

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Estudio de Ahorro Energético y uso del Carbón como Sustituto del Petróleo en una Planta de Harina y Aceite de Pescado ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

JORGE EDWIN PALOMINO CONTRERAS

PROMOCION: 1987 - 1

LIMA . PERU . 1992

CONTENIDO

	Pág.
PROLOGO	1
1. INTRODUCCION	3
1.1 Generalidades	3
1.2 Mejora energética de la instalación	4
1.3 El Balance Energético y el Balance Exergético	4
2. DESCRIPCION DE LOS PROCESOS EN UNA PLANTA DE HARINA Y ACEITE DE PESCADO	
2.1 Descripción de los procesos de producción	30
2.2 Descripción de los procesos termodinámicos	36
3. DISEÑO DE LAS MEDICIONES	
3.1 Designación del equipo para la realización del balance	50
3.2 Inconvenientes para efectuar el análisis y solución de los mismos	50
3.3 Esquema de principio de la instalación y características de los instrumentos	53
4. BALANCE ENERGETICO Y EXERGETICO DE LA INSTALACION	
4.1 Balance de masas	54
4.2 Balance energético y exergético de los calderos	66
4.3 Balance energético y exergético de la instalación	75
4.4 Estudio de Optimización Energética	84

5. USO DEL CARBON COMO SUSTITUTO DEL PETROLEO

5.1 Definición y clasificación del carbón	. 107
5.2 Propiedades básicas del carbón . .	. 108
5.3 Características de combustión del carbón antracita disponible	. . 113
5.4 Tecnologías adecuadas para la combustión del carbón antracita disponible	116
5.5 Proyecto demostrativo del quemador gasificador Suxé-Desa	125
5.6 Descripción de las pruebas realizadas . . .	130
5.7 Evaluación técnica del proyecto demostrativo del quemador gasificador . . .	141

6. ANTEPROYECTO DE MODIFICACIONES EN LA INSTALACION PARA SU AHORRO ENERGETICO TOMANDO EL CARBON COMO COMBUSTIBLE

6.1 Instalación de 3 precalentadores de aire de combustión	148
6.2 Implementación de unidad termodinámica propuesta	149
6.3 Instalación de quemadores gasificadores Suxé-Desa	156

7. ANALISIS ECONOMICO

7.1 Cotización de equipos	159
7.2 Factibilidad económica	160

CONCLUSIONES	165
BIBLIOGRAFIA	167
APENDICE	
PLANOS	

PROLOGO

La existencia de una crisis económica, social y energética en nuestro país hace indispensable la disminución del consumo de energéticos procedentes de los hidrocarburos mediante su sustitución, conservación y su aprovechamiento más racional.

La sustitución, conservación y el uso racional de dichos energéticos resultan imprescindibles en estos momentos decisivos porque representan un nuevo estilo de desarrollo para el país y una buena alternativa mediante la cual, es posible utilizar nuestros recursos de una manera adecuada y mas eficiente, asegurar el autoabastecimiento energético, disminuir costos de producción y aumentar el ingreso de divisas al disponer de mayores volúmenes de energía para su exportación.

En el Perú existen sectores industriales que podrían sustituir en su consumo el petróleo residual por antracita peruana; cuyos yacimientos carboníferos en su mayoría aún no han sido debidamente explotados al no poder competir con el petróleo crudo; pero, su explotación es cada vez mas económica a medida que aumenta el precio del hidrocarburo.

El objetivo principal de esta Tesis es determinar las pérdidas energéticas a partir de mediciones reales

tomadas durante el proceso y plantear las acciones necesarias para disminuirlas; asimismo, analizar las posibilidades de sustituir el petróleo residual por carbón antracita haciendo uso de la tecnología adecuada para su combustión. En el Capítulo 1 se hace una breve descripción teórica de los parámetros y conceptos termodinámicos que se utilizan en el análisis energético de la instalación en estudio. En el Capítulo 2 se describen los procesos productivos y termodinámicos de la planta, se plantean las ecuaciones necesarias para el análisis energético y exergetico de la instalación. En el capítulo 4 se realizan los balances energético y exergetico en los calderos y la instalación térmica, teniendo en cuenta los valores tomados de la instrumentación disponible, mostrados en el Capítulo 3; luego, se analizan los resultados con la finalidad de optimizarla energéticamente. En el Capítulo 5 se propone la sustitución del petróleo residual por carbón antracita, se analizan sus características de combustión, se describen las diferentes técnicas de combustión de dicho carbón y se evalúa técnicamente un proyecto demostrativo de un quemador-gasificador en una planta de harina y aceite de pescado. En el Capítulo 6 se efectúa el anteproyecto de modificaciones en la planta, para optimizarla energéticamente y sustituir el petróleo residual por carbón antracita. En el Capítulo 7 se efectúa el análisis económico para el anteproyecto mencionado.

INTRODUCCION

1.1 Generalidades.- En la conservación de energía se engloban todas las medidas encaminadas a racionalizar la utilización de la energía teniendo como objetivo fundamental, la obtención de un rendimiento óptimo, sin detrimento de la productividad, de la calidad y/o cantidad de producción. En el concepto de sustitución de fuentes de energía se engloban todas las medidas encaminadas a diversificar los suministros energéticos teniendo como objetivo fundamental, la disminución de la dependencia de un tipo determinado de combustible cuyas reservas mundiales sean menores que las de otro, y la mejora de la balanza comercial. Además, es la investigación de nuevos procesos en los que el cambio de suministro energético da lugar a un rendimiento mas óptimo en consumo específico, es decir, consumo de energía por unidad de producto.

En la conservación de energía tenemos 02 alternativas:

-Ahorro de energía comprimiendo los niveles de demanda, de producción o de calidad de vida.

-Utilización racional de energía sin comprimir los niveles de demanda, de producción o de calidad de vida.

En la utilización racional de energía tenemos 02 pasos:

1er paso.-Mejoras de mantenimiento y modo de operación con pequeña o nula inversión, es decir:

- Motivación del personal
- Mantenimiento energético
- Optimización del modo de operación

2do paso.-Inversiones significativas para la mejora energética como:

- Introducción o renovación de bienes de equipo ya sea con tecnología actual ó con nuevas tecnologías
- Autogeneración eléctrica
- Investigación

1.2 Mejora energética de la instalación.-El

procedimiento a seguir es el siguiente:

- Decisión de realizar un balance energético precisando su alcance y fines.
- Recomendar las acciones necesarias para lograr dichos ahorros en la planta de harina y aceite de pescado.
- Incrementar la eficiencia energética de la planta.

1.3 El Balance Energético y el Balance Exergético.-Para

poder apreciar la eficiencia de una instalación térmica hay que dar respuesta a 2 cuestiones fundamentales:

- 1)¿Qué eficiencia tienen los procesos reversibles de la instalación térmica, de qué factores depende y qué debe hacerse para aumentarlo?
- 2)¿Cuáles son las pérdidas irreversibles de los

procesos reales de la instalación, cómo se distribuyen estas pérdidas entre los diversos elementos de los procesos y por consiguiente, al perfeccionamiento de qué parte del ciclo hay que prestar atención para disminuir el grado de irreversibilidad de éste y por lo tanto aumentar su eficiencia?

1.3.1 **El Balance Energético.**-El análisis de las instalaciones térmicas en su conjunto ó de la partes separadas se realiza frecuentemente basándose en el método clásico de los ciclos. Con el balance energético además de obtener una imagen clara sobre la operación de la instalación, es posible comparar la solución considerada con otros procesos similares ya existentes o diseñados, se conoce el consumo energético de un proceso y localiza los puntos donde las pérdidas están por encima de los límites admisibles. Estudia el comportamiento de diversas formas que pueden introducirse en un proceso determinado. La base de cálculo lo constituye la Primera Ley de la Termodinámica. Este balance térmico sea para toda la instalación o un elemento separado, no permite identificar los puntos donde aparecen las pérdidas exergéticas, así como las causas que lo generan; por ejemplo el estrangulamiento del vapor en una tubería no cambia el balance térmico pero conduce a la disminución del trabajo de la máquina térmica

que la sigue.

La Primera Ley de la Termodinámica establece el principio de la conservación de la energía, es decir:

$$Q+W=\Delta E \quad (1.1)$$

En la ecuación (1.1) se distinguen el calor, el trabajo y la energía interna como formas diferentes de energía; esta ecuación podría considerarse como una definición del calor (Q) en términos del trabajo (W) y de la variación de energía interna(ΔE).

1.3.2 Elementos principales del Balance Energético.-

Teniendo en cuenta la 1era Ley de la Termodinámica se establece lo siguiente:

Energía que entra al sistema = Energía que sale del sistema + Energía acumulada en el sistema. Pero, para efectos del análisis termodinámico consideramos el sistema abierto y el sistema cerrado.

El sistema cerrado.-En este tipo de sistemas no existe transferencia en masa a través de sus límites. El balance energético para el sistema cerrado se ilustra en la figura 1.2

