centrales Eléctricas de Fabricación Soviética"; Tesis Doctoral; Armenia, URSS, 1989.
- /118/ Recio, R. A.; "Caracterización del Bagazo para la Combustión en Torbellino Horizontal"; Tesis de Doctorado, Stgo. de Cuba, 1988.
- /119/ Resolución sobre la Política de Desarrollo Económico y Social del IV Congreso del PCC, 1991.
- /120/ Rodríguez, Rodríguez C.; "Aplicación del Diagnóstico y Pronóstico del Estado Técnico al Mantenimiento del Generador de Vapor de la Central Termoeléctrica "Antonio Guiteras "; Tesis Doctoral presentada en Matanzas, 1990.
- /121/ Rodríguez Suárez, E.;" Opinión Crítica sobre el Tema de Mejoras a la Caldera RETAL"; Escuela Superior de la Marina Civil, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos; Coruña, España, 1994.
- /122/ Rodríguez, A. ; " Determinación de Propiedades Físico-Químicas de los Residuos de la Combustión del Bagazo"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1989.
- /123/ Roque, Diaz Pablo.; "Caracterización de Propiedades Termofísicas del Bagazo"; Tesis Doctoral; UCLV; 1984.
- /124/ Romanov, G.; "Enciclopedia para ingenieros químicos."; Edit. URMO, Bilbao, España,;

pág.495-502; 1968.

/125/ Romanov, Grégori.; " Cambiadores da Calor "; tomo II, de la Enciclopedia de la Tecnología Química, España; 570 pág.; (309-323); 1979.

/126/ Rosner, E. D.; Castillo, J.; et al; Effects of Heat Transfer on the Dynamics and Transport of Small

Particles Suspended in Gases ; editado por American Chemical Society, pág. 760 -769;, USA; 1992.

/127/ Rubio, A.; “Estudio Aerodinámico del Horno de la Caldera Retal”; Tesis Doctoral, ,UCLV, Cuba; 1994.

/128/ Sabadí, R. y otros.; "Sistema Automatizado de Cálculo de Sobrecalentadores (SACSO)."; Rev.

ICIDCA, vol. XXIII, #1, Habana 1989.

/129/ Saján, I.I y otros; "Lucha Contra la Sedimentación en los Intercambiadores de Calor"; pág.27-32; Edit.Texnika, en ruso;, 134 pág., URSS, 1986.

/130/ Samuelson, P. A.; “Economía”; decimocuarta edición Española;; pág. 321-344; 951 pág.; 1992

/131/ Santana, B.; " Estudio del Sistema de Sobrecalentamiento de la Caldera RETAL"; Trabajo de

Diploma; Universidad de Matanzas; 1990.

/132/ Sarofim, A.F., Beér, J.M., y Barta, L.E.; "From Properties of Coal Mineral Matter to Deposition

Tendencies of Fly Ash a Modelling Route"; Journal of the Institute of Energy, Marzo, # 65, pág. 55-62. 1992

/133/ Schmidt, Frank W, Henderson and Wolgemuth; “Introduction to Thermal Sciences”; Edit. J & W;

pág.282-303; 445 pág.; 1984.

/134/ Schulz, Roy J.; "Turbulent Flow in a Model Superheater"; Revista Experimental thermal and

Fluid Science, No.3, pág.523-539; New York,1990.

/135/ Shames Irving H.; “La Mecánica de los Fluidos”; edic. 1ra.(inglés) 1962 (E.U.),edit. en Madrid,

España, 592 pág., 1967.

/136/ Shields, D.C.; "Calderas, Tipos, Características y Funciones"; 1era.Edición; Editorial Revolucionaria.; pág.:204-224, 627-650. 1969.

/137/ Shulman, B.L. y otros; " Influencia del Contenido de Cenizas en la Explotación de Generadores de Vapor"; Revista Electriceskii Stancii, #6, pág.19-21, en ruso, URSS, 1986.

/138/ Skrotzki, B.G.A. y Vopat, W.A.; " Power Station Engineering and Economy"; Edición segunda; N. York.; 751 pág.,1972.

/139/ Spiegel, M.S.; "Teoría y Problemas de Estadística"; 4ta.Edic.; Edit. Pueblo y Educ.; Habana; 358 pág.; 1977.

/140/ Somerscales; F.C. Euán; "The Effect of Fouling on Boiling Heat Transfer"; Revista Modern Developments and Advances; USA.; pág.515-568; 1992.

/141/ Sotolongo, O.. ;"Análisis Dimensional"; folleto editado por la Universidad de Matanzas,1991.

/142/ Subottin, V.; "Cálculo Aerodinámico de Generadores de Vapor"; Parte II; Edit. Universidad de Matanzas, 251 pág.; 1984.

/143/ Stirikovich, M.A. y otros; "Procesos en Generadores de Vapor de la Centrales Eléctricas"; Editorial Energía; en ruso, pág. 248-256, 312 pág.; 1969.

/144/ STATISTICA; Paquete de computación de procesamiento estadístico soportado sobre WINDOWS; 1995.

/145/ Stubington, J.F. y H.Fenton; "Combustion Characteristcs of Dried and Pelletized Bagasse"; Combustion Science and Technology; Vol. #87, pág. 285-299; England; 1984.

/146/ Taborek, J., Knudsen, J.G. y otros;" Fouling : The Major Unresolved Problem in Heat Transfer"; Chemical Engineerig Progress; Vol.#68, pág.69-78; 1987.

/147/ Triombovliya, V.I. "Pruebas Termotécnicas de Instalaciones de Calderas", en ruso, Editorial Energía, 296 pág.; Moscú. 1977.

/148/ Tsatsaronis G. y otros; "Chemical Exergy in Exergoeconomics"; paper of Center for

electric

Power, Tennessee Technological University; USA. 1988.

/149/ Tseshkovsky, A. ;"Power Station Boiler Room Equipmnet Fitter's Guide"; Editorial MIR, 359 pág.; Moscú, 1971.

/150/ Ullman, Fritz; " Enciclopedia de Química Industrial"; Sección V "combustibles"; 866 pág.; España, 1932.

/151/ Universal Technique Inc.; "Paquete de Computación Profesional TK-SOLVER, versión 1.0"; U.S.A., 1987.

/152/ Valdés, Amaury.; " Optimización de los Períodos de Sopleteo de las Superficies de Calentamiento

de la Caldera #3 de la CTE José Martí"; Trabajo de Diploma; Universidad de Matanzas; 1992.

/153/ Valero A. y Guallar J.; “ Termodinámica y Costes en la Industria Azucarera”; Rev. Aumentación, Equipos y Tecnologías ; pág.213-220, España, 1990.

/154/ Varela Pérez, J.; "Publicación del periódico GRANMA"; del 27 de Agosto de 1991.

/155/ Varela Pérez, J.; “ Las mejoras a la eficiencia industrial de Zafra”; artículo del periódico Granma de agosto 29/1996.

/156/ Vogel, Arthur I.; “Química Analítica Cuantitativa”; Vol. I, Edic. Rev. 1960, 812 pág., 1951.

/157/ Lauzurique, F. J. y otros (**Vizcón, T.R.**, etc.); "Obtención de un Modelo que Analice la Eficiencia de un Generador de Vapor"; Revista Energética; vol.9; #2; Cuba; pág.172-176; 1988.

/158/Barroso, E. Jorge, y otros (**Vizcón, T.R.**, etc.); "Sobre la Realización de Pruebas Termotécnicas a las Calderas Combustionando Bagazo"; Revista Ingeniería Energética, vol.9, #2, pág.127-136,Cuba; 1987.

/159/ Vizcón, T. R. y otros; "Influencia de los Coeficientes Característicos del Bagazo en el Cálculo de Hornos"; Revista Ingeniería Energética, vol.8, #2, pág.109-112, Cuba , 1987.

- /160/ Colectivo de autores (**Vizcón, T.R.**, etc.); "Informe Técnico Relativo al PCT-013 "Ahorro de Recursos Energéticos"; Dpto. termoenergética de Matanzas; 1991.
- /161/ Colectivo de autores (**Vizcón, T.R.**, etc.); "Informe Técnico del Recorrido de la Comisión Provincial de Energía en los CAI de Matanzas"; Enero-Feb.-1992.
- /162/ Vizcón, T. Roberto y otros; "Investigación de las Incrustaciones en el Sobrecalentador Convectivo de la Caldera RETAL", Rev. Ingeniería Energética, vol.9, #4, pág.315-318.Cuba; 1988.
- /163/ Vizcón, T:R.; "Incremento de la Efectividad Calorífica de las Superficies Convectivas en Calderas Bagaceras"; Rev. Ing.Energét. Cuba; 1995.
- /164/ Welty, R. J. et al; Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa ; 1ra. edición en (1976), 4ta. reimpresión, México; editorial LIMUSA. , 1991.
- /165/ Yoshida, K.H., y otros: "Turbulence Structure and Heat Transfer of a Two-Dimensional Impinging Jet with Gas-Solid Suspensions"; Revista Heat mass transfer, vol.33, No.5, pág.859-867; Gran Bretaña,1990.
- /166/ Zayats, V.V. y Yakiyin, R.V.; " Valoración por selección de los valores posibles del error casual"; Revista Metrologui, #8, en ruso, pág. 3-6, 1984.
- /167/ Zarrabí, K. ; " Estimation of Boiler Tube Life in Presence of Corrosion and Erosion Processes"; Internacional Journal Pressure Vessel & Piping 53 ;,pág. 351-358; 1993.

-

-

-

-

-

-

-

-

-

Anexo 1

LISTADO DE VARIABLES DE CALCULO DEL PROGRAMA DE COMPUTACION CATECA

"PARTE 1 : BALANCE TERMICO DEL GENERADOR DE VAPOR"

tipo	entrad	variables	salida	unidades	comentario
	,001	Ti		h	TIEMPO ENTRE LAS MEDICIONES.
L	12,5	DSC		kg/s	FLUJO DE VAPOR SOBRECALENTADO.
L	13,2	CO2		%	FRACCION VOLUMETRICA GAS CARBONICO EN GASES SECOS.
L	8,3	O2		%	FRACCION VOLUMETRICA GAS OXIGENO EN GASES SECOS.
L	479	TVS		Kelvin	TEMPERATURA DE VAPOR SATURADO.
L	623	TSC		Kelvin	TEMPERATURA DE VAPOR SOBRECALENTADO.
L	17,5	PREVE		ata	PRESION VAPOR DOMO.
L	16,5	PREVS		ata	PRESION VAPOR SOBRECALENTADO.
L	443,8	IAA		kJ/kg	ENTALPIA DEL AGUA DE ALIMENTAR.
L	48	WP		%	HUMEDAD DEL BAGAZO.
L	205	TGSE		0C	TEMPERATURA GASES ESCAPE MEDIDA.
L		DTGS	4,767	%	ERROR DE TEMPERATURA SALIDA GASES DEL MODELO.
L		TGSM	215	0C	TEMPERATURA GASES SALIDA POR LA NORMA.
L		TGS	215,0	0C	TEMPERATURA GASES SALIDA DADA POR BARROSO.
		MV	6737,9	kJ/kgc	ENERGIA UTIL APROVECHADA SEGUN HUGOT.
		VCBH	8246,7	kJ/kgc	CALOR ESPECIFICO COMBUSTION BAGAZO SEGUN HUGOT.
L		EFIH	81,704	%	EFICIENCIA DEL GENERADOR VAPOR SEGUN HUGOT.
L		EFI	80,205	%	EFICIENCIA DEL GENERADOR DE VAPOR SEGUN BARROSO.
L		Dnb	1,851	%	ERROR RELATIVO DE EFICIENCIA ENTRE EFI Y EFIH.
		COR	13,2	%	VOLUMEN SUMARIO DE CO Y CO2.
		QD	8143,7	kJ/kgc	CALOR DISPONIBLE EN EL HORNO.
		IVS	2796,3	kJ/kg	ENTALPIA DEL VAPOR SATURADO.
		ISC	3141,9	kJ/kg	ENTALPIA DEL VAPOR SOBRECALENTADO.
L		TAC	160	0C	TEMPERATURA AIRE CALIENTE ENTRADA AL HORNO.
		NP		%	CONTENIDO GRAVIMETRICO DE NITROGENO EN BAGAZO.
	0	SP		%	CONTENIDO GRAVIMETRICO DE AZUFRE EN BAGAZO.