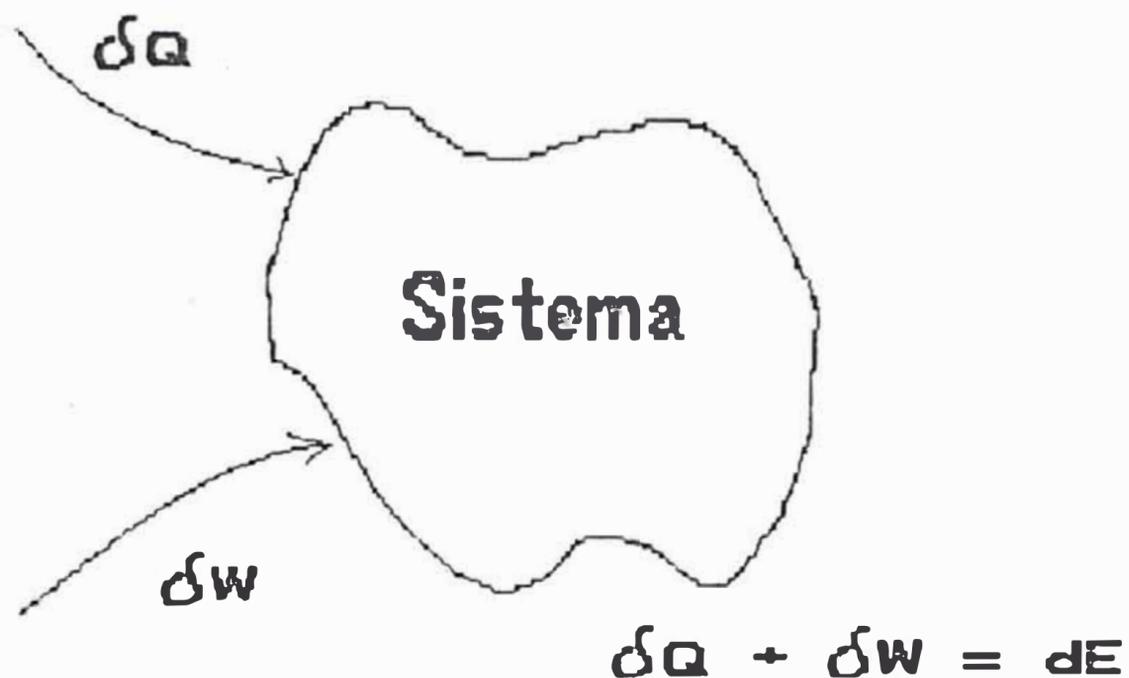


Fig. 1.2 Balance energético para un sistema cerrado

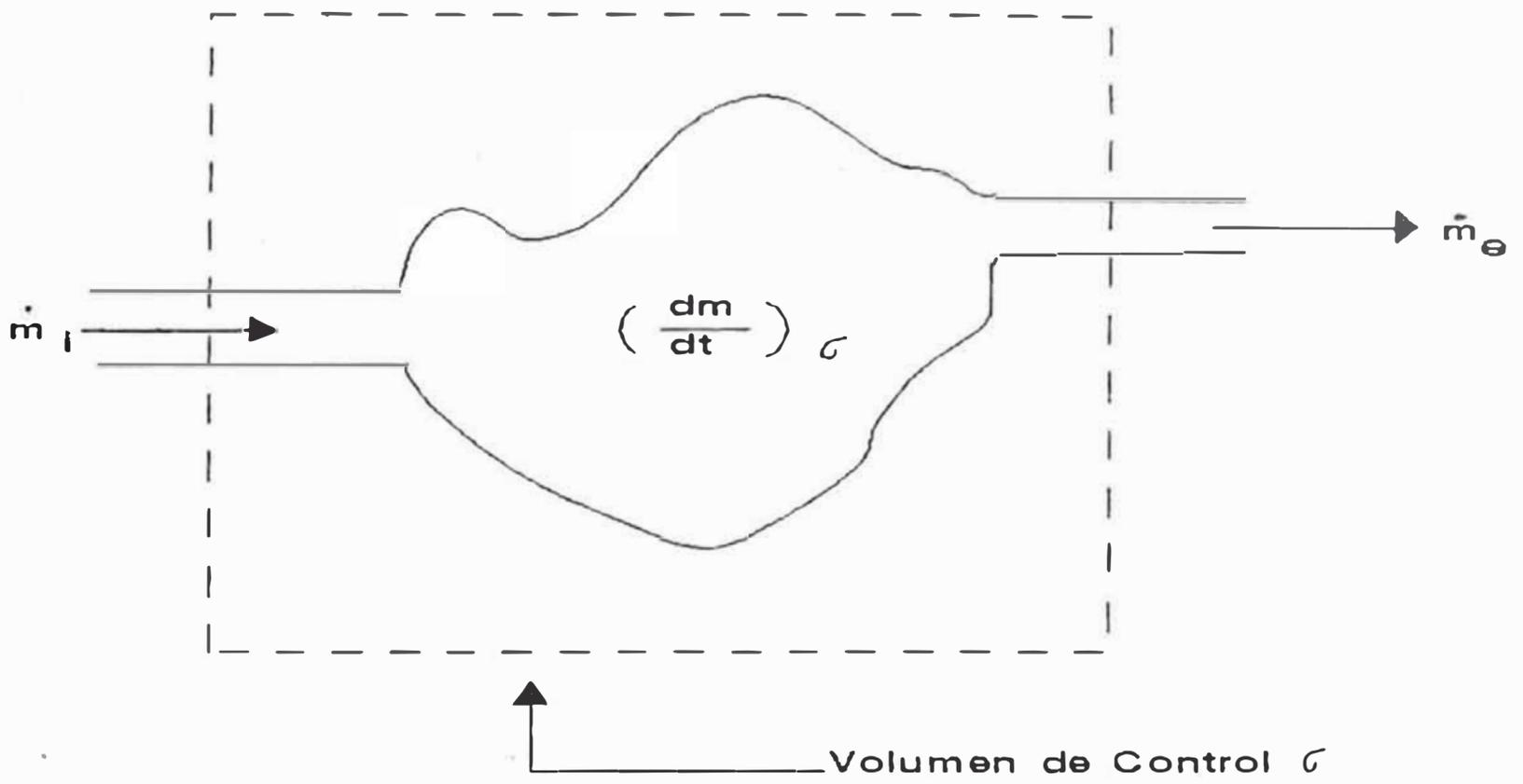
El sistema abierto.-En este tipo de sistemas se introduce el concepto del "volumen de control" como se muestra en la figura 1.3. Este volumen es una región en el espacio que ha de observarse respecto al flujo de materia o de energía a través de sus límites. Considérese inicialmente el principio de la conservación de la masa que puede escribirse así:

Masa que entra al volumen de control = Masa que sale del volumen de control + Aumento de la masa dentro del volumen de control.

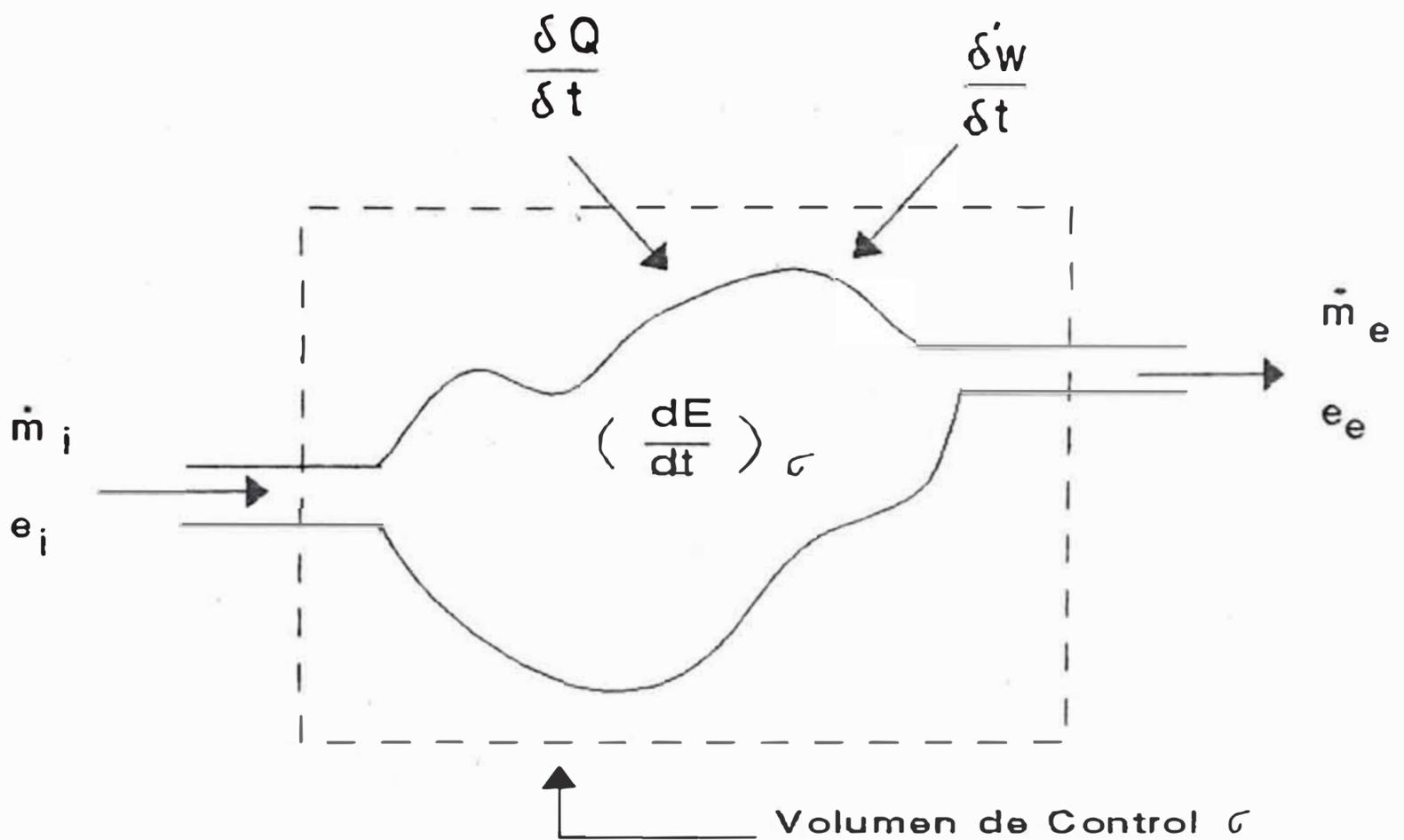
De acuerdo con la figura 1.3a, el principio de la conservación puede escribirse:

$$\dot{m}_i = (dm/dt)_v + \dot{m}_e \quad (1.2)$$

en donde $m_{i,e}$ es el flujo por unidad de tiempo de



(a)



(b)

Fig. 1.3 Balance en sistemas abiertos. (a) Balance de masa. (b) Balance de energía.

la masa que entra y sale del volumen de control y el subíndice v se refiere a la masa acumulada dentro del volumen de control por unidad de tiempo. Como preámbulo al análisis energético en un volumen de control, considérese cualitativamente lo que le sucede a una cantidad dada de masa a medida que se mueve a lo largo del volumen de control. El sistema termodinámico cerrado puede tolerar efectos de la presión de sus alrededores, transferencia de calor a través de sus límites así como la acción de diferentes fuerzas productoras de trabajo. La energía interna del sistema cerrado, puede cambiar como resultado de su movimiento físico de una posición a otra y, quizás por un cambio en su velocidad. Independientemente de los efectos observados, se le podría analizar a la luz del principio de la conservación de la energía. Más aún, el flujo total de la masa que entra o sale del volumen de control puede considerarse como un conjunto de elementos de masa dm ; en cierto sentido, un conjunto de pequeños sistemas termodinámicos cerrados. Por tanto puede considerarse que la masa fluye, llega o sale del volumen de control, transporta energía interna a través de los límites del mencionado volumen. Así el principio de la conservación de la energía para este tipo de sistema es:

El transporte de energía interna que entra al volumen de control + el calor suministrado + el trabajo realizado sobre todos los elementos a medida que pasan a lo largo del volumen de control = Incremento de energía interna en el volumen de control + el transporte de energía interna que sale del volumen del control. En forma analítica y de acuerdo a la figura 1.3b:

$$\dot{E}_1 + \delta Q/\delta t + \delta W/\delta t = (dE/dt)_v + \dot{E}_e \quad (1.3)$$

La energía interna transportada se puede escribir como:

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_1 * e_1 ; \dot{E}_e = \dot{m}_e * e_e$$

El trabajo expresado por pV se denomina "trabajo de flujo" y generalmente se le considera separado del trabajo suministrado por elementos externos del volumen de control. Entonces la ecuación de energía puede escribirse como:

$$\dot{m}_1(e_1 + p_1 V_1) + \delta Q/\delta t + (\delta W/\delta t)_{ext} = (dE/dt)_v + \dot{m}_e(e_e + p_e V_e) \quad (1.4)$$

En donde W_{ext} es el trabajo entregado al volumen de control por "fuerzas externas". Si el sistema abierto opera en condiciones de "estado estacionario" al transcurrir el tiempo no ocurren cambios dentro del volumen de control así $(dE/dt)=0$ y $(dm/dt)=0$. Se denomina situación de "flujo estacionario" aquella en la cual las velocidades másicas de flujo \dot{m}_1 y \dot{m}_e no varían con el tiempo.