40	TC		0C	TEMPERATURA DEL BAGAZO ENTRADA AL HORNO.
18	D		g/kg	HUMEDAD ABSOLUTA DEL AIRE.
	AP	1,3	%	CONTENIDO GRAVIMETRICO DE CENIZAS DEL BAGAZO.
	OP	22,88	%	CONTENIDO GRAVIMETRICO DE OXIGENO DEL BAGAZO.
	VCB	8042,4	kJ/kgc	CALOR ESPECIFICO COMBUSTION BAJO DEL BAGAZO.

entradas variables salida unidades comentario

tipo

	β	,0482	-	COEFICIENTE CARACTERISTICO DEL BAGAZO.
	CO	-1,74	%	CANTIDAD DE MONOXIDO DE CARBONO, SI ES MAYOR QUE CERO.
	N2	78,5	%	FRACCION VOLUMETRICA DE NITROGENO EN GASES
	α SG	1,659	-	COEFICIENTE EXCESO AIRE SALIDA DE CALDERA.
	α SH	1,509	-	COEFICIENTE EXCESO AIRE SALIDA DEL HORNO.
	α MH	1,484	-	COEFICIENTE EXCESO AIRE MEDIO DEL HORNO.
	QM	31,6	kW/m ²	INTENSIDAD DEL CALENTAMIENTO DEL SOBRECALENTADOR.
	CP	24,44	%	CONTENIDO ELEMENTAL GRAVIMETRICO DE CARBONO EN BASE DE TRABAJO.
	HP	3,38	%	CONTENIDO ELEMENTAL GRAVIMETRICO DE HIDROGENO EN LA BASE DE TRABAJO.
	ARV	,874	-	CONTENIDO DE CENIZAS EN RESIDUOS VOLANTES.
	Q4	1,231	%	PERDIDA DE CALOR POR INCOMBUSTION MECANICA.
	Q2	15,049	%	PERDIDA DE CALOR EN GASES DE SALIDA DE CALDERA.
	Q3	0	%	PERDIDA DE CALOR POR INCOMBUSTION QUIMICA.
	Q5	3,51	%	PERDIDA DE CALOR POR SUPERFICIES CALIENTES.
	QU	33727,2	kW	CALOR UTIL ABSORBIDO POR SUSTANCIA DE TRABAJO
	B	5,16	kg/s	FLUJO BAGAZO CONSUMIDO POR LA CALDERA.
	BC	5,1	kg/s	FLUJO DE BAGAZO QUEMADO.
	SI	,958	-	COEFICIENTE DE APROVECHAMIENTO DEL CALOR EN LA SUPERFICIE CALEFACTORA.
	VTA	2,31	m ³ /kgc	VOLUMEN TEORICO DE AIRE PARA LA COMBUSTION.
	VRO2	,456	m ³ /kgc	VOLUMEN TEORICO DE GASES TRIATOMICOS
	VTH2O	1,04	m ³ /kgc	VOLUMEN TEORICO DE VAPOR DE AGUA
	VTN2	1,82	m ³ /kgc	VOLUMEN TEORICO DE NITROGENO EN GASES.
	VG	4,49	m ³ /kgc	VOLUMEN GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
	VH2O	1,07	m ³ /kgc	VOLUMEN TOTAL DE VAPOR DE AGUA EN EL SOBRECALENTADOR.
	RH2O	,238	-	FRACCION VOLUMETRICA DE VAPOR DE AGUA EN LOS GASES.
	RRO2	,101	-	FRACCION VOLUMETRICA DE GAS TRIATOMICO EN LOS GASES.

"PARTE 2 : BALANCE TERMICO DEL HORNO"

tipo	entradas variables	salida	unidades	comentario	
LG	1230,6	TA	0C	TEMPERATURA ADIABATICA DE LA COMBUSTION.	
LG	950,3	TSH	0C	TEMPERATURA DE LOS GASES DE SALIDA DEL HORNO.	
L		AT	,762	-	EMISIVIDAD TERMICA DEL HORNO.
L		BO	2,26	-	# ADIMENSIONAL DE BOLTZMANN PARA LA RADIACION.
		QT	8870,3	kJ/kgc	CALOR TOTAL LIBERADO EN EL HORNO.
		CAIR3	212,1	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE CALIENTE PARA TAC.

0,95 FAC - FRACCION DE AIRE CALIENTE POR EL CALENTADOR DE AIRE.

30 TAF 0C TEMPERATURA DEL AIRE FRIO ATMOSFERICO.

tipo	entrad	variable	salida	unidades	comentario
		CAIRF	39,2	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE FRIO A TAF.
		IAC	726,6	kJ/kgc	ENTALPIA AIRE CALIENTE ENTRADA HORNO.
		CCO24	2795,4	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL CO2 PARA LA TEMPERATURA TA.
		CAIR4	1806,9	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE LA TEMPERATURA PARA TA.
		CN24	1744,2	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL NITROGENO A TEMPERATURA TA.
		CH2O4	2196,3	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL VAPOR AGUA A TEMPERATURA TA.
		CCEN4	1286,0	kJ/kgcv	ENTALPIA DE RESIDUOS VOLATILES EN EL HORNO.
		VGT	3,315	m^3/kgc	VOLUMEN GASES TEORICOS A LA SALIDA DEL HORNO .
		VGH	4,43	m^3/kgc	VOLUMEN DE GASES A LA SALIDA DEL HORNO.
		CGTA	1,625	$\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot 0 \text{ C})$	CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES PARA TA.
		KNL	6,425	$1/(\text{MPa} \cdot \text{m})$	COEFICIENTE DE ATENUAMIENTO DE LA RADIACION DE LOS GASES TRIATOMICOS EN EL HORNO.
		GG	5,459	kgg/kgc	FLUJO ESPECIFICO DE GAS EN EL HORNO.
		μ CEN2	,0022	kgcv/kgG	CONTENIDOS CENIZAS EN GASES EN HORNO.
		KCEN2	50,969	$1/(\text{MPa} \cdot \text{m})$	COEFICIENTE DE ATENUAMIENTO DE LA RADIACION DE LAS CENIZAS EN EL HORNO.
		KG	2,309	$1/(\text{MPa} \cdot \text{m})$	COEFICIENTE DE ATENUAMIENTO TOTAL DEL GAS POLVORIENTO EN EL HORNO.
		AL	,5389	-	EMISIVIDAD TERMICA DE LA LLAMA LUMINOSA DEL HORNO.
		MR	,44	-	COEFICIENTE POSICION DEL PLANO DE MAXIMAS TEMPERATURAS EN EL HORNO.
		ALL	,534	-	EMISIVIDAD TERMICA DE LA LLAMA.
		EFIHOR	,364	-	EFICIENCIA TERMICA DE LAS PAREDES DEL HORNO.
		CRO25	2078,5	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL CO2 A TEMPERATURA TSH.
		CH2O5	1625,3	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL H2O A TEMPERATURA TSH.
		CN25	1317,8	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL N2 A TEMPERATURA TSH.
		CAIR5	1358,9	kJ/m^3	CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE A TSH.
		CCEN5	955,6	kJ/kgcv	ENTALPIA DE RESIDUOS VOLATILES EN GAS SALIDA DEL HORNO.
		CGTSH	1,556	$\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot 0 \text{ C})$	CALOR ESPECIFICO DE GASES PARA TSH.
		CGMED	1,591	$\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot 0 \text{ C})$	CALOR ESPECIFICO DE GASES PARA TMED EN EL HORNO
		S	3,338	m	ESPESOR EFECTIVO RADIACION DE GASES EN EL HORNO.
,3		HR		-	ALTURA RELATIVA DE MAXIMAS TEMPERATURAS EN EL HORNO.
,65		μ		-	COEFICIENTE DE LIMPIEZA DE LAS PAREDES DE AGUA DEL HORNO
		RP	,340	-	FRACCION VOLUMETRICA DE CO2 Y H2O EN EL HORNO.
		PP	,340	ata	PRESION PARCIAL DE CO2 Y H2O EN HORNO.
1		PG		ata	PRESION GASES EN EL HORNO.
204		VT		m^3	VOLUMEN CAMARA DEL HORNO.
220		FT		m^2	SUPERFICIES DE LAS PAREDES QUE LIMITAN EL HORNO.
1		M		-	LUMINOSA EN EL COEFICIENTE DE OCUPACION DE LA LLAMA VOLUMEN DEL HORNO.
1		ANL		-	EMISIVIDAD TERMICA DE LA LLAMA NO LUMINOSA EN HORNO.
,56		X		-	COEFICIENTE DE APANTALLAMIENTO DE PAREDES DEL HORNO.

"PARTE 3 : BALANCE TERMICO DEL FESTON"

tipo	entrada	variable	salida	unidades	comentario
LG	1177,1	TGF2		Kelvin	TEMPERATURA DE GASES A LA SALIDA DEL FESTON.
		TGF1	1223,3	Kelvin	TEMPERATURA DE GASES A LA ENTRADA DEL FESTON.
		CRO27	1967,4	kJ/ m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL CO2 A TGF2.
		CN27	1251,6	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL N2 A TGF2.
		CH2O7	1542,1	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL H2O A TGF2.
		CAIR7	1291,5	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE A TGF2.
		CCEN7	882,5	kJ/kgcv	ENTALPIA DE RESIDUOS VOLATILES EN GAS DE SALIDA DEL FESTON.
		IGF2	6308,2	kJ/kg	ENTALPIA DE GASES A LA SALIDA DEL FESTON.
		δMAYF	744,3	0 C	CAIDA DE TEMPERATURAS MAYOR EN EL FESTON.
		δMENF	698,1	0 C	CAIDA DE TEMPERATURAS MENOR EN EL FESTON.
		δF	720,	9 C	DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURAS EN EL FESTON.
		TMEDGF	1200,3	0 C	TEMPERATURA MEDIA DE LOS GASES EN EL FESTON
		SKF	1,279	m	ESPEJOR EFECTIVO DE RADIACION DE GASES EN EL FESTON.
		KGASF	,314	1/(ata.m)	COEFICIENTE DE ATENUAMIENTO DE LA RADIACION DEL CO2 Y H2O EN FESTON
		KPSF	,416	-	EXPONENTE DE LA FORMULA DE CALCULO DE LA EMISIVIDAD DEL GAS.
		AF	,340	-	EMISIVIDAD DE LOS GASES EN EL FESTON.
		αRF	,054	kW/(m ² .K)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR RADIANTE DE LOS GASES EN EL FESTON.
		TINF	559	Kelvin	TEMPERATURA EXTERIOR DE TUBOS DEL FESTON ASUMIDA.
L		αKF	,048	kW/(m ² .K)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVO POR EL LADO DE LOS GASES EN FESTON.
L		αGF	,098	kW/(m ² .K)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EQUIVALENTE POR EL LADO DE GASES DEL FESTON
L		KF	,073	kW/m ² .K)	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL FESTON.
		QF1	321,5	kJ/kgc	CALOR CEDIDO POR LOS GASES EN EL FESTON.
		QF	321,5	kJ/kgc	CALOR TRANSFERIDO EN FESTON.
		IGF1	6643,7	kJ/kgc	ENTALPIA DE LOS GASES A LA ENTRADA DEL FESTON.
		VISCGF	m ² /s		VISCOSIDAD CINEMATICA DEL GAS EN EL FESTON
		,0002			
		LANDGF	kcal/(m,°C)		CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL GAS EN EL FESTON.
		,088			
L		WGF	6,12	m/s	VELOCIDAD DE LOS GASES EN EL FESTON.
		FF	16,38	m ²	AREA DE FLUJO GASES EN EL FESTON.
		HF	31,04	m ²	SUPERFICIE CALENTAMIENTO DEL FESTON.
		PRGF	,577	-	COEFICIENTE DE CALCULO DEL # DE PRANDTL DEL GAS EN EL FESTON.
		PRF	1,017	-	# ADIMENSIONAL DE PRANDTL DEL GAS EN EL FESTON
25		ZIF		# TUBOS	# TUBOS EN FILA DEL FESTON.
2		Z2F		# FILAS	# FILAS DEL FESTON.
,299		S1F		m	PASO FRONTAL DE LOS GASES EN EL FESTON.
,299		S2F		m	PASO LONGITUDINAL DE LOS GASES EN EL FESTON.
,076		DEXTF		m	DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL FESTON.

CZF	,730	-	COEFICIENTE DE CORRECCION DE α KF POR # DE FILAS DEL FESTON.
CSF	,394	-	COEFICIENTE DE CORRECCION DE α KF POR PASO ENTRE LOS TUBOS.

tipo.	entrada	variable	salida	unidades	comentario
σ 1		3,934		-	PASO RELATIVO TRANSVERSAL DEL FESTON.
σ 2		3,934		-	PASO RELATIVO LONGITUDINAL DEL FESTON.
σ D		4,398		-	PASO RELATIVO DIAGONAL DEL FESTON.
σ DD		,863		-	COEFICIENTE DE CALCULO DE LA CORRECCION DE α KF POR PASO ENTRE TUBOS.
KCENF	5,213			1/(ata.m)	LA RADIACION DE LAS CENIZAS EN EL FESTON.
,75	EFCF			-	EFFECTIVIDAD CALORICA DEL FESTON.

"PARTE 4 : BALANCE TERMICO DE LA CAMARA DE GAS"

tipo.	entrada	variable	salida	unidades	comentario
LG	1112,2	TG2C		Kelvin	TEMPERATURA DE LOS GASES DE SALIDA DE LA CAMARA DE GASES.
		TG1C	1177,1	Kelvin	TEMPERATURA DE GASES A LA ENTRADA DE LA CAMARA DE GASES.
		TMEDGC	1144,6	Kelvin	TEMPERATURA MEDIA DE LOS GASES EN CAMARA GAS.
		QCGC	469,4	kJ/kgc	CALOR CEDIDO POR GASES EN CAMARA.
		QTCC	469,4	kJ/kgc	CALOR TRANSFERIDO EN LA CAMARA.
		VISCGC	,0002	m ² /s	VISCOSIDAD CINEMATICA DEL GAS EN LA CAMARA.
		LANDGC	,084	kcal/(m. ⁰ C)	CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL GAS EN LA CAMARA.
2		LC		m	LONGITUD DE LA CAMARA DE GASES.
,076		DEXTC		m	DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS EVAPORATIVOS DE LA CAMARA.
50		Z1C		# TUBOS	# TUBOS EN UNA FILA DE LA CAMARA.
L		WGC	11,726	m/s	VELOCIDAD DE LOS GASES EN LA PARTE TRANSVERSAL DE LA CAMARA DE GASES.
		PRGC	,583	-	COEFICIENTE DE CALCULO DEL # DE PRANDTL DEL GAS EN LA CAMARA.
		PRC	1,018	-	# ADIMENSIONAL DE PRANDTL DEL GAS EN LA CAMARA.
2		Z2C		-	# FILAS EN PARTE TRANSVERSAL DE LA CAMARA.
		CZC	,91	-	COEFICIENTE DE CORRECCION DE α KF POR EL # DE FILAS DE LA CAMARA.
		CSC	,99	-	COEFICIENTE DE CORRECCION DE α KF POR EL PASO ENTRE TUBOS ENTRE TUBOS.
,15		S2C		m	PASO LONGITUDINAL DE LOS TUBOS EN LA CAMARA.
,15		S1C		m	PASO TRANSVERSAL DE LOS TUBOS EN LA CAMARA.
		α KC	,069	kW/(m ² . ⁰ C)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVO DE LOS GASES EN LA CAMARA.

KCENC	5,38	1/(ata.m)	COEFICIENTE DE ATENUAMIENTO DE LA RADIACION POR CENIZAS EN LOS GASES EN LA CAMARA.
SKC	,271	m	ESPEJOR EFECTIVO DE RADIACION DE LOS GASES EN LA PARTE TRANSVERSAL DE LA CAMARA.
KGASC	,731	1/(ata.m)	ATENUAMIENTO DE LA RADIACION POR EL CO2 Y H2O EN LA CAMARA DE GASES.
KPSC	,201	-	EXPONENTE DE LA FORMULA DE CALCULO DE LA EMISIVIDAD DEL GAS EN LA CAMARA.
AC	,182	-	EMISIVIDAD DEL GAS EN LA CAMARA.
TINC	559	Kelvin	TEMPERATURA ASUMIDA DE LA PARED EXTERIOR DE LOS TUBOS EN LA CAMARA.

entradavariablen tipo.	salida	unidades	comentario
FFC	8,189	m ²	AREA DE FLUJO DE GASES EN LA PARTE LONGITUDINAL DE LA CAMARA.
IGC1	6308,2	kJ/kgc	ENTALPIA DE LOS GASES A LA ENTRADA DE LA CAMARA.
CRO28	1809,03	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DE CO2 A LA SALIDA DE LA CAMARA
CN28	1156,11	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DE N2 A LA SALIDA DE LA CAMARA.
CH2O8	1419,5	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DE H2O A LA SALIDA DE LA CAMARA.
CAIR8	1193,1	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE A LA SALIDA DE LA CAMARA.
CCEN8	813,64	kJ/kgcv	ENTALPIA DE RESIDUOS VOLATILES EN EL GAS DE SALIDA DE LA CAMARA.
IGC2	5818,2	kJ/kgc	ENTALPIA DE LOS GASES DE SALIDA DE LA CAMARA.
δMAYC	698,09	Kelvin	CAIDA DE TEMPERATURA MAYOR EN LA CAMARA.
δMENC	633,22	Kelvin	CAIDA DE TEMPERATURA MENOR EN LA CAMARA.
δFC	665,13	Kelvin	DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA EN LA CAMARA.
FCAM	47,75	m ²	SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO DE LA CAMARA POR LA PARTE TRANSVERSAL.
KCAM	,075	kW/m ² . ⁰ C	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA CAMARA TRANSVERSAL.
YCAM	-	-	EFFECTIVIDAD CALORICA DE LA CAMARA DE GAS.
αRCL	,046	kW/m ² . ⁰ C	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION EN CAMARA LONGITUDINAL.
αRCT	,026	kW/(m ² . ⁰ C)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR RADIANTE EN PARTE TRANSVERSAL DE LA CAMARA.
αRC	,036	kW/(m ² . ⁰ C)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR RADIANTE EN CAMARA.
αGC	,101	kW/(m ² . ⁰ C)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVO DE LOS GASES EN LA CAMARA.
SCL	1,02	m	ESPEJOR EFECTIVO DE RADIACION DE LOS GASES EN LA CAMARA LONGITUDINAL.
ACL	,321	-	EMISIVIDAD TERMICA DE LOS GASES EN LA CAMARA LONGITUDINAL.
KGASCL	,367	1/(ata.m)	ATENUAMIENTO DE LA RADIACION POR EL CO2 Y H2O EN LA CAMARA LONGITUDINAL.

	KPSCL	,387	-	EXPONENTE DE LA FORMULA DE CALCULO DE LA EMISIVIDAD DEL GAS EN LA CAMARA.
22,3	VCAM		m ³	VOLUMEN DE LA CAMARA DE GASES.
78,5	FCAML		m ²	SUPERFICIE DE LAS PAREDES QUE LIMITAN LA CAMARA.

"PARTE 5 : BALANCE TERMICO DEL SOBRECALENTADOR"

tipo.	entrada	variable	salida	unidades	comentario
L	1095	TG1		Kelvin	TEMPERATURA DE LOS GASES A LA ENTRADA DEL SOBRECALENTADOR.
LG	580,95	TIN		Kelvin	TEMPERATURA DE LA PARED EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL SOBRECALENTADOR.
LG	951,84	TG2		Kelvin	TEMPERATURA DE LOS GASES A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR.
L		DTG1	1,56	%	DIFERENCIA DE TEMPERATURAS CALCULADA A LA ENTRADA DEL SOBRECALENTADOR.
L		QA	894,16	kJ/kgc	CALOR ABSORBIDO POR EL VAPOR SOBRECALENTADO.
L		K	,067	kW/(m ² .0 C)	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA CALOR EN EL SOBRECALENTADOR.
L		KLI	,094	kW/(m ² .0 C)	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SOBRECALENTADOR LIMPIO.
L	4,3	ε		m ² .K/kW	RESISTENCIA TERMICA DE LAS INCRUSTACIONES EN EL SOBRECALENTADOR.
L	10,2	WG		m/s	VELOCIDAD DE GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
L		EFC	71,21	-	EFFECTIVIDAD TERMICA DE LA SUPERFICIE DEL SOBRECALENTADOR.

tipo.	entrada	variable	salida	unidades	comentario
		CN21	1130,8	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL N2 A LA ENTRADA DEL SOBRECALENTADOR.
		CAIR1	1166,5	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SOBRECALENTADOR.
		CH2O1	1386,9	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL H2O A LA ENTRADA DEL SOBRECALENTADOR.
		CRO21	1767,0	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL R02 A LA ENTRADA DEL SOBRECALENTADOR.
		CCEN1	795,4	kJ/kgcv	ENTALPIA DE LOS RESIDUOS VOLATILES EN EL GAS DE ENTRADA AL SOBRECALENTADOR.
		IG1	5688,2	kJ/kgc	ENTALPIA DE LOS GASES A LA ENTRADA DEL SOBRECALENTADOR.
		CRO22	1417,6	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL R02 A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR.
		CN22	920,1	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL N2 A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR.
		CH2O2	1116,5	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL H2O A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR.
		CAIR2	949,8	kJ/m ³	CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE SALIDA DEL SOBRECALENTADOR.
L		Q1	894,2	kJ/kgc	CALOR CEDIDO POR LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
		CCEN2	643,5	kJ/kgcv	ENTALPIA DE LOS RESIDUOS VOLATILES EN LOS GASES DE SALIDA DEL SOBRECALENTADOR.
		IG2	4607,1	kJ/kgc	ENTALPIA DE LOS GASES A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR.
		δMAY	472,8	Kelvin	CAIDA DE TEMPERATURAS MAYOR EN EL SOBRECALENTADOR.