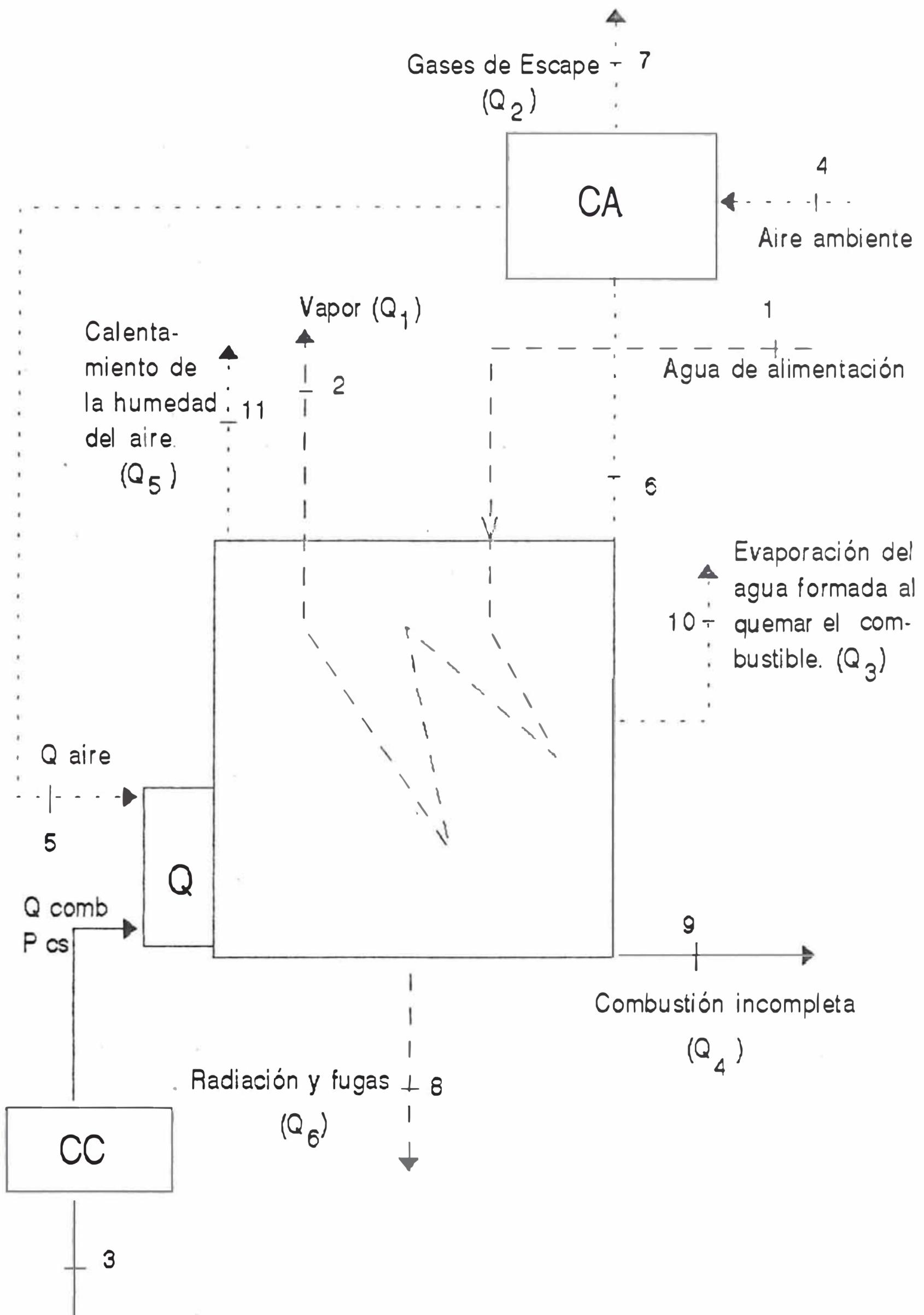


Fig. 1.4 Esquema de flujos de calor en un caldero piro-tubular

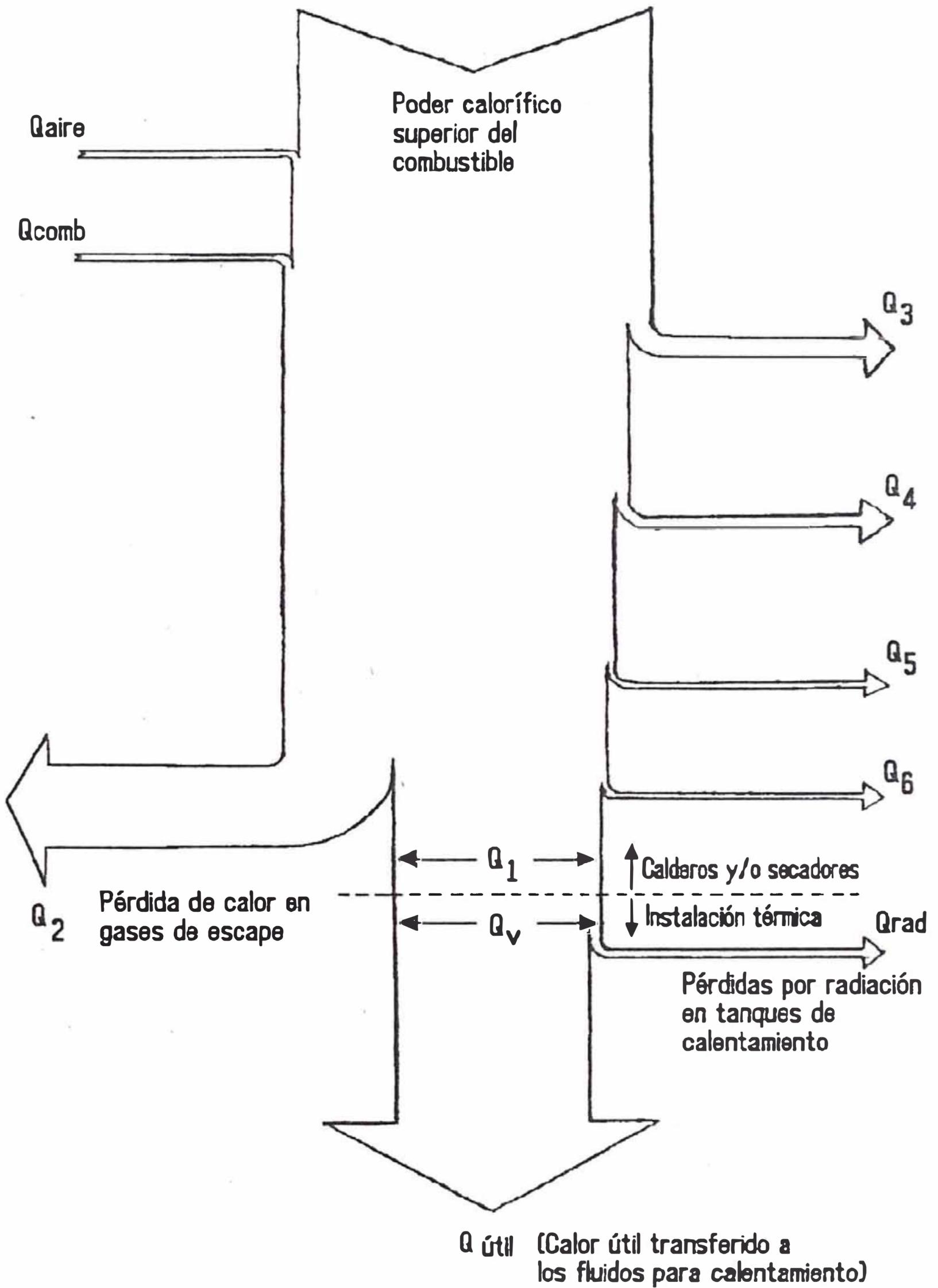


Fig. 15 Diagrama de Sankey típico para balance energético de calderos, secadores e instalación térmica

En el caso especial de flujo estacionario y estado estacionario, no ocurre acumulación de materia ni de energía dentro del volumen de control y $m_1 = m_e$ reduciéndose la ecuación (1.4) a:

$$\delta Q / \delta t + (\delta W / \delta t)_{\text{ext}} = \dot{m} \{ (e_e + p_e V_e) - (e_1 + p_1 V_1) \} \quad (1.5)$$

La energía interna (e) se compone de energía térmica interna (u) y de energía potencial gravitacional, energía cinética, etc.. Por conveniencia se suele introducir la propiedad entalpía h, definida como: $h = u + pv$. Para un volumen de control donde no existe la influencia de energía potencial gravitacional, energía cinética, etc., la ecuación (1.5) puede simplificarse así:

$$\delta Q / \delta t + (\delta W / \delta t)_{\text{ext}} = \dot{m} (h_e - h_1) \quad (1.6)$$

Para efectos de nuestro análisis aplicamos el balance energético de la siguiente manera (ver fig. 1.4 y 1.5):

-Calderos y Secadores:

$$P_{\text{ca}} + Q_{\text{aire}} + Q_{\text{comb.}} = Q_1 + \sum_{p=2}^6 Q_p \quad (1.7)$$

Donde:

P_{ca} = Poder calorífico superior del combustible

Q_{aire} = Calor introducido por el aire en caso de precalentamiento de este

$Q_{\text{comb.}}$ = Calor introducido por el combustible eventualmente precalentado

Q_1 = Calor entregado a la sustancia de trabajo

$\sum Q_p$ = Pérdidas de calor en el sistema

$$\sum_{p=2}^6 Q_p = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

Q_2 =Pérdidas de calor sensible en los gases de escape

Q_3 =Pérdidas de calor al evaporar el agua formada al quemar el hidrógeno del combustible

Q_4 =Pérdidas de calor debido a la combustión incompleta

Q_5 =Pérdidas de calor por calentamiento de la humedad del aire

Q_6 =Pérdidas por radiación y otras no calculables

-Instalación térmica: $Q_{\text{vapor}} = Q_{4+5} + Q_{\text{rad}}$

Q_{vapor} =Calor entregado por el vapor a los equipos térmicos

Q_{4+5} =Calor entregado a la sustancia de trabajo

$Q_{\text{rad.}}$ =Pérdida de calor por radiación

1.3.3 El Balance Exergético.-La irreversibilidad de las transformaciones, la combustión, la transferencia de calor entre dos sustancias de trabajo, la mezcla de dos fluidos con temperaturas diferentes, el estrangulamiento de flujo, etc., representan algunos procesos irreversibles, en los cuales, a pesar de no aparecer pérdidas de calor, se produce una desvalorización cualitativa del mismo y que la Primera Ley de la Termodinámica no puede detectar. El balance exergético vigila muy especialmente la pérdida de la calidad de la energía al sufrir sucesivas transformaciones. El conocimiento del balance de exergía debe permitir escalonar las

diversas operaciones consumidoras de energía para conseguir el grado de reutilización máximo.

Las pérdidas exergeticas de las instalaciones a vapor podemos resumirlas en las siguientes:

1.-Pérdidas internas de trabajo en las turbinas, compresoras y bombas expresadas como regla general por la eficiencia interna

2.-Pérdidas debidas al estrangulamiento de la sustancia de trabajo

3.-Pérdidas en las tuberías o en los canales, debido a la fricción

4.-Pérdidas debidas a la irreversibilidad de los procesos de combustión en los hogares y otras pérdidas causadas por el aumento irreversible de la entropía del sistema

5.-Pérdidas ocasionadas por la disminución de la sustancia de trabajo como consecuencia de fugas.

Todo balance exergetico debe incluir:

1.-La cantidad de exergía que entra

2.-La exergía utilizada en el equipo térmico

3.-Las pérdidas asi como también todas las transformaciones intermedias para ver su influencia en el efecto útil y el consumo de combustible.

La base de cálculo de un balance exergetico proviene del concepto de la Segunda Ley de la Termodinámica y establece el hecho de que el calor y el trabajo no son equivalentes y además una serie

de relaciones formales que se utilizan para complementar a la primera ley en el estudio de los sistemas termodinámicos.

1.3.4 Enunciados de Kelvin-Planck y de Clausius.-

-Enunciado de Clausius: Es imposible construir un aparato que funcione según un ciclo cerrado y cuyo único efecto sea el de transferir calor de un cuerpo frío a un cuerpo más caliente

-Enunciado de Kelvin-Planck: Es imposible construir un aparato que funcione según un ciclo cerrado y cuyo único efecto sea el de producir trabajo e intercambiar calor teniendo una sola fuente de calor. Estos enunciados se describen en las figuras 1.6 y 1.7.

1.3.5 Procesos y ciclos reversibles.-Se dice que un

proceso es reversible si el estado inicial del sistema puede restablecerse sin efectos observables en el sistema y sus alrededores. Considérese la expansión de un gas contra un pistón en un cilindro. Si la expansión sucede lentamente, el sistema (el gas) permanece esencialmente en equilibrio y el proceso se denomina "cuasiestático", o sea una sucesión de estados de equilibrio. Para averiguar si este proceso es reversible, se hace la siguiente pregunta: ¿es posible devolver el proceso sin que se observen efectos adicionales en el sistema o los

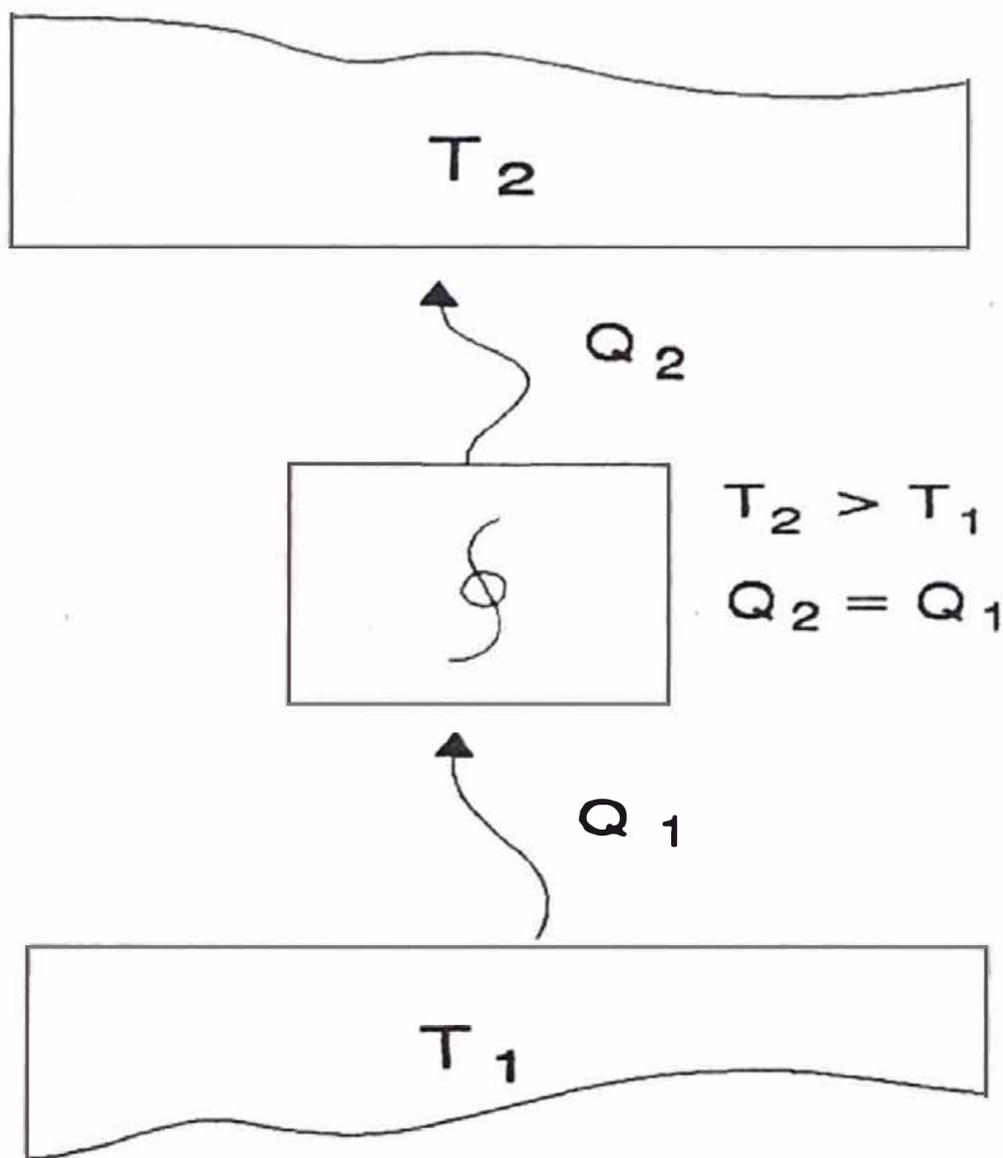


Fig. 1.6 Enunciado de Clausius.

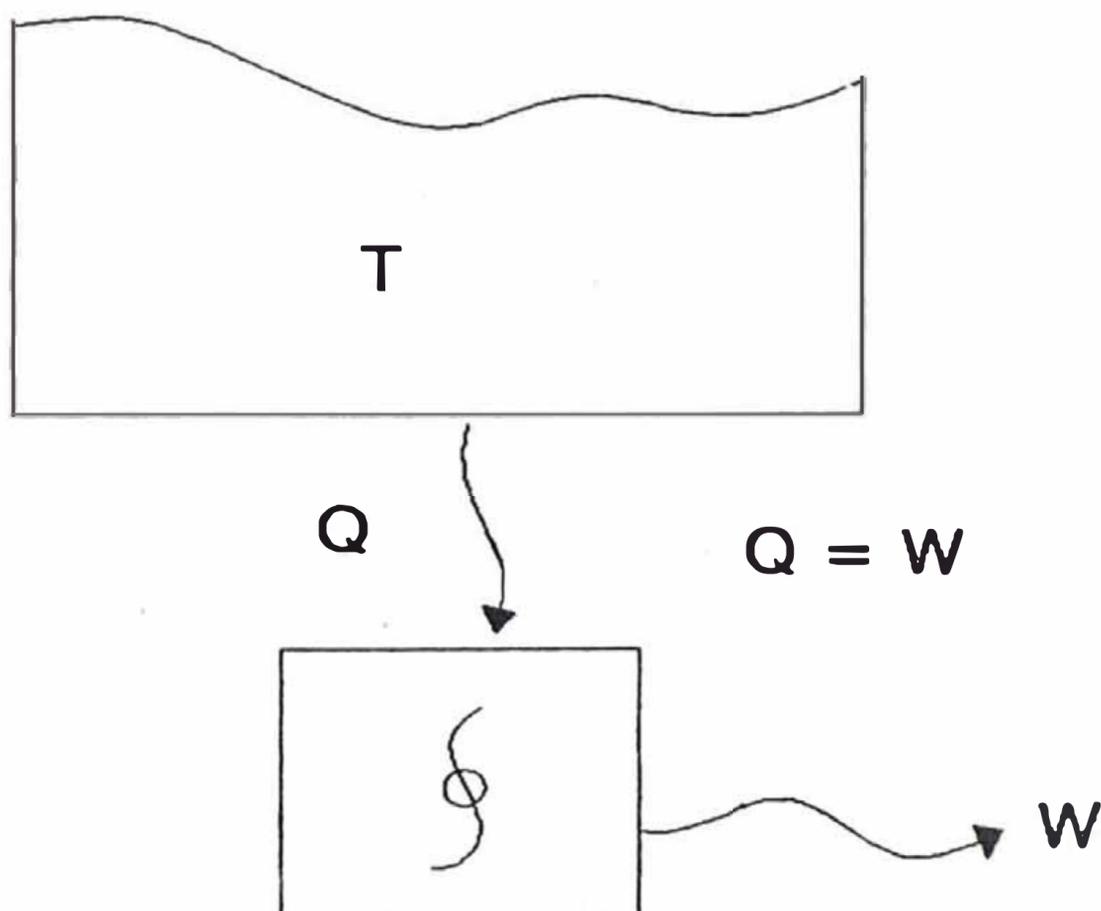


Fig. 1.7 Enunciado de Kelvin - Planck.

alrededores?. En otras palabras, ¿podría comprimirse el gas hasta su estado original, aplicándole "exactamente" la misma cantidad de trabajo removida durante la expansión y adicionándole "exactamente" la misma cantidad de calor removida en el proceso de expansión?. Se concluye que el proceso cuasiestático es un proceso reversible. Para la reversibilidad puede establecerse un criterio general a saber:

"Se dice que un proceso termodinámico es reversible cuando puede llevarse a cabo la inversión hipotética del proceso, sin que se viole la segunda ley de la termodinámica".