δ MEN	472	Kelvin	CAIDA DE TEMPERATURAS MENOR EN EL SOBRECALENTADOR.
δ	472,4	Kelvin	DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURAS EN EL SOBRECALENTADOR.
TMEDG1023,4		Kelvin	TEMPERATURA MEDIA DE LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR DE VAPOR.
VISCG	,00012	m/s	VISCOSIDAD CINEMATICA DE GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
REYG	3885,0	-	# DE REYNOLD DEL GAS EN EL SOBRECALENTADOR.
LANDG0749		cal/(m . K)	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
TMEDV551		Kelvin	TEMPERATURA MEDIA DEL VAPOR EN EL SOBRECALENTADOR.
α SC	1,509	-	EXCESO DE AIRE MEDIO EN EL SOBRECALENTADOR.
α R	,030	kW/(m ² . K)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR RADIANTE DE LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
α G	,106	kW/(m ² . K)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
α V	,824	kW/(m ² . K)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVA DEL VAPOR EN SOBRECALENTADOR.
α K	,082	kW/(m ² .K)	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVA DE GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
PRG	,595	-	COEFICIENTE DE CALCULO DE PRANDTL DEL GAS EN EL SOBRECALENTADOR.
PR	1,019	-	# ADIMENSIONAL DE PRANDTL DEL GAS EN EL SOBRECALENTADOR.
IMED	2969,2	kJ/kg	ENTALPIA MEDIA DEL VAPOR EN EL SOBRECALENTADOR.
GGAS	5,545	kgg/kgc	FLUJO DE GAS EN EL SOBRECALENTADOR.
DENSG	1,23	kgg/m ³	DENSIDAD DEL GAS EN EL SOBRECALENTADOR.
KCEN	5,79	1/(ata. m)	COEFICIENTE DE ATENUAMIENTO DE LA RADIACION DE CENIZAS EN GAS DEL SOBRECALENTADOR.
μ CEN	,002	kgcv/kgg	CONTENIDO DE CENIZAS VOLATILES DE LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
SK	,539	m	ESPEJOR EFECTIVO DE RADIACION DEL GAS EN EL SOBRECALENTADOR.
KGAS	,552	1/(ata. m)	ATENUAMIENTO DE LA RADIACION POR GASES DE CO ₂ Y H ₂ O EN SOBRECALENTADOR.
KPS	,304	-	EXPONENTE DE FORMULA DE DE LA EMISIVIDAD DE,LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
A	,262	-	EMISIVIDAD DE LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR.

tipo.	entrada	variable	salida	unidades	comentario
		VMED	,126	m ³ /kg	VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR EN EL SOBRECALENTADOR.
		FC	,058	m ²	AREA DE FLUJO DEL VAPOR EN EL SOBRECALENTADOR.
		F	8,418	m ²	AREA DE FLUJO GASES EN SOBRECALENTADOR.
,903		AV	-		FRACCION DE LAS CENIZAS TOTAL EN LOS GASES.
		a	7,895	m	ANCHO DEL GASOCONDUCTO DEL SOBRECALENTADOR.
1,5		b		m	ALTURA DEL CONDUCTO DE GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
,0445		DEXT		m	DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL SOBRECALENTADOR.
1,5		L		m	LONGITUD DE TUBOS EN UN PASO DEL SOBRECALENTADOR.
		Z	51,3	-	# DE SERPENTINES DEL VAPOR EN EL SOBRECALENTADOR.
		CZ	,96	-	COEFICIENTE DE CORRECCION DE α K POR EL # DE FILAS.
		CS	1	-	COEFICIENTE DE CORRECCION DE α K POR PASO ENTRE TUBOS.
30		DCEN		μ m	DIAMETRO MEDIO DE CENIZAS VOLATILES.
,15		S1		m	PASO FRONTAL DEL SOBRECALENTADOR.

,15	S2	m	PASO LONGITUDINAL DEL SOBRECALENTADOR.
,8	AIND	-	EMISIVIDAD TERMICA DE LA SUPERFICIES DE LOS TUBOS.
,95	MSC	-	COEFICIENTE DE CORRECCION DE α POR HETEROGENEIDAD DEL FLUJO.
	PREV	17 atm	PRESION MEDIA DEL VAPOR SOBRECALENTADO.
,038	DINT	m	DIAMETRO INTERIOR DE LOS TUBOS DEL SOBRECALENTADOR
	WV	26,9 m/s	VELOCIDAD DEL VAPOR SOBRECALENTADO.
	H SOB	114,17 m ²	SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO DEL SOBRECALENTADOR.
,01	W	-	FRACCION DE HUMEDAD ARRASTRADA AL SOBRECALENTADOR.
	DW	,125 kg/s	FLUJO DE AGUA ARRASTRADA DEL DOMO AL SOBRECALENTADOR.
	QCOMP	,863 -	FRACCION DE CALOR ABSORBIDO POR LAS SUPERFICIES DEL SOBRECALENTADOR.
	VAR	,906 -	COEFICIENTE DE VARIACION DE LA SUPERFICIE DE SOBRECALENTAMIENTO CALCULADA.
	NU	2,5E- ⁶ m ² /s	VISCOSIDAD CINEMATICA DEL VAPOR SOBRECALENTADO.
	REY	0,41E6-	# ADIMENSIONAL DE REYNOLDS DEL VAPOR.
	NUSEL	696,5 -	# ADIMENSIONAL DE NUSSELT PARA VAPOR.
30	HCOMP	m ²	SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMPLEMENTARIA EN SOBRECALENTADOR.
	F	-	CORRECCION DE LA CAIDA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS EN SOBRECALENTADOR.
6	Z2	# PASOS	# DE PASOS DE CALENTAMIENTO DEL SOBRECALENTADOR.
	PRV	1,08 -	# DE PRANDTL DEL VAPOR EN EL SOBRECALENTADOR.
1	Ct	-	CORRECCION DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR LA TEMPERATURA DEL VAPOR.
,95	Cd	-	CORRECCION DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL DIAMETRO EXTERIOR DE TUBOS.
1	Cl	-	CORRECCION DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR LONGITUD DE CALENTAMIENTO.
	LANDV	,039 Kcal/(m,h, ⁰ C)	CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL VAPOR SOBRECALENTADO.

"PARTE 6 : CALCULO DE LA VELOCIDAD OPTIMA DE LOS GASES EN EL SOBRECALENTADOR."

tipo.	entrada	variables	salida	unidades	comentario
	R1	,0132	kW/m ²		COEFICIENTE DE RESISTENCIA HIDRODINAMICA DEL VAPOR SOBRECALENTADO.
	FW	4,206	-		VARIABLE DE CALCULO DE WOPT.
	17236CISC		\$		COSTO DEL SOBRECALENTADOR SEGUN LA EDIMEC.
	,14 AGSC		1/año		TASA GENERAL DE AMORTIZACION DEL SOBRECALENTADOR.
	PF	19,15	\$/m ² .año		COSTO ANUAL DE LA SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO
	PN	72,55	\$/kW.año		COSTO ANUAL DE EXPLOTACION DE LA BOMBA DE ALIMENTAR POR CAIDA DE PRESION DEL VAPOR EN
	PD	84,59	\$/kW.año		COSTO ANUAL DE EXPLOTACION POR VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO POR CAIDA DE PRESION DE GASES EN EL SOBRECALENTADOR
	AA	,018	-		CONSTANTE DE ECUACION DE NUSSELT.
	T	,505	-		VARIABLE DE CALCULO.

-,2	P	-	CARACTERISTICA DEL BANCO DE TUBOS.
14,5	ME	-	CONSTANTE DE LA ECUACION DE ϵ .
,98	NE	-	CONSTANTE DE LA ECUACION DE ϵ
J	,104	-	VARIABLE DE CALCULO DE WOPT.
BW	3,837	-	CONSTANTE DEL CALCULO DE WOPT.
V	85,86	m ³ /s	FLUJO DE GASES EN SOBRECALENTADOR.
VD	40,11	m ³ /s	FLUJO DE GASES EN VTI.
C	1,084	-	CONSTANTE .
N	2	-	CONSTANTE .
ML	,12	-	COEFICIENTE DE LA ECUACION DE CAIDA DE PRESION.
U	,371	-	VARIABLE DE CALCULO.
DH0	88,92	Pa	CAIDA DE PRESION EN SOBRECALENTADOR.
VH	22,7E6-		CONSTANTE DE LA ECUACION DE CAIDA DE PRESION.
BN	8,8E-5	-	COEFICIENTE DE RESISTENCIA AERODINAMICA POR GASES EN EL SOBRECALENTADOR.
Y	,357	-	EXPONENTE CALCULO DE WOPT.
WOPT	10,2	m/s	VELOCIDAD OPTIMA.
ϵ REC	4,28	m ² .K/kW	RESISTENCIA TERMICA DE LAS INCRUSTACIONES RECOMENDADA.
,9	EFV	-	EFICIENCIA DEL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO (VTI).
,14	AGV	1/año	TASA GENERAL AMORTIZACION DEL VTI.
75	NVI	kW	POTENCIA INSTALADA DEL VTI.
40000	CVE	\$	COSTO DEL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO.

tipo.entrada variablsalida unidadescomentario

NV	3,96	kW	CONSUMO DE POTENCIA DEL VTI.POR CAIDA DE PRESION DEL GAS EN SOBRECALENTADOR.
NBA	1,359	kW	CONSUMO DE POTENCIA DE LA BOMBA DE ALIMENTAR POR CAIDA DE PRESION DEL VAPOR EN EL SOBRECALENTADOR.
,92	EFB	-	EFICIENCIA DE BOMBA ALIMENTAR.
50000	CBA	\$	COSTO DE LA BOMBA DE ALIMENTAR.
,14	AGB	1/año	TASA DE AMORTIZACION GENERAL DE LA BOMBA DE ALIMENTAR.
100	NBI	kW	POTENCIA INSTALADA DE BOMBA ALIMENTAR.
,001	VAG	m ³ /kg	VOLUMEN ESPECIFICO DEL AGUA ALIMENTAR.
,058	CEE	\$/kW.h	COSTO DE LA ENERGIA ELECTRICA SEGUN TARIFA 91 PARA EL CAI.

“PARTE 7 : CALCULO DE LA VELOCIDAD DE MAXIMO DESGASTE EN EL SOBRECALENTADOR.”

tipo.entrada variable salida unidad comentario

WMAX	13,20	m/s	VELOCIDAD DE MAXIMO DESGASTE ABRASIVO DEL SOBRECALENTADOR.
1,4	KD	-	COEFICIENTE DE VELOCIDAD DE GASES RESPECTO AL VALOR MEDIO.
1,2	KM	-	COEFICIENTE DE IRREGULARIDAD DE LA CONCENTRACION DE CENIZAS EN EL FLUJO DE GAS.

1,25	KW	-	COEFICIENTE DE IRREGULARIDAD DEL CAMPO DE VELOCIDADES EN LA SECCION FLUJO.
30	R90	%	PARTE DE CENIZAS RETENIDAS CON $D > 30 \mu\text{m}$.
,5	DMAX	mm	DESGASTE ABRASIVO MAXIMO DE TUBOS.
4E-9	ABRAS	mm.s ³ /g.	COEFICIENTE ABRASIVO DE PARTICULAS. DE LOS RESIDUOS VOLANTES EN LA CORRIENTE DE GASES.
1	MAC	-	COEFICIENTE DE DESGASTE DE METALES.
48000	TTRAB	h	TIEMPO DE EXPLOTACION EN 20 AÑOS.
	CONCV	2,61 gcv/m ³ .h	CONCENTRACION DE CENIZAS EN LOS GASES DEL SOBRECALENTADOR

"PARTE 8 : PERIODO OPTIMO DE SOPLETEO CON VAPOR"

tipo.	entrada	variables	salida	unidad	comentario
	20	CBAG		\$/ton.	COSTO DEL BAGAZO.
		EFIT	80,22	%	RENDIMIENTO DEL GENERADOR DE VAPOR QUE DEPENDE DEL PERIODO SOPLETEO.
		EFCT	,506	%	EFFECTIVIDAD CALORICA DE LA SUPERFICIE DE SOBRECALENTAMIENTO.
		BT	5,16	kg/s	CONSUMO DE BAGAZO QUE DEPENDE DEL PERIODO DE SOPLETEO.
L	20,1	TT		h	PERIODO ENTRE SOPLETEOS CONSECUTIVOS.
	135	#DZ		-	# DE DIAS DE EXPLOTACION POR ZAFRA.
		#SZ	405	-	# DE SOPLETEOS POR ZAFRA.
	10	TS		min.	TIEMPO DE DURACION DEL SOPLETEO.
	6	DS		ton/h	FLUJO DE VAPOR SATURADO PARA SOPLETEO.

tipo.	entrada	variables	salida	unidad	comentario
		#ST		#	SOPLETEOS POR TURNO DE 8 HORAS.
	,03	ae		-	PENDIENTE CURVA EFIT vs EFCT.
	78,07	de		%	TERMINO INDEPENDIENTE DE la CURVA DE EFIT vs EFCT.
	,127	ce		%/h	PENDIENTE DE CURVA EFCT vs TT.
		be	72,5	%	TERMINO INDEPENDIENTE DE la CURVA DE EFCT vs TT.
		A1	1,9E6	\$/%,h/año	CONSTANTE GASTOS EN VAPOR PARA SOPLETEO.
		A0	3,8E5	h ²	CONSTANTE QUE DEPENDE TIEMPO SOPLETEO.
		A3	4,7E3	\$/%,(año,h)	CONSTANTE GASTOS EN BAGAZO CONSUMIDO.
L		ZTOT	2349,1	\$/año	GASTO TOTAL DE EXPLOTACION QUE DEPENDE DE LA FRECUENCIA DE LIMPIEZAS.
		ZCOMB	1173,5	\$/año	GASTO EN EXCESO EN BAGAZO UTILIZADO ANUAL.
		ZVAP	1175,6	\$/año	GASTO EN VAPOR PARA SOPLETES ANUAL.
		TTOPT	20,1	h	PERIODO OPTIMO DE SOPLETEO DEL SOBRECALENTADOR.
	10,2	WOPTT		m/s	VELOCIDAD OPTIMA DEL GAS EN SOBRECALENTADOR PARA CAPACIDAD NOMINAL DE CALDERA.
		D	80,24	%	EFICIENCIA DEL GV. RECOMENDADA.
		F	0,0038	%/h	RAPIDEZ DE CAMBIO DE EFI DEL GV. CON TT.
		TTMAX	20,13	h	TIEMPO OPTIMO Y MAXIMO ENTRE SOPLETEOS PARA F CERCANO A CERO.

LISTADO DE ECUACIONES DEL PROGRAMA DE COMPUTACION CATECA.**"PARTE 1 : BALANCE TERMICO DEL GENERADOR DE VAPOR"**

#	ecuación
1	$CP=47*(100-WP)/100$
2	$HP=6,5*(100-WP)/100$
3	$OP=44*(100-WP)/100$
4	$AP=2,5*(100-WP)/100$
5	$VCB=(80,7*CP+246*HP-26*OP-6*WP)*4,1868$
6	$\beta=2,37*((HP-0,126*OP+0,04*NP)/(CP+0,375*SP))$
7	$CO=((21-\beta*CO2)-(CO2+O2))/(0,605+\beta)$
8	IF CO>0 THEN N2=100-(CO2+O2+CO) ELSE N2=100-(CO2+O2)
9	IF CO>0 THEN $\alpha SG=1/(1-3,76*((O2-,5*CO)/N2))$ ELSE $\alpha SG=1/(1-3,76*O2/N2)$

#	ecuación
10	$QD=VCB+4,1868*((WP/100+0,24*(100-WP)/100)*TC)$
11	$TGS=172,297666+25,685059*\alpha SG+0,03456*DSC^{0,33}$
12	$ARV=0,145035-0,002724*DSC+0,592243*(\alpha SG)^{0,5}$
13	$Q4=8,5452*(1-ARV)/ARV$
14	IF CO>0 THEN COR=CO+CO2 ELSE COR=CO2
15	$Q2=(2,64*(100-Q4)*(,0029/(COR)+,00000444*\alpha SG)+,0194)*TGS-1,116*\alpha SG$
16	IF CO>0 THEN $Q3=,7136*(100-Q4)*CO/(100*(CO2+CO))$ ELSE Q3=0
17	$Q5=43,92/DSC$
18	$EFI=100-Q2-Q3-Q4-Q5$
19	$VCBH=(4324-49,04*WP)*4,186$
20	$MV=(4250-48,50*WP-(TGS*(1-WP/100)*(1,4*19,6/CO2)+(,5/(1-WP/100)-,12)))*(100-Q4)*(100-Q5)*(100-Q3)*10^{-6}*4,1868$
21	$EFIH=(MV/VCBH)*100$
22	$QU=DSC*(ISC-IAA)$
23	$B=BC*100/(100-Q4)$
24	$BC=(QU*(100-Q4))/(QD*EFI)$
25	IF TGSE>100 THEN $DTGS=ABS(TGS-TGSE)*200/(TGS+TGSE)$ ELSE $DTGS=ABS(TGS-TGSM)*200/(TGS+TGSM)$
26	$ISC=2402,7811-27,9473*PREVS*,1+2,2447*(TSC-273,15)$
27	$IVS=2762,656+19,2381*PREVE*,1$
28	$SI=1-(Q5/(EFI+Q5))$
29	$VTA=,0889*(CP+,375*SP)+,265*HP-,0333*OP$
30	$VRO2=1,866*((CP+,375*SP)/100)$
31	$VTH2O=,111*HP+,0124*WP+,0016*D*VTA$
32	$VTN2=,79*VTA+,8*(NP/100)$
33	$VG=VRO2+VTH2O+VTN2+(\alpha SC-1)*VTA$
34	$VH2O=VTH2O+,00162*D*(\alpha SC-1)*VTA$
35	$RH2O=VH2O/VG$

36	$RRO2=VRO2/VG$
37	$TGSM=215*(DSC/12,5)^{,25}$
38	$TAC=160*(DSC/12,5)^{,33}$
39	$DNb=ABS(EFI-EFIH)*200/(EFI+EFIH)$

"PARTE 2 : BALANCE TERMICO DEL HORNO"

#	ecuación
---	----------

40	$\alpha SH-\alpha SC=0$
41	$\alpha MH=\alpha SH-0,05*(12,5/DSC)^{,5}$
42	$CAIR3=1,17773*10^{-4}*TAC^2+1,3087*TAC-0,2707$

#	ecuación
---	----------

42,1	$CAIRF=1,17773*10^{-4}*TAF^2+1,3087*TAF-0,2707$
43	$IAC=FAC*VTA*\alpha MH*CAIR3+(1-FAC)*CAIRF*VTA*\alpha MH$
44	$QT=QD*(100-Q3-Q4)/(100-Q4)+IAC$
45	$CCO24=-208,1351+1,2294*10^{-4}*TA^2+2,2893*TA$
46	$CAIR4=214,9048-1,9192*10^{-7}*TA^3+7,3918*10^{-4}*TA^2+6,747*TA$
47	$CN24=-44,0242+7,1212*10^{-5}*TA^2+1,3654*TA$
48	$CH2O4=-50,1671+2,2241*10^{-4}*TA^2+1,5517*TA$
49	$CCEN4=55900,2834-67835,0492*EXP(,001*TA)+3,6807*10^{-5}*TA^3-,0178*TA^2+110,4883*TA$
50	$VGT=VRO2+VTH2O+VTN2$
51	$VGH=VGT+(\alpha MH-1)*VTA$
52	$CGTA=(VRO2*CCO24+VTN2*CN24+VTH2O*CH2O4+(\alpha SH-1)*VTA*CAIR4+CCEN4*AP/100*AV)/(VGH*TA)$
53	$TA=QT/(CGTA*VGH)$
54	$S=3,6*VT/FT$
55	$KNL=((7,8+(16*RH2O))/(3,16*((1*PP*S)^{,5}))-1)*(1-((,37*TSH)/1000))$
56	$GG=(1-AP/100)+(1,306*\alpha MH*VTA)$
57	$\mu CEN2=(AP*AV)/(100*GG)$
58	$KCEN2=55900/((TSH+273,15)^2*DCEN^2)^{,333}$
59	$KG=KNL*RP+KCEN2*\mu CEN2+5^{,03}$
60	$AL=1-2,73^{-(KG*1*PG*S)}$
61	$MR=,59-(,5*HR)$
62	$ALL=AL*M+(1-M)*ANL$
63	$EFIHOR=\mu*X$
64	$AT=1/(1+((1/ALL)-1)*EFIHOR)$
65	$TSH=(TA+273)/(1+MR*(AT/BO)^{,6})-273$
66	$CRO25=-208,1351+1,2294*10^{-4}*TSH^2+2,2893*TSH$
67	$CN25=-44,0242+7,1212*10^{-5}*TSH^2+1,3654*TSH$
68	$CH2O5=-50,1671+2,2240*10^{-4}*TSH^2+1,5517*TSH$
69	$CAIR5=214,9048-1,9192*10^{-7}*TSH^3+7,3918*10^{-4}*TSH^2+6,747*TSH$
70	$CCEN5=55900,2834-67835,0492*EXP(,001*TSH)+3,6807*10^{-5}*TSH^3-,0178*TSH^2+110,4883*TSH$
71	$CGTSH=(VRO2*CRO25+VTN2*CN25+VTH2O*CH2O5+(\alpha SH-1)*VTA*CAIR5+CCEN5*AP/100*AV)/((VGT+(\alpha SH-1)*VTA)*TSH)$
72	$CGMED=(CGTSH+CGTA)/2$

"PARTE 3: BALANCE TERMICO DEL FESTON"