En las figuras 1.8 y 1.9 se ilustran dos aplicaciones obvias de este criterio. Si trata de invertirse el proceso de transferencia de calor en la figura 1.8, se viola el enunciado de Clausius. Si trata de invertirse la situación en la figura 1.9, se viola el enunciado de Kelvin-Planck. Puede concluirse que la transferencia de calor a través de diferencias finitas de temperatura y la conversión de trabajo en calor durante un proceso cíclico son procesos irreversibles.

1.3.6 La desigualdad de Clausius.-Considérese el diagrama de la figura 1.10. Desde la fuente de temperatura constante T_R se transfiere la cantidad de calor δQ_R a la máquina reversible y se produce la cantidad de trabajo δW_R . El calor cedido por la

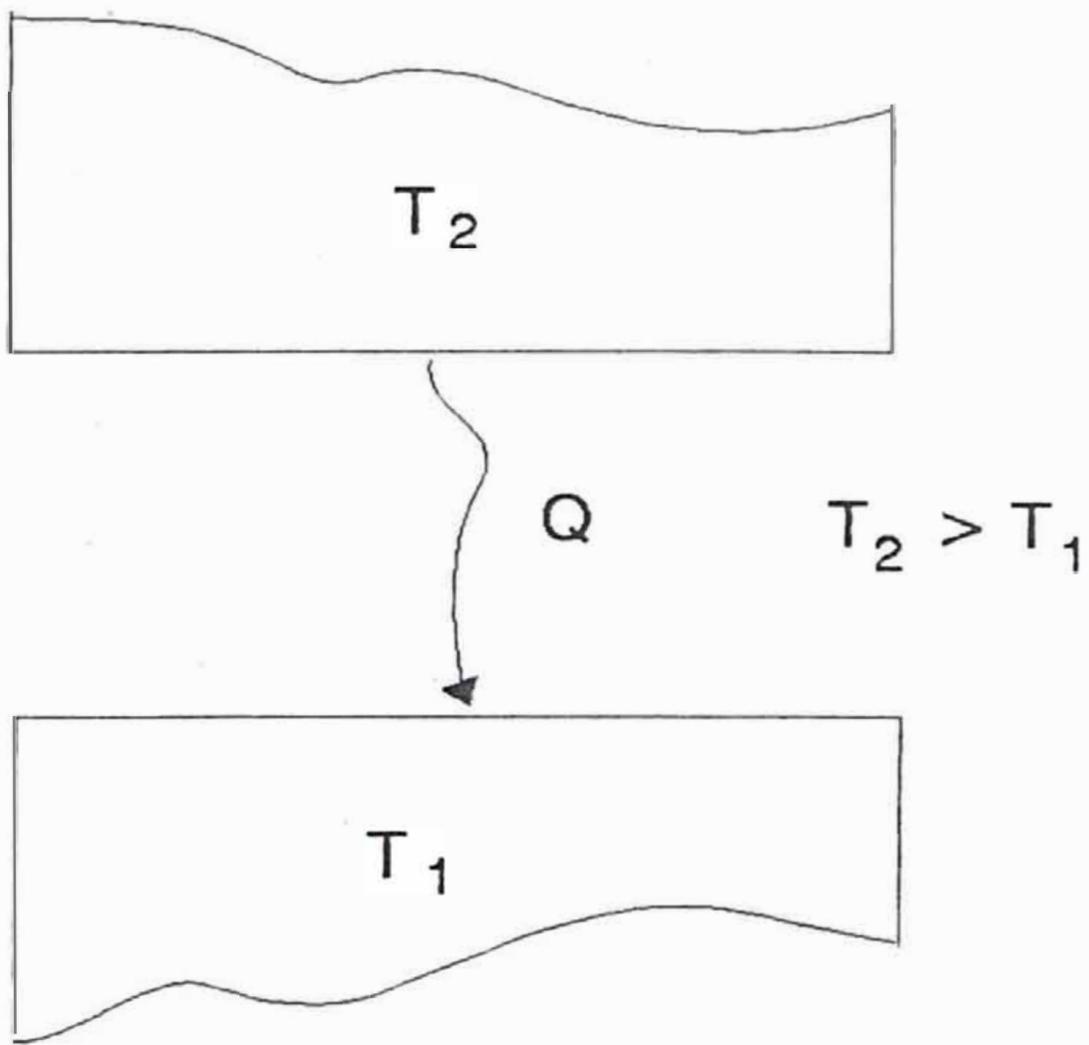


Fig. 1.8 La transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas es irreversible.

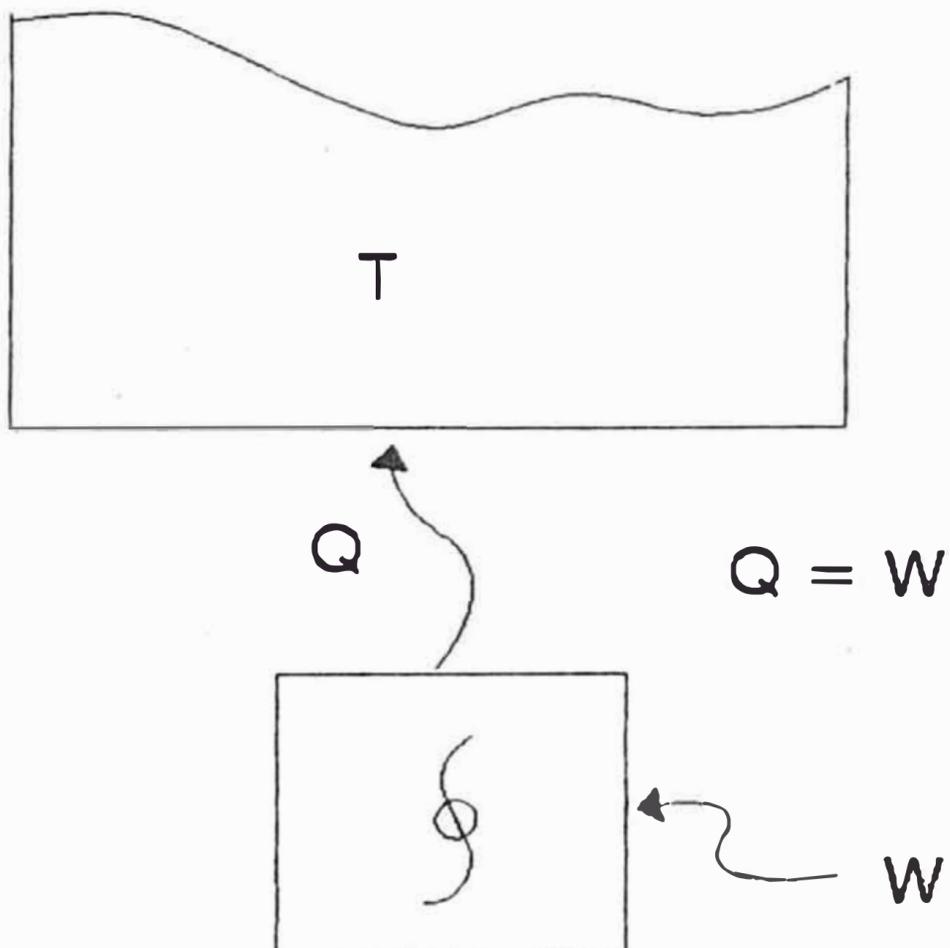


Fig. 1.9 La conversión de trabajo en calor es irreversible.

máquina se usa para alimentar la otra máquina cíclica, la cual produce el trabajo δW_E . Considerando las dos máquinas como sistema termodinámico se produce un trabajo total de :

$$\delta W = \delta W_R + \delta W_E$$

Además

$$\delta W_R - \delta Q_R(1-T/T_R) = \delta Q(T_R/T-1)$$

$$\delta W_E = \delta Q$$

de modo que:

$$\delta W = \delta Q(T_R/T-1+1) = T_R/T * \delta Q \quad (1.9)$$

Para el ciclo total, la ecuación (1.9) puede escribirse así:

$$\oint \delta W = T_R \oint \delta Q / T \quad (1.10)$$

El conjunto de la figura 1.10 no puede producir trabajo neto porque se violaría el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley. Consecuentemente, la única forma como el conjunto puede operar es con un "consumo" cíclico de trabajo y un flujo cíclico de calor hacia la fuente térmica. El significado matemático de lo expuesto anteriormente es:

$$\oint \delta W \leq 0$$

en donde

δW es el trabajo "producido". Al usar la ecuación (1.10) se llega a:

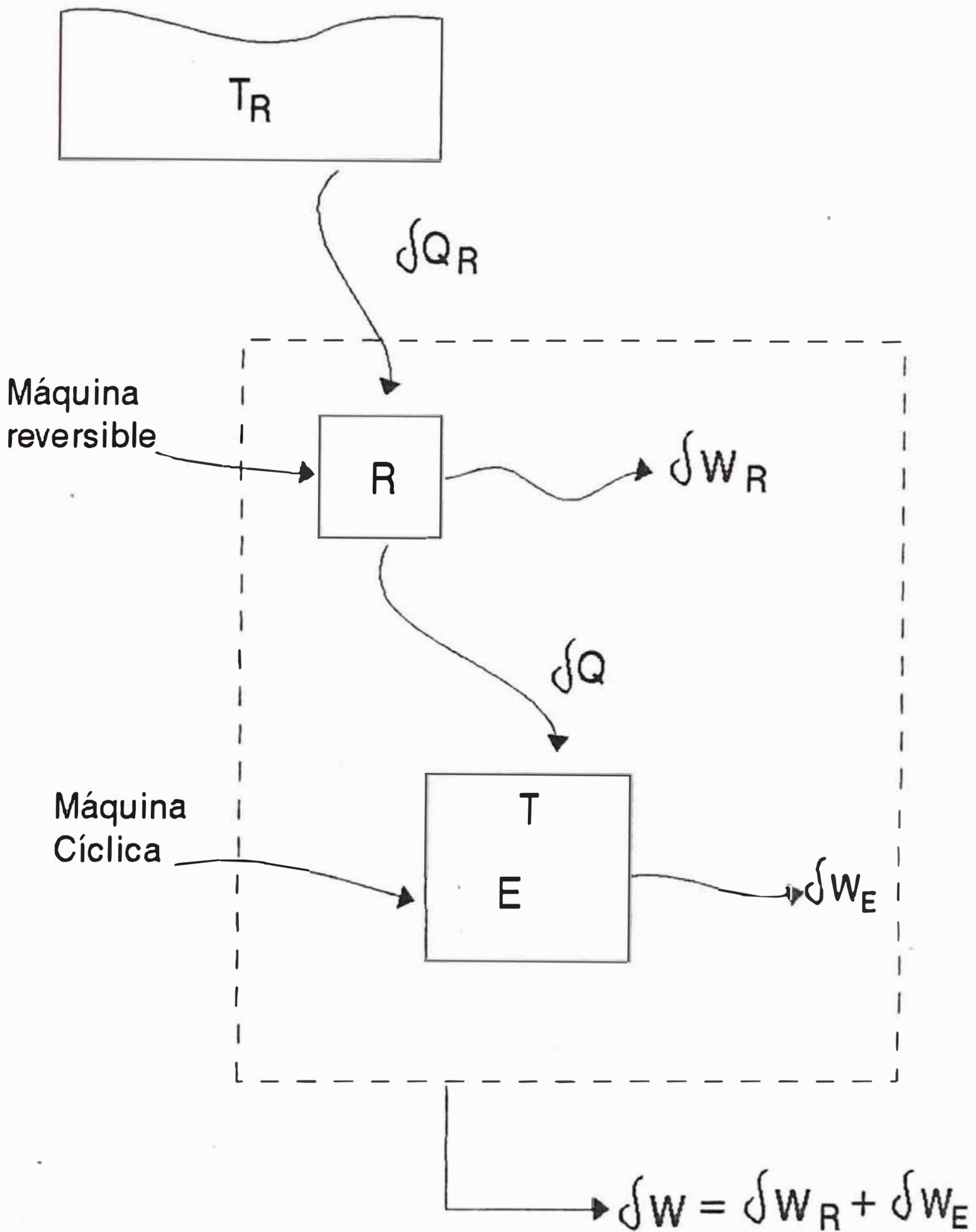


Fig. 1.10 Diagrama para probar la desigualdad de Clausius.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

(1.11)

La relación que se expresa en la ecuación (1.11) se denomina la "desigualdad de Clausius". En la deducción anterior no se menciona la reversibilidad de la máquina E; supóngase que esta máquina es reversible, supóngase además para esta situación que:

$$\oint \delta W < 0$$

(1.12)

Como la máquina es reversible, se podría invertir y obtener:

$$\oint \delta W > 0$$

Sin embargo, esto es imposible a la luz de la segunda ley porque se crearía una máquina de movimiento perpetuo de segunda especie. Se concluye que la desigualdad de la ecuación (1.12) no es válida para el caso de la máquina reversible E y, por tanto, para dicho caso se emplea el signo igual de la ecuación (1.11), o sea,

$$\oint \frac{(\delta Q)_{rev}}{T} = 0$$

(1.13)

1.3.7 **Definición macroscópica de la entropía.**- Cualquier cantidad que pueda representarse matemáticamente por un diferencial exacto es una propiedad o función del "estado" del sistema. La condición matemática que debe cumplir un diferencial exacto es que su integral cíclica sea cero, esto es, si

$$\oint dx = 0$$

entonces X es una propiedad para la región sobre la que se toma la integral cíclica. De acuerdo con esta definición, la ecuación (1.13) toma la forma:

$$dS = (\delta Q/T)_{rev} \quad (1.14)$$

en donde S es una propiedad que se denomina entropía. La ecuación (1.14) es la definición macroscópica de la entropía. Obsérvese que la entropía se define solamente para procesos reversibles y su cambio puede calcularse con:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{(\delta Q)_{rev}}{T} \quad (1.15)$$

Esta relación define solamente cambios de entropía. En lo anteriormente expuesto no se ha establecido aún una escala absoluta para la entropía.

1.3.8 **Principio del incremento de entropía.**-Considérese los estados 1 y 2 de la fig.1.11 y los dos procesos que conforman un ciclo que opera entre los puntos

que indican tales estados. Se supone que R es un proceso reversible e I, de manera que el ciclo es irreversible. A partir de la desigualdad de Clausius, se tiene

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \int_1^2 \frac{\delta Q_I}{T} + \int_2^1 \frac{\delta Q_R}{T} < 0 \quad (1.16)$$

Como el ciclo es irreversible, se emplea el signo de desigualdad. Puesto que

$$\int_2^1 \frac{\delta Q_R}{T} = S_1 - S_2$$

La ecuación (1.16) puede escribirse como

$$\int_1^2 \frac{\delta Q_I}{T} + S_1 - S_2 < 0$$

ó

$$S_2 - S_1 > \int_1^2 \frac{\delta Q_I}{T}$$

En forma general, puede escribirse

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$$

(1.17)

en donde la igualdad es válida para procesos reversibles y la desigualdad lo es para procesos irreversibles. La ecuación (1.17) se denomina el "principio del incremento de entropía". Para un proceso adiabático, se escribe $\delta Q=0$ y

$$S_2 - S_1 > 0 \text{ proceso adiabático} \quad (1.18)$$

Si el proceso adiabático es reversible, el cambio de entropía es cero y se denomina un proceso a entropía constante o un proceso isentrópico. Si el proceso es irreversible y adiabático, la entropía aumenta. Considérese, además, un sistema aislado. En tal forma

$$\Delta S_{\text{sistema aislado}} > 0 \quad (1.19)$$

o sea, la entropía de un sistema aislado aumenta si dentro de él suceden cambios irreversibles. La entropía permanece constante, si solamente ocurren cambios reversibles dentro del sistema aislado.

Con la exposición anterior hemos demostrado que la entropía es una propiedad termodinámica. En la ecuación (1.14) claramente se aprecia que para un proceso adiabático reversible $\delta Q_{\text{rev}}=0$ y, por tanto, $dS=0$, o sea, la entropía permanece constante. A este tipo de proceso se le denomina isentrópico. En forma parecida el proceso isotérmico reversible se

obtiene por integración de la ecuación (1.14), representándose

$$Q_{\text{isotérmico rev.}} = T \Delta S \quad (1.20)$$

En la ecuación (1.18) se evidencia que la entropía en un proceso adiabático irreversible aumenta, pero la magnitud del incremento es indefinida. El proceso reversible, físicamente es cuasiestático, o sea, es una sucesión de estados de equilibrio, pudiendo especificarse el estado del sistema en cada punto de la trayectoria. El proceso irreversible es aquel en que el sistema se desvía sustancialmente del equilibrio a causa de los efectos de fricción, de gradientes de temperatura significativos, dentro de éste o de otros efectos. Para calcular el cambio de entropía de un proceso irreversible se idean procesos reversibles, que ocurran entre los mismos estados extremos. El grado en que la fricción o los gradientes de temperatura afectan el cambio de estado de un sistema, se determina dejando de lado los análisis termodinámicos convencionales y se trata, generalmente, dentro de los fenómenos de transporte. En el proceso irreversible, en cuanto mayor sea el aumento de entropía, mayor es su "irreversibilidad". Fig.1.12

1.3.9 Exergía y Anergía.- Se ha visto que para una máquina térmica que opera entre determinados límites de temperatura, existe una eficiencia

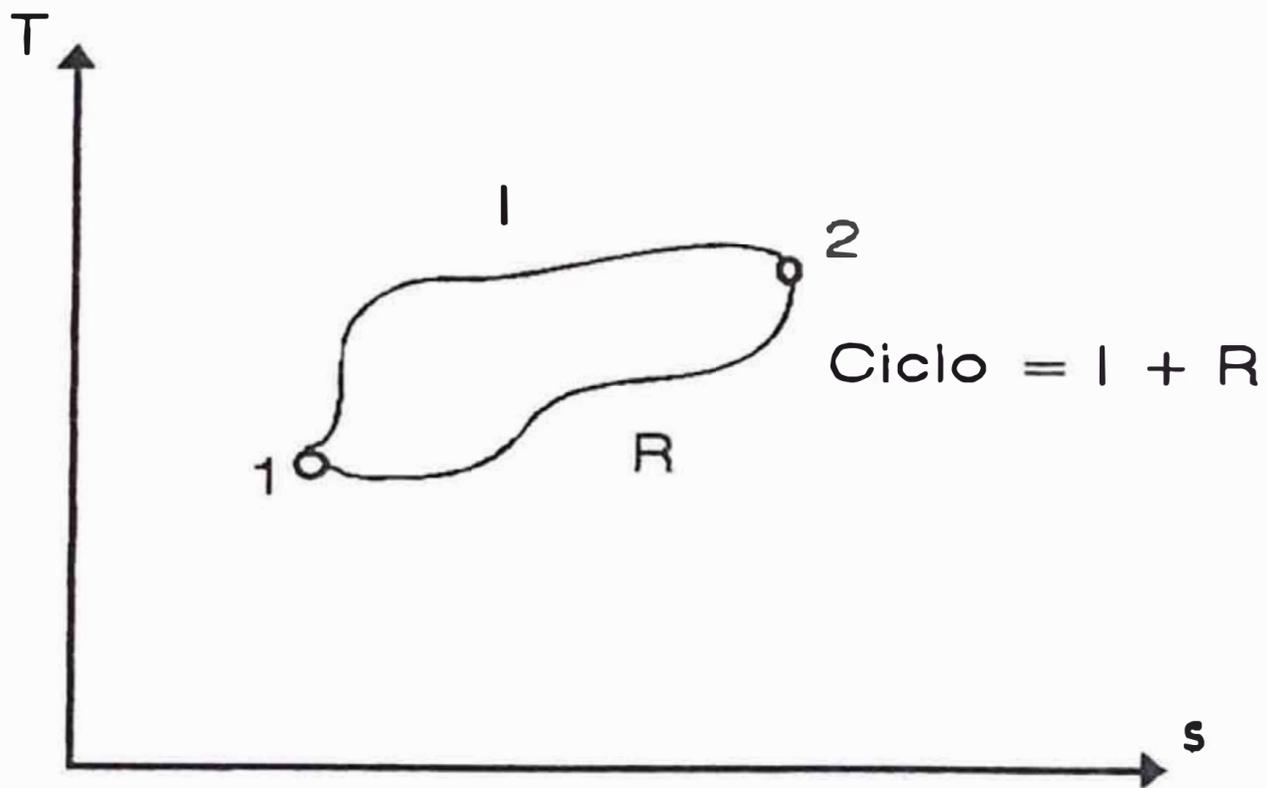


Fig. 1.11 Principio del incremento de entropía.