# ecuación	ecuación
74	$CRO27 = -239 + 2,4404 * (TGF2 - 273)$
75	$CN27 = -78,7143 + 1,4714 * (TGF2 - 273)$
76	$CH2O7 = -165,7143 + 1,8889 * (TGF2 - 273)$
77	$CAIR7 = -79,8571 + 1,5168 * (TGF2 - 273)$
78	$CCEN7 = -76,857 + 1,0611 * (TGF2 - 273)$
79	$IGF2 = (VRO2 * CRO27 + VTN2 * CN27 + VTH2O * CH2O7 + (\alpha SH - 1) * VTA * CAIR7) + CCEN7 * AP / (100 * AV)$
80	$\delta MAYF = TGF1 - TVS$
81	$\delta MENF = TGF2 - TVS$
82	$\delta F = (\delta MAYF - \delta MENF) / LN(\delta MAYF / \delta MENF)$
83	$TMEDGF = (TGF1 + TGF2) / 2$
84	$VISCGF = ,1222359 * 10^{-4} + ,74345639 * 10^{-7} * (TMEDGF - 273,15) + ,11242939 * 10^{-9} * (TMEDGF - 273,15)^2 - ,40384652 * 10^{-13} * (TMEDGF - 273,15)^3 + ,820389$
85	$LANDGF = ,19640869 * 10^{-1} + ,72610926 * 10^{-4} * (TMEDGF - 273,15) + ,14915302 * 10^{-8} * (TMEDGF - 273,15)^2$
86	$HF = ZIF * Z2F * 2,6 * PI() * DEXTF$
87	$FF = 8,2 * 2,6 - ZIF * DEXTF * 2,6$
88	$WGF = (BC * VG * TMEDGF) / (273 * FF)$
89	$PRGF = ,67 - ,0001 * (TMEDGF - 273,15)$
90	$PRF = ,94 + (,56 * RH2O) * PRGF$
91	$\sigma 1 = S1F / DEXTF$
92	$\sigma 2 = S2F / DEXTF$
93	$\sigma D = (,25 * \sigma 1^2 + \sigma 2^2)^{,5}$
94	$\sigma DD = (\sigma 1 - 1) / (\sigma D - 1)$
95	$IF \ Z2F \geq 10 \ THEN \ CZF = 1 \ ELSE \ CZF = 3,12 * Z2F^{,05 - 2,5}$
96	$IF \ ,1 < \sigma DD \leq 1,7 \ THEN \ CSF = ,34 * \sigma D^{,1} \ ELSE \ CSF = ,275 * \sigma D^{,5}$
97	$\alpha KF = ,001163 * (CZF * CSF * (LANDGF / DEXTF) * (((WGF * DEXTF) / VISCGF)^{,60}) * (PRF^{,33}))$
98	$KCENF = (4300 * DENS G) / ((TMEDGF^2) * (DCEN^2))^{,33}$
99	$SKF = ,9 * DEXTF * (((4/3,1416) * ((S1F * S2F) / (DEXTF^2))) - 1)$
100	$KGASF = (((,78 + 1,6 * RH2O) / (PP * SKF)^{,5}) - 1) * (1 - ((,37 * TMEDGF) / 1000)) * RP$
101	$KPSF = (KGASF + KCENF * \mu CEN) * PG * SKF$
101,1	$AF = 1 - EXP(-KPSF)$
102	$\alpha RF = ,001 * ((5,76 * 10^{-8}) * ((AIND + 1) / 2) * AF * (TMEDGF^3) * (((1 - ((TINF / TMEDGF)^4)) / (1 - (TINF / TMEDGF))))$
103	$\alpha GF = (\alpha RF + \alpha KF) * MSC$
104	$KF = (BC * QF) / (HF * \delta F)$
105	$KF = EFCF * \alpha GF$
106	$IGF1 = CGTSH * (VGT + (\alpha SH - 1) * VTA) * TSH$
107	$TGF1 = TSH + 273$
108	$TINF = TVS + 80$
109	$QF1 - QF = 0$
110	$QF1 = (IGF1 - IGF2) * SI$

"PARTE 4: BALANCE TERMICO DE LA CAMARA DE GAS"

# ecuación	ecuación
111	$QCGC - QTCC = 0$

112 QCGC=SI*(IGC1-IGC2)
 113 TMEDGC=(TG1C+TG2C)/2
 114 VISCGC=,1222359*10⁻⁴+ ,74345639*10⁻⁷*(TMEDGC-273,15)+,11242939*10⁻⁹*(TMEDGC-273,15)²-
 ,40384652*10⁻¹³*(TMEDGC-273,15)³+ ,820389
 115 LANDGC=,19640869*10⁻¹+ ,72610926*10⁻⁴*(TMEDGC-273,15)+,14915302*10⁻⁸*(TMEDGC-
 273,15)²
 116 FFC=(a*LC)-DEXTC*LC*Z1C
 117 WGC=(BC*VG*TMEDGC)/(273*FFC)
 118 PRGC=,67-,0001*(TMEDGC-273,15)
 119 PRC=,94+(,56*RH2O)*PRGC
 120 IF Z2C >=10 THEN CZC=1 ELSE CZC=,91+,0125*(Z2C-2)
 121 IF S2C/DEXTC >= 2 THEN CSC=1 ELSE CSC=(1+(2*S1C/DEXTC-3)*(1-S2C/(DEXTC*2))³)⁻²
 122 α KC=,001163*(,2*CZC*CSC*(LANDGC/DEXTC)*(((WGC*DEXTC)/VISCGC)⁶⁵*(PRC³³))
 123 KCENC=(4300*DENSG)/((TMEDGC²)*(DCEN²))³³
 124 SKC=,9*DEXTC*(((4/3,1416)*((S1C*S2C)/(DEXTC²)))⁻¹)
 125 KGASC=(((,78+1,6*RH2O)/(PP*SKC)⁵)-,1)*(1-((,37*TMEDGC)/1000))*RP
 126 KPSC=(KGASC+KCENC* μ CEN)*PG*SKC
 127 AC=1-EXP(-KPSC)
 128 SCL=3,6*VCAM/FCAML
 129 KGASCL=(((,78+1,6*RH2O)/(PP*SCL)⁵)-,1)*(1-((,37*TMEDGC)/1000))*RP
 130 KPSCL=(KGASCL+KCENC* μ CEN)*PG*SCL
 131 ACL=1-EXP(-KPSCL)
 132 α RCL=,001*((,5,76*10⁻⁸)*((AIND+1)/2)*ACL*(TMEDGC³)*((1-((TINC/TMEDGC)⁴))/(1-
 (TINC/TMEDGC)))
 133 α RCT=,001*((,5,76*10⁻⁸)*((AIND+1)/2)*AC*(TMEDGC³)*((1-((TINC/TMEDGC)⁴))/(1-
 (TINC/TMEDGC)))
 134 (α RCL+ α RCT)*,5= α RC
 135 α GC=(α RC+ α KC)*MSC
 136 TINC=TINF
 137 TGF2=TG1C
 139 IGF2=IGC1
 140 CRO28=-239+2,4404*(TG2C-273)
 141 CN28=-78,7143+1,4714*(TG2C-273)
 142 CH2O8=-165,7143+1,8889*(TG2C-273)
 143 CAIR8=-79,8571+1,5168*(TG2C-273)
 144 CCEN8=-76,857+1,0611*(TG2C-273)

ecuación ecuación

145 IGC2=(VRO2*CRO28+VTN2*CN28+VTH2O*CH2O8+(α SC-
 1)*VTA*CAIR8)+CCEN8*AP/(100*AV)
 146 δ MAYC=TG1C-TVS
 147 δ MENC=TG2C-TVS
 148 δ FC=(δ MAYC- δ MENC)/LN(δ MAYC/ δ MENC)
 149 QTCC= δ FC*FCAM*KCAM/BC
 150 FCAM=Z1C*Z2C*LC*3,1416*DEXTC
 151 KCAM=YCAM* α GC

"PARTE 5: BALANCE TERMICO DEL SOBRECALENTADOR"

#	ecuación
152	$CRO21 = -239 + 2,4404 * (TG1 - 273)$
153	$CN21 = -78,7143 + 1,4714 * (TG1 - 273)$
154	$CH2O1 = -165,7143 + 1,8889 * (TG1 - 273)$
155	$CAIR1 = -79,8571 + 1,5168 * (TG1 - 273)$
156	$CCEN1 = -76,857 + 1,0611 * (TG1 - 273)$
157	$\alpha SC = \alpha SG - 0,15 * (12,5 / DSC)^{0,5}$
158	$IG1 = (VRO2 * CRO21 + VTN2 * CN21 + VTH2O * CH2O1 + (\alpha SC - 1) * VTA * CAIR1) + CCEN1 * AP / (100 * AV)$
159	$CRO22 = -239 + 2,4404 * (TG2 - 273)$
160	$CN22 = -78,7143 + 1,4714 * (TG2 - 273)$
161	$CH2O2 = -165,7143 + 1,8889 * (TG2 - 273)$
162	$CAIR2 = -79,8571 + 1,5168 * (TG2 - 273)$
163	$CCEN2 = -76,857 + 1,0611 * (TG2 - 273)$
164	$IG2 = (VRO2 * CRO22 + VTN2 * CN22 + VTH2O * CH2O2 + (\alpha SC - 1) * VTA * CAIR2) + CCEN2 * AP / (100 * AV)$
165	$\delta MAY = TG2 - TVS$
166	$\delta MEN = TG1 - TSC$
167	$\delta = (\delta MAY - \delta MEN) / LN(\delta MAY / \delta MEN) * \Gamma$
168	IF Z2 >= 4 THEN $\Gamma = 1$ ELSE $\Gamma = ,9$
169	$QCOMP = 1 - (TMEDG - TVS) * HCOMP * \alpha R / (HSOB * \delta * K)$
170	$Q1 = S1 * (IG1 - IG2) * QCOMP$
171	$DW = W * DSC$
172	$QA = ((DSC - DW) * (ISC - IVS) + DW * (ISC - 880)) / BC$
173	$Q1 - QA = 0$
174	$TMEDG = (TG1 + TG2) / 2$
175	$VISCG = ,1222359 * 10^{-4} + ,74345639 * 10^{-7} * (TMEDG - 273,15) + ,11242939 * 10^{-9} * (TMEDG - 273,15)^2 - ,40384652 * 10^{-13} * (TMEDG - 273,15)^3 + ,82038929 * 1$

#	ecuación
176	$LANDG = ,19640869 * 10^{-1} + ,72610926 * 10^{-4} * (TMEDG - 273,15) + ,14915302 * 10^{-8} * (TMEDG - 273,15)^2$
177	$TMEDV = (TVS + TSC) / 2$
178	$PREV = ,5 * (PREVE + PREVS)$
179	$a = Z * S1 + ,2$
180	$F = (a * b) - DEXT * L * Z$
181	$WG = (BC * VG * TMEDG) / (273 * F)$
182	$PRG = ,67 - ,0001 * (TMEDG - 273,15)$
183	$PR = ,94 + (.56 * RH2O) * PRG$
184	IF Z2 >= 10 THEN CZ = 1 ELSE CZ = ,91 + ,0125 * (Z2 - 2)
185	IF S2 / DEXT >= 2 THEN CS = 1 ELSE CS = (1 + (2 * S1 / DEXT - 3) * (1 - S2 / (DEXT * 2)))^3)^{-2}
186	$REYG = WG * DEXT / VISCG$
187	$\alpha K = ,001163 * (.2 * CZ * CS * (LANDG / DEXT) * (((WG * DEXT) / VISCG)^{,65}) * (PR^{,33}))$
188	$IMED = (IVS + ISC) / 2$
189	$RP = RRO2 + RH2O$

```

190 PP=RP*PG
191 GGAS=1-(AP/100)+1,306009*VTA*αSC
192 DENSG=GGAS/VG
193 KCEN=(4300*DENSG)/((TMEDG^2)*(DCEN^2))^,33
194 μCEN=(AP*AV)/(100*GGAS)
195 SK=,9*DEXT*(((4/3,1416)*((S1*S2)/(DEXT^2))))-1)
196 KGAS=(((,78+1,6*RH2O)/(PP*SK)^,5)-,1)*(1-((,37*TMEDG)/1000))*RP
197 KPS=(KGAS+KCEN*μCEN)*PG*SK
198 A=1-EXP(-KPS)
199 αR=,001*((,5,76*10^-8)*((AIND+1)/2)*A*(TMEDG^3)*((1-((TIN/TMEDG)^4))/(1-(TIN/TMEDG))))
200 αG=(αR+αK)*MSC
201 IF PREV>15 THEN VMED=,111+(TMEDV-493)*,00025 ELSE VMED=,2+(TMEDV-493)*0,0005
202 FC=(3,14*(DINT^2)*Z)/4
205 WV=(DSC*VMED)/FC
206 NU=(170+(TMEDV-493)*,5)*10^-7*VMED
207 REY=(WV*DINT)/NU
208 PRV=1,1298+,0142*PREV-(5,5047*10^-4*(TMEDV-273,15)+2,9948*10^-5*PREV*(TMEDV-273,15))
209 IF REY > 2200 THEN NUSEL=,023*(REY)^,8*PRV^,4*Ct*Cd*Cl ELSE NUSEL=0
210 LANDV=(34+(TMEDV-493)*,08)*10^-3
211 αV=LANDV*NUSEL/(DINT*860)
212 K=(BC*Q1)/((HSOB+HCOMP)*δ)
213 KLI=((1/αG)+(1/αV))^-1
214 ε=(1/K)-((1/αG)+(1/αV))