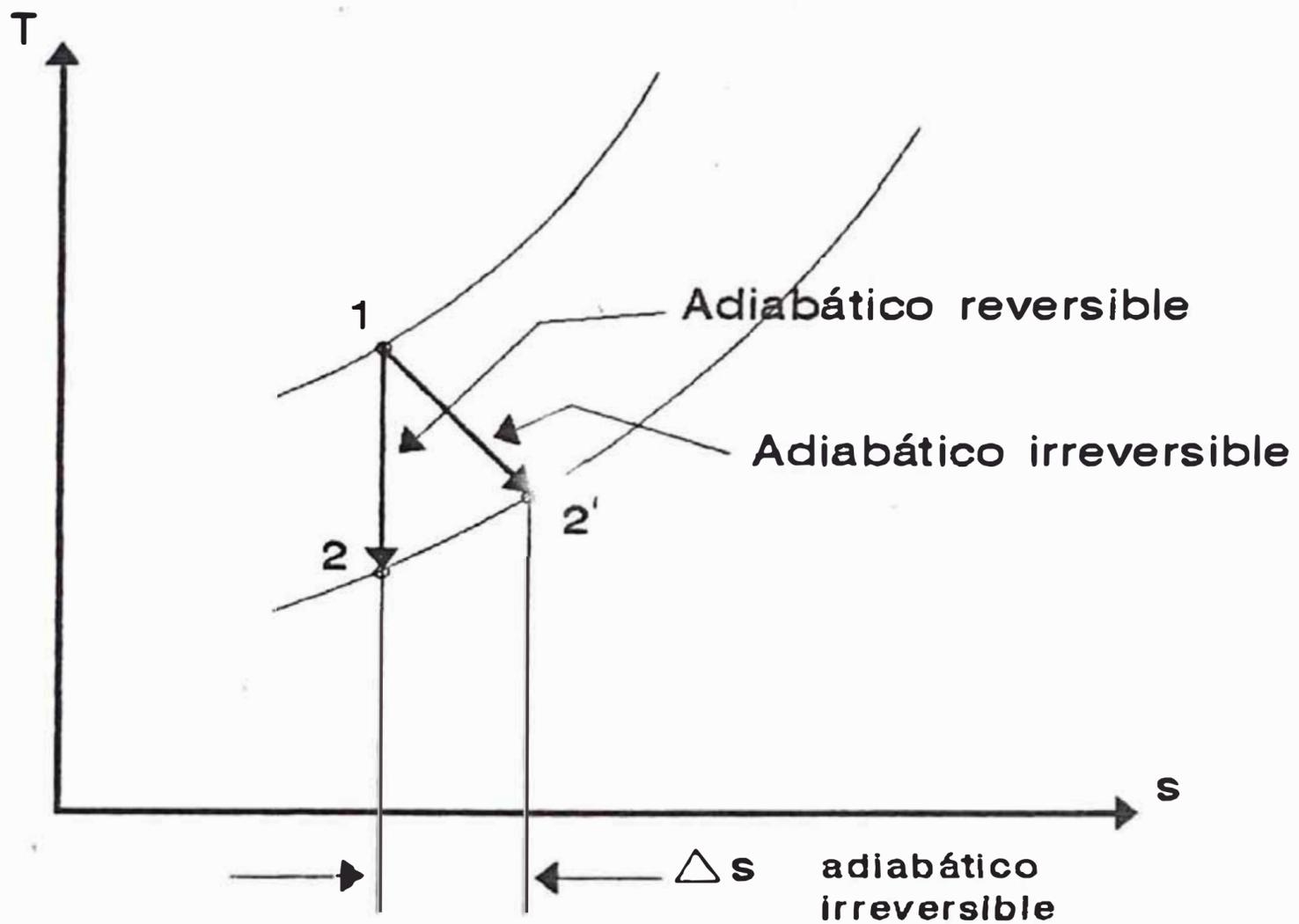


Fig. 1.12 Representación de los procesos adiabáticos reversibles e irreversibles en un diagrama de temperatura-entropía. mayor aumento de la entropía, mayor irreversibilidad.

máxima. Hay una cantidad máx. de trabajo que la máquina puede producir a partir de una determinada cantidad de calor suministrada. Desde luego, el trabajo producido puede aumentarse, bien sea elevando el límite superior de temperatura del ciclo o reduciendo su límite inferior. En la realidad el límite inferior de temperatura no es una cantidad que pueda reducirse indefinidamente; para reducirlo por debajo de la temperatura atmosférica se requiere de un sistema de refrigeración que consume trabajo y que reduce por ende, el rendimiento del sistema total. Por tal razón, se acostumbra hablar de la temperatura mínima disponible como T_0 , que es conveniente para la operación de la máquina térmica. Normalmente ésta es la temp. ambiente o la de un sumidero de calor, tal como un lago o un río.

Una máquina térmica reversible, que recibe calor a una temperatura T y que cede calor a una temperatura mínima disponible T_0 , "produce" a lo sumo un trabajo de :

$$\delta W = (1 - T_0/T)\delta Q \quad (1.21)$$

en donde δQ es el calor suministrado a la temperatura superior.

La **exergía** de un sistema es la porción de calor suministrado al sistema que puede transformarse en trabajo en una serie de máquinas reversibles que operan entre la temperatura del sistema y la temperatura mínima disponible T_0 . Esta cantidad se

denomina $W_{\text{máx}}$ y se obtiene al integrar la ecuación (1.21)

$$W_{\text{máx. producido}} = \int (1 - T_0/T) \delta Q \quad (1.22)$$

La **Anergía** (energía no disponible) es la diferencia entre el calor total adicionado y la energía disponible (exergía). Supóngase que desea determinarse el cambio de exergía de un sistema cuando cambia del estado 1 al 2. Para hallar el máximo incremento de trabajo producido, se integra la ecuación (1.22) entre estos dos estados. El trabajo máximo se obtiene cuando se suministra calor de modo reversible, de tal manera que para evaluar la integral se escoge un proceso reversible:

$$W_{\text{máx. producido}} = \int (1 - T_0/T) \delta Q_{\text{rev}}$$

Acudiendo a la definición de entropía, puede entonces escribirse:

$$W_{\text{máx. producido}} = Q - T_0(S_2 - S_1) \quad (1.23)$$

En donde S_1 y S_2 son las entropías inicial y final, respectivamente, $W_{\text{máx. producido}}$ representa el aumento de exergía (energía disponible) que resulta del proceso reversible entre los estados 1 y 2.

En la presente exposición está implícito el hecho de que a mayor porción de energía disponible para producir trabajo, mayor es la temperatura del

sistema. En la ecuación (1.23) el aumento de la energía no disponible se representa por el término $T_0(S_2-S_1)$.

Lo anterior nos ha mostrado el concepto de trabajo máximo producido por un flujo de calor en un proceso reversible. Pero, el "trabajo mecánico máximo" de un sistema aislado constituido por una fuente de trabajo y el medio que lo rodea se define como:

$$W_{\max} = U_1 - U_2 - T_0(S_1 - S_2) - p_0(V_2 - V_1)$$

aquí los subíndices 1 y 2 se refieren respectivamente a los estados inicial (de desequilibrio) y final (de equilibrio) del sistema; U , S y V son respectivamente la energía térmica interna, la entropía y el volumen de la fuente de trabajo; p_0 y T_0 la presión y la temperatura del medio (que son iguales a la presión y temperatura de la fuente de trabajo en el estado 2, en que dicha fuente entra en equilibrio termodinámico con el medio). La presión de la fuente de trabajo en el estado inicial, de desequilibrio con el medio, la designaremos por p_1 ; esta definición es aplicable a cualesquiera sistemas termodinámicos aislados. Consideremos un sistema no aislado compuesto por una sustancia de trabajo, la presión p_1 y temperatura T_1 y, por el medio ambiente (cuyos parámetros son p_0 y T_0). Calculemos el trabajo útil máximo (es decir, la capacidad de trabajo) de la fuente de trabajo en este sistema referida a la unidad de masa de la sustancia de trabajo. Si la fuente de trabajo tiene la

temperatura T_1 y la presión p_1 , y el medio, T_0 y p_0 (diagrama T,s de la fig. 1.13), esta fuente de trabajo puede transformarse reversiblemente al estado de equilibrio con el medio circundante, por ejemplo con el camino que a continuación se indica. Primero se efectúa una transformación adiabática reversible, como resultado de la cual la temperatura de la fuente de trabajo desciende desde T_1 hasta T_0 y la presión desde p_1 hasta p_a ; después se realiza una transformación isotérmica en la cual, a expensas del intercambio de calor con el medio, la fuente de trabajo alcanza la presión p_0 (este proceso isotérmico es reversible, puesto que la temperatura de la fuente de trabajo y del medio, en esta transformación es la misma e igual a T_0 y, por consiguiente, el proceso de intercambio de calor transcurre con diferencia infinitamente pequeñas de temperaturas, es decir reversiblemente). Cualquier otra transformación (o combinación de transformaciones) entre los estados 1 y 0 sería irreversible. En efecto, cualquier otro proceso va ligado a una extracción de calor de la fuente de trabajo, pero como la temperatura inicial de dicha fuente (T_1) es diferente de la temperatura del medio circundante (T_0), esta extracción de calor sería irreversible.