```

#	ecuación
215	EFC=(K/KLI)*100
216	QM=K*δ
217	TIN=QM/(αV+1/ε)+TMEDV
218	DTG1=ABS(TG1-TG2C)*200/(TG1+TG2C)
219	VAR=HSOB/126

"PARTE 6 : CALCULO DE LA VELOCIDAD OPTIMA DE LOS GASES EN SOBRECALENTADOR"

#	ecuación
220	FW=PD/(PF+R1*PN)
221	R1=NBA/(HSOB*EFV)
222	AA=αK/WG^,64
223	T=(3+P)*(1+(ME+1/αV-NE*WG)*(AA*(WG^,64)+ αR))*(AA*WG^,64+αR)
224	J=(,64*AA*(WG^,64)+(NE*WG*(AA*(WG^,64)+ αR))^2)
225	BW=T/J-1
226	V=WG*F
227	VD=VG*BC*(273+TGSE)/273
228	C=(S1/DEXT-,8)/(S2/DEXT-1)

```

229 IF C>1 THEN N=2 ELSE N=2,5
230 IF S2/DEXT>1,24 THEN ML=,88*(((S1/DEXT-1)/(S2/DEXT-1))^,14)-1 ELSE
ML=,88*(S2/(DEXT*1,24))^,7*(((S1/DEXT-1)/(S2/DEXT-1))-,1)^,14)
231 U=REYG^ML
232 DH0=,53*C^N*6*U*DENSG*WG^2/2
233 VH=DH0/(6*(WG^(2+P)))
234 BN=(VH*(S1-DEXT)*VD*,001)/(3,14*DEXT*EFV*V)
235 Y=1/(3+P)
236 εREC=ME-NE*WOPT
237 PF=(CISC/126)*AGSC
238 PD=(CVE*AGV/NV+24*#DZ*CEE)*NV/NVI
239 PN=(CBA*AGB/NBA+24*#DZ*CEE)*NBA/NBI
240 NBA=(PREVE-PREVS)*10^5*VAG*DSC/(1000*EFB)
241 NV=VD*DH0/(1000*EFV)
242 WOPT=1/(FW*BW*BN)^Y

```

"PARTE 7 : CALCULO DE VELOCIDAD DE MAXIMO DESGASTE EN LOS TUBOS SOBRECALENTADORES"

#	ecuación
243	CONCV=DENSG*μCEN*1000
244	WMAX=2,85*KD/(KM*KW*(R90)^,2)*(DMAX/(ABRAS*MAC*TTRAB*CONCV))^,3*(S1/(S1-DEXT))^,6

"PARTE 8 : CALCULO DEL PERIODO OPTIMO DE SOPLETEO DEL SOBRECALENTADOR"

#	ecuación
245	ZTOT=ZCOMB+ZVAP
246	ZCOMB=3,6*CBAG*(BT-B)*#DZ*24
247	EFIT=ae*EFCT+de
248	EFCT=be-ce*TT
249	be=49,47+2,26*WOPTT
250	TT=#DZ*24/#SZ
251	ZVAP=TS/60*#SZ*DS*(IVS-IAA)*100/(EFIT*VCB)*CBAG
252	BT=B*EFI/EFIT
253	#ST=8/TT
254	A1=TS/60*#DZ*24*DS*(IVS-IAA)*100*CBAG/(ae*ce*VCB)
255	A0=A1/A3
256	A3=3,6*24*CBAG*B*EFI*#DZ*F
258	ZTOT=(A3*TT/(D-F*TT))+(A1/((D-F*TT)*TT))
259	TTOPT=1/A3*(-A1+(A1^2+A1*A2*A3) ^,5)
260	F=ae*ce

261 $D=ae*be+de$
 262 $TTMAX=A0*(1/A0)^{0,5}$

-

ANEXO2

**TABLA ; III,1; DIAGNOSTICO DE OPERACION DE LA CALDERA RETAL #6; “CAI Cuba Libre”,
 Selección de parámetros medidos o calculados,**

	α_{SG}	ϑ_{GS}	DSC	TSC	ϑ_{G2}	Q2	Q3	Q4	η	τ_i	WG	ϵ	Ψ
#/unid,	adim,	$^{\circ}C$	kg/s	K	K	%	%	%	%	horas	m/s	$m^2.K/kW$	%
1	1,66	215	12,2	643	951,5	15,1	0	1,22	80,1	0	9,79	4,08	72,2
2	1,66	215	11,9	641	976,7	15,1	0	1,21	80	,25	9,78	5,57	65,3
3	1,64	215	12,4	638,2	978	15,4	0	1,28	79,8	,5	10,1	5,39	65,7
4	1,64	215	12,5	638,2	975	15,4	0	1,28	79,8	,75	10,2	5,2	66,5
5	1,68	216	11,7	633	943	15,8	0	1,16	79,3	1	9,38	4,97	68,7
6	1,68	216	11,6	628	962,1	15,8	0	1,15	79,3	1,3	9,43	6,42	62,7
7	1,66	215	12,2	638,2	958	15,1	0	1,22	80,1	1,5	9,81	4,74	69
8	1,66	215	12,5	638,2	966,6	15	0	1,23	80,2	1,8	10,1	4,84	68,2
9	1,69	216	12,5	638,2	960	15,3	0	1,16	80	2	10,2	4,55	69,5
10	1,69	216	12,5	633,2	960	15,3	0	1,16	80	2,3	10,2	4,97	67,7
11	1,62	214	12,5	633,2	890	14,7	0	1,33	80,4	2,5	9,1	1,99	84,9
12	1,62	214	9,4	628	960	14,7	0	1,24	79,4	2,8	7,44	9,5	55,8

13	1,52	211	9,6	623	934	14,2	0	1,51	79,7	3	6,98	8,42	59,3
14	1,52	211	9	623	845	14,2	0	1,49	79,5	3,3	5,97	3,94	77,7
15	1,61	214	7,8	612	868	15,7	0	1,22	77,5	3,5	5,59	8,93	61,5
16	1,61	214	10,5	613	907	15,7	0	1,3	78,8	3,8	7,78	6,67	64,3
17	1,56	212	12,2	633	946	14,2	0	1,49	80,7	4	9,23	4,7	69,6
18	1,56	212	8,3	623	913,6	14,2	0	1,36	79,1	4,3	6,07	9,6	58,1
19	1,64	215	7,8	603	790	15,2	0	1,13	78	4,5	5,1	3,97	79,6
20	1,64	215	10,8	613	898	15,2	0	1,22	79,5	4,8	7,99	5,71	67,7
21	1,68	216	11,4	623	932,8	15,8	0	1,15	79,2	5	9,05	5,79	65,9
22	1,68	216	10,7	629	957	15,8	0	1,13	79	5,3	8,79	7,19	60,9
23	1,83	220	10,5	618	900	16,6	0	,756	78,5	5,5	8,73	5,62	67,7
24	1,83	220	10,9	618	898	16,6	0	,767	78,6	5,8	8,99	5,06	69,6
25	1,64	215	8,6	611	877	15,2	0	1,16	78,5	6	6,24	7,97	63
26	1,64	215	10	613	953	15,2	0	1,2	79,2	6,3	7,85	10	54,1

	α SG	ϑ GS	DSC	TSC	ϑ G2	Q2	Q3	Q4	η	τ i	WG	ε	Ψ
#/unid,	adim,	$^{\circ}$ C	kg/s	K	K	%	%	%	%	horas	m/s	m ² .K/kW	%
27	1,56	212	13,2	623	954	14,2	0	1,52	80,9	6,5	9,9	5,13	67
28	1,56	212	13,1	613	945	14,2	0	1,52	80,9	6,8	9,67	5,81	64,6
29	1,62	214	9,2	613	901	14,7	0	1,23	79,3	7	6,8	8,26	60,9
30	1,62	214	10,3	621	909,5	14,7	0	1,26	79,7	7,3	7,73	6,12	66,3
31	1,69	216	12,5	623	950	14,8	0	1,14	80,5	7,5	10	5,48	65,9
32	1,69	216	9,5	613	908	14,8	0	1,06	79,5	7,8	7,24	8,12	60,8
33	1,56	212	11,7	621	925	14,2	0	1,47	80,6	8	8,52	5,35	67,9
34	1,73	217	14	628	936	15,6	0	1,1	80,1	0	11,3	3,47	74,3
35	1,73	217	13,5	628	934	15,6	0	1,09	80	,25	10,9	3,75	73,2
36	1,68	216	12,2	628	916	15,8	0	1,17	79,5	,5	9,47	3,93	73,6
37	1,68	216	12,5	625	923	15,8	0	1,18	79,5	,75	9,78	4,35	71,2
38	1,63	214	13,5	618	900	15,3	0	1,35	80,1	1	9,93	3,06	77,8
39	1,63	214	11,7	623	913	15,3	0	1,29	79,7	1,3	8,76	4,54	71,4
40	1,59	213	12,2	623	913	14,9	0	1,41	80	1,5	8,93	4,11	73
41	1,59	213	14	625	922	14,9	0	1,46	80,5	1,8	10,3	3,1	76,9
42	1,75	217	10,8	623	874	16,4	0	,961	78,5	2	8,33	3,4	77,9
43	1,75	217	12,5	623	898	16,4	0	1,01	79	2,3	9,84	3,15	77,6
44	1,55	212	8,4	613	908	15,1	0	1,4	78,3	2,5	5,99	10,4	56,3
45	1,55	212	8,4	613	864	15,1	0	1,4	78,3	2,8	5,7	7,32	65,6
46	1,75	217	11,7	613	864	16,2	0	,979	79,1	3	8,8	3,04	79,4
47	1,75	217	11,4	623	908	16,2	0	,97	79	3,3	9,11	4,52	71,5
48	1,58	213	12,5	621	908	14,4	0	1,43	80,6	3,5	9	3,76	74,7
49	1,58	213	11,4	621	919	14,4	0	1,4	80,3	3,8	8,29	5,39	68,1
50	1,56	212	11,6	623	928	14,6	0	1,48	80,1	4	8,43	5,47	67,4
51	1,56	212	11,7	628	921	14,6	0	1,49	80,1	4,3	8,5	4,45	71,8
52	1,64	215	12,2	628	931	15,2	0	1,27	79,9	4,5	9,4	4,42	71,1
53	1,64	215	8,4	623	872	15,2	0	1,15	78,4	4,8	6,12	6,45	67,9

54	1,71	216	11,6	621	928	15,8	0	1,08	79,3	5	9,21	5,55	66,7
55	1,71	216	11,2	623	919	15,8	0	1,07	79,2	5,3	8,8	5,36	68
56	1,52	211	9,5	618	931	14,2	0	1,51	79,7	5,5	6,78	9,11	57,8

	α_{SG}	ϑ_{GS}	DSC	TSC	ϑ_{G2}	Q2	Q3	Q4	η	τ_i	WG	ϵ	Ψ
#/unid,	adim,	$^{\circ}C$	kg/s	K	K	%	%	%	%	horas	m/s	$m^2.K/kW$	%
57	1,52	212	12,2	633	931	14,2	0	1,59	80,6	5,8	8,83	4,08	72,9
58	1,76	218	12,5	628	881	15,9	0	,99	79,6	6	9,68	2,05	84,4
59	1,76	218	11,7	624	884	15,9	0	,967	79,4	6,3	9,06	3,07	78,8
60	1,45	210	8,4	623	946	13,7	0	1,69	79,4	7	5,91	12	51,9
61	1,45	210	8,7	613	946	13,7	0	1,7	79,6	7,3	6,04	12,7	50,2
62	1,69	216	7,6	621	946	15,3	0	1,02	77,9	7,5	6,16	13,9	49
63	1,69	216	6,2	613	855	15,3	0	,978	76,6	7,8	4,54	12,4	56,3
64	1,56	212	11,4	646	908	14,2	0	1,46	80,5	8	8,34	2,71	80,8
65	1,4	208	13	603	897	13,9	,108	1,99	80,6	0	8,23	5,01	69,4
66	1,75	217	13,1	578	909,7	16,3	0	1,02	79,3	1	9,94	9,02	54,8
67	1,56	212	13,6	573	904	15,4	,099	1,55	79,8	4,5	9,17	8,95	55,4
68	1,6	213	11,6	583	835	15,8	,123	1,37	78,9	6	7,52	5,33	70,3
69	1,62	214	12,9	603	895	15,9	,02	1,34	79,3	7	9,27	4,97	69,1
70	1,65	215	13,5	603	921	16,2	,06	1,29	79,2	8	10,1	5,7	65
71	1,12	201	9	623	907	11,5	,174	2,9	80,6	8	4,9	9,72	57,2
72	1,31	206	11,3	633	915	13	,066	2,24	80,8	8	7,1	4,75	71,1
73	1,09	200	11,3	628	954	11,2	,181	3,11	81,6	8	6,36	7,88	59
74	1,2	203	9,9	633	939	12	,077	2,6	80,8	8	5,95	8,32	59,2

TABLA III,2 DIAGNOSTICO CALDERA RETAL #3, CAI - España Republicana, Selección de parámetros medidos o calculados

	α_{SG}	ϑ_{GS}	DSC	TSC	ϑ_{G2}	Q2	Q3	Q4	η	τ_i	WG	ϵ	Ψ
#/unid,	adim,	$^{\circ}C$	kg/s	$^{\circ}C$	K	%	%	%	%	horas	m/s	$m^2.K/kW$	%

1	1,66	215	13,3	528	1021,5	16,3	0	1,25	79,2	240	10,4	27,4	27,4
2	1,66	215	13,3	528	1021,5	16,3	0	1,25	79,2	240	10,4	27,4	27,4
3	1,9	221	11,1	533	983,8	18,7	0	,639	76,7	240	9,61	29,8	27,3
4	1,81	219	11,1	533	985,6	17,8	0	,827	77,4	240	9,18	30,1	27,4
5	1,81	219	10,5	523	977	17,8	0	,811	77,2	240	8,58	34,9	25,3
6	1,81	219	10,5	523	977	17,8	0	,811	77,2	241	8,58	34,9	25,3
7	1,66	215	10,5	523	976,5	16,3	0	1,17	78,4	241	7,86	35,1	25,6
8	1,81	219	10,5	523	977	17,8	0	,811	77,2	241	8,58	34,9	25,3
9	1,9	221	10,5	523	976,4	18,7	0	,624	76,5	241	9	34,9	25,1
10	1,9	221	10,5	523	975,8	18,7	0	,624	76,5	241	8,99	34,7	25,2
11	1,81	219	10,5	523	977,6	17,8	0	,811	77,2	241	8,58	35,1	25,2
12	1,66	215	8,86	523	941,7	16,3	0	1,12	77,6	241	6,42	39,1	25,6
13	1,66	215	8,86	523	943,6	16,3	0	1,12	77,6	242	6,42	42,1	24,2
14	1,66	215	8,86	523	943,5	16,3	0	1,12	77,6	242	6,42	42,1	24,2
15	1,66	215	9,14	523	948	16,3	0	1,13	77,8	242	6,66	38,1	25,7
16	1,99	224	13,9	523	1015,5	19,7	0	,518	76,7	242	12,9	27	26,4
17	1,99	223	11,6	523	987,2	19,7	0	,46	76,1	242	10,6	30,1	26,5
18	1,81	219	15	523	1036,3	17,8	0	,936	78,3	242	12,9	25,5	27,1
19	1,81	219	15	523	1036,3	17,8	0	,936	78,3	242	12,9	25,5	27,1
20	2,01	224	14,4	553	1019,2	19,9	0	,492	76,6	24	14,2	18,8	32,8
21	2,23	230	11,2	553	970,9	22,3	0	,001	73,7	25	11,9	22,2	32
22	1,67	215	12,7	553	1013,4	16,4	0	1,2	78,9	25	10,3	22,1	32
23	1,84	220	11,9	553	998,7	18,1	0	,775	77,4	25	10,6	22,8	31,6
24	1,44	209	12,8	553	1013,5	14,1	0	1,88	80,6	26	9	21,8	32,8
25	1,31	206	14	551	1029,2	12,9	0	2,36	81,6	,01	9,14	21,2	32,6
26	2,04	225	12,5	551	997,4	20,2	0	,383	75,9	,25	12,3	22,1	31,2
27	2,07	226	12,4	553	993,7	20,5	0	,32	75,6	,5	12,4	21,3	31,9
28	1,86	220	12,5	548	1008,6	18,3	0	,754	77,4	,75	11,3	23,9	29,9
29	2,26	230	12,6	553	994,1	22,6	0	,01	73,9	1,3	13,7	20,7	31,9
30	2,03	225	13	553	1012,8	20,1	0	,416	76,1	1,8	12,8	21	31,8
,	αSG	δGS	DSC	TSC	δG2	Q2	Q3	Q4	η	τi	WG	ε	Ψ
#/unid,	adim,	°C	kg/s	°C	K	%	%	%	%	horas	m/s	m².K/kW	%
31	1,99	223	12,6	556	1006,5	19,7	0	,486	76,4	2	11,9	20,5	33
32	2,13	227	9,7	552,9	961,4	21,2	0	,144	74,1	2,3	9,51	25,8	31,1
33	1,99	223	11,2	544,8	970,2	19,7	0	,449	76	3	10,9	25,8	29,2
34	1,78	218	11,8	553	981,6	17,5	0	,921	77,9	5	10,2	22,6	31,9
35	1,66	215	13,2	553	1005,3	16,3	0	1,25	79,1	5,5	11	21,2	32
36	1,63	214	13,1	556,8	1002,6	16	0	1,32	79,3	6	10,7	19,9	33,6
37	2,16	228	11,5	551,5	963,1	21,5	0	,134	74,5	6,5	12,1	22,9	30,9
38	2,05	225	11	551	962,1	20,3	0	,325	75,4	7	11	23,5	31,2
39	2,21	229	11,7	549	969,5	22,1	0	,055	74,1	7,5	12,4	22,6	31,1
40	2,14	227	10	549,5	951,5	21,3	0	,139	74,2	8	10	25,8	30,5
41	1,73	217	12,4	555,7	998,2	17	0	1,05	78,4	9	10,4	20,9	33,2
42	2,21	229	9,8	551	945,2	22,1	0	,011	73,4	12	10,2	24,8	31,4

ANEXO 4

Tabla de Mediciones de la Composición Química y Fusibilidad de los Residuos Volátiles en los Gases Productos de la Combustión del Bagazo, que Bañan las Superficies Convectivas de la Caldera RETAL.

Zafra	Año 86-87			Año 87-88			Año 88-89			Año 89-90		
	mín.	máx.	medio	mín.	máx.	medio	Mín.	máx.	medio	mín.	máx.	medio
SiO ₂							65,4	67,9	66,9	56,3	66,0	61,5
CaO	6,5	9,0	7,5	6,0	7,7	6,9	6,5	9,6	7,9	4,5	6,7	5,7
MgO										1,8	3,1	2,5
Fe ₂ O ₃										6,6	11,3	8,1
Na ₂ O	1,7	3,5	2,5	0,1	0,2	0,19	0,5	0,9	0,7	0,1	0,5	0,3
K ₂ O	4,5	14,3	9,3	3,8	14,4	6,3	2,2	5,3	3,5	0,9	6,1	3,2
Tid (oC)	> 1200			>1200			>1200			>1200		
# Muestra	10			12			6			8		

Notas:

En la misma medida que se comprendió la necesidad de medir compuestos de naturaleza tanto básica como ácida, según plantea la literatura /6, 12, 49, 56 y 57/, para predecir su correlación con las temperaturas de inicio de las deformaciones se fueron incorporando nuevas determinaciones.

Las Muflas utilizadas no se podían medir en ellas temperaturas superiores a los 1200 oC, por lo que se habla en términos de fusibilidad y no de temperaturas de fusión exactas.

El # de muestras y sus réplicas (2 para cada medición) fue el mismo que se muestra en las tablas para todas las determinaciones.

-

ANEXO 5

Tabla de Errores de las Mediciones de: la Composición Química; Fusibilidad de los Residuos Volátiles en los Gases Productos de la Combustión del Bagazo y Parámetros de Régimen de la Caldera RETAL.

MEDICIONES						ERROR ABSOLUTO		
PARÁMETRO	UNID.	MED.	CALC.	# MIN..	# REAL	SISTEM.	CASUAL	TOTAL

SiO ₂	%	X		7	24	0,1	1,3	1,3
MgO	%	X		4	12	0,1	0,3	0,3
CaO	%	X		34	90	0,1	0,2	0,2
K ₂ O	%	X		21	90	0,1	0,7	0,7
Na ₂ O	%	X		14	90	0,1	0,1	0,1
Temp. fusión	°C	X		-	90	20	-	-
DSC	kg/s	X		58	116	0,2	0,3	0,3
∂G2	°C	X		51	116	5	6,9	6,9
CO ₂	%	X		12	116	0,1	0,2	0,2
TSC	°C	X		17	116	5	6	6
WP	%	X		8	15	1	0,7	1
PREVS	ata	X		12	116	0,5	0,4	0,5
TGS	°C	X		71	116	5	0,8	5
Taa	°C	X		12	116	2	0,8	2
Ti	horas	X		-	116	0,02	-	0,02
EFI	%		X	34	116	0,5	0,3	0,5
Bc	kg/s		X	-	116	0,1	0,2	0,2
WG	m/s		X	33	116	0,4	0,3	0,4
ε	m ² .K/kW		X	71	116	0,3	0,2	0,3
Ψ	%		X	71	116	3,2	3,9	3,9

Nota: El parámetro medido que requirió de mayor número mínimo de mediciones fue la temperatura de los gases de salida. De ahí que las mediciones indirectas objeto de estudio, la resistencia térmica ϵ y la efectividad calórica Ψ requieran como mínimo esta cantidad de mediciones, según el método de diseño de experimento pasivo /117/.