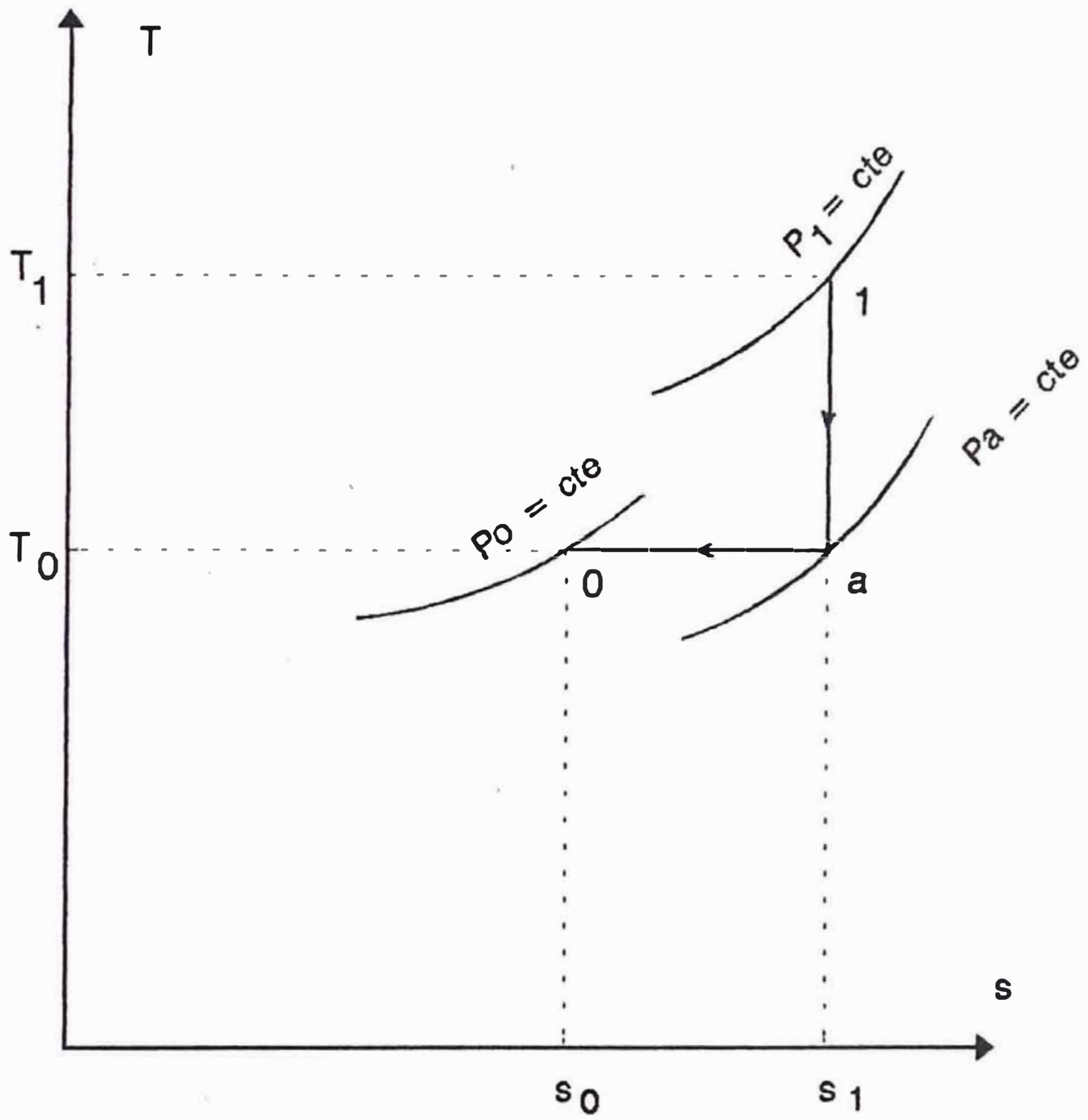


Fig. 1.13 Diagrama T, s

El trabajo realizado por el flujo en la transformación adiabática reversible 1-a es:

$$W_{rev. 1-a} = h_1 - h_a$$

El trabajo realizado por el flujo en el proceso isotérmico reversible a-o, se determina por la relación siguiente, que se deduce de la ecuación (1.6):

$$W_{rev. a-o} = (h_a - h_o) + q_{ao}$$

$$q_{ao} = T_o (s_o - s_a)$$

y, por consiguiente:

$$W_{rev. a-o} = (h_a - h_o) + T_o (s_o - s_a)$$

El trabajo realizado por el flujo como resultado de la transición reversible del estado 1 al estado o es igual a la suma de los trabajos de los procesos reversibles 1-a y a-o:

$$W_{rev. 1-o} = W_{rev. 1-a} + W_{rev. a-o}$$

teniendo que $s_1 = s_a$ la expresión resulta:

$$W_{rev. 1-o} = (h_1 - h_o) + T_o (s_o - s_1)$$

La capacidad de trabajo de un flujo se llama "exergía" y la exergía se designa por ϵ :

$$\epsilon = (h - h_o) + T_o (s_o - s) \quad (1.24)$$

De esta ecuación se deduce que la exergía de un flujo se define únicamente si se dan los parámetros de este flujo (p y T) y los parámetros del medio (p_o y T_o). El concepto de exergía resulta ser muy cómodo para analizar el grado de perfección termodinámica de cualquier aparato térmico. Si el proceso que tiene

lugar dentro del aparato es irreversible, en dicho aparato se producirá una pérdida de capacidad de trabajo Δw del flujo:

$$\Delta w = (\epsilon_1 - \epsilon_2) - 1w_2$$

teniendo en cuenta la ecuación (1.24) se obtiene:

$$\epsilon_1 - \epsilon_2 = (h_1 - h_2) + T_0(s_2 - s_1) \quad (1.25)$$

si el proceso es adiabático reversible $s_1 = s_2$; transformándose en:

$$\epsilon_1 - \epsilon_2 = 1w_2 \text{ rev, es decir,}$$

$$\epsilon_1 - \epsilon_2 = 1w_2 \text{ máx útil}$$

Pero si el aumento de la entropía, la pérdida de capacidad de trabajo del flujo debido a la irreversibilidad $\Delta w = T_0(s_2 - s_1)$; será evidentemente igual a:

$$\Delta w = (\epsilon_1 - \epsilon_2) - 1w_2$$

Si en un aparato térmico, que produzca el trabajo útil ($1w_2$), entra un flujo de sustancia de trabajo, cuyos parámetros sean p_1 , T_1 y se suministra un flujo de calor q_1 de una fuente de calor, cuya temperatura sea T_1 , y del aparato sale el mismo flujo con los parámetros p_2 , T_2 , de acuerdo con lo antes expuesto la pérdida de capacidad de trabajo del flujo y de calor será:

$$\Delta w = (\epsilon_{ent} + \epsilon_{qent}) - \epsilon_{sal} - 1w_2 \quad (1.26)$$

En este caso, si en el aparato térmico no se realiza trabajo útil, la pérdida de capacidad de trabajo evidentemente será:

$$\Delta w = (\epsilon_{ent} + \epsilon_{qent}) - \epsilon_{sal} \quad (1.27)$$

En la magnitud Δw entran las pérdidas de capacidad de

trabajo debidas tanto al rozamiento como al intercambio calorífico cuando la diferencia de temperaturas es finita; se tienen en cuenta también las pérdidas de calor del aparato debidas al intercambio calorífico con el medio ambiente.

Hay que subrayar una vez más que lo esencial del método exergético, como del entrópico, es el cálculo de las pérdidas de capacidad de trabajo. Para la evaluación cuantitativa del grado de perfección termodinámica de un aparato cualquiera se utiliza el concepto de eficiencia exergética, que se define como:

$$\eta_{\text{exerg.}} = \frac{1W_2}{(\epsilon_{\text{ent}} - \epsilon_{\text{sal}})} \quad (1.28)$$

Si los procesos que tienen lugar en el aparato son reversibles, $1W_2 = 1W_{2\text{rev}} = \epsilon_{\text{ent}} - \epsilon_{\text{sal}}$, entonces de

acuerdo a (1.28) $\eta_{\text{exerg.}} = 1$.

Basándose en lo anterior no es difícil establecer que para una máquina térmica (por ejemplo, para una turbina) la eficiencia exergética es igual a la eficiencia interna de la máquina y, para la instalación en conjunto, a su eficiencia total.

Para los aparatos térmicos que no producen trabajo útil, carece de sentido determinar la eficiencia exergética por la ecuación (1.28). Para estos

aparatos es lógico determinar dicha eficiencia del modo siguiente:

$$\eta_{\text{exerg}} = \epsilon_{\text{aal}} / \epsilon_{\text{ent}} \quad (1.29)$$

Esta magnitud es medida de la irreversibilidad de los procesos que transcurren dentro del aparato; si estos procesos fueran reversibles,

$$\epsilon_{\text{ent}} = \epsilon_{\text{aal}} \text{ y } \eta_{\text{exerg}} = 1$$

En las ecuaciones (1.28) y (1.29) se entiende por ϵ_{ent} a la suma de las exergías de la sustancia de trabajo y del flujo de calor.

Para efectos de nuestro análisis aplicamos el balance exergético de la siguiente manera:

-Calderos y Secadores:

$$E_c + E_a + E_{\text{comb}} = E_u + \sum_{i=1}^5 \Delta E_{p_i} \quad (1.30)$$

E_c : Exergía de la reacción aire-combustible considerada prácticamente igual al Poder Calorífico. Exergía Química que de acuerdo a Szargutt y Styrylska se asume que la relación entre esta exergía y el poder calorífico superior va de acuerdo a:

$$\varphi = E_c / P_{\text{cs}}; \text{ donde } \varphi = 0.975 \text{ para combustibles}$$

líquidos

E_a = Exergía del aire precalentado, incluyendo el aumento de exergía en el ventilador

E_{comb} =Exergía del combustible precalentado debido a su calor sensible

E_u =El efecto útil determinado como aumento de exergía de la sustancia de trabajo

$\sum \Delta E_p$ =Pérdidas de exergía en el sistema

ΔE_{p1} =Pérdidas de exergía en los gases de escape debido a su calor sensible

ΔE_{p2} =Pérdida de exergía en la combustión debido a su irreversibilidad

ΔE_{p3} =Pérdidas de exergía por transferencia irreversible de calor entre los gases y el agua

ΔE_{p4} =Pérdida de exergía por mezcla irreversible de la sustancia de trabajo con otras

ΔE_{p5} =Pérdidas de exergía por radiación y otras

-Instalación térmica:

$$E_{vapor} = E_{e.t.} + E_{rad.} + \Delta E_p \quad (1.31)$$

E_{vapor} =Exergía entregada por el vapor a los equipos térmicos

$E_{e.t.}$ =Exergía útil, tomada por la sustancia de trabajo

$E_{rad.}$ =Pérdida de exergía por efectos de radiación y otros.

ΔE_p =Pérdida de Exergía en los procesos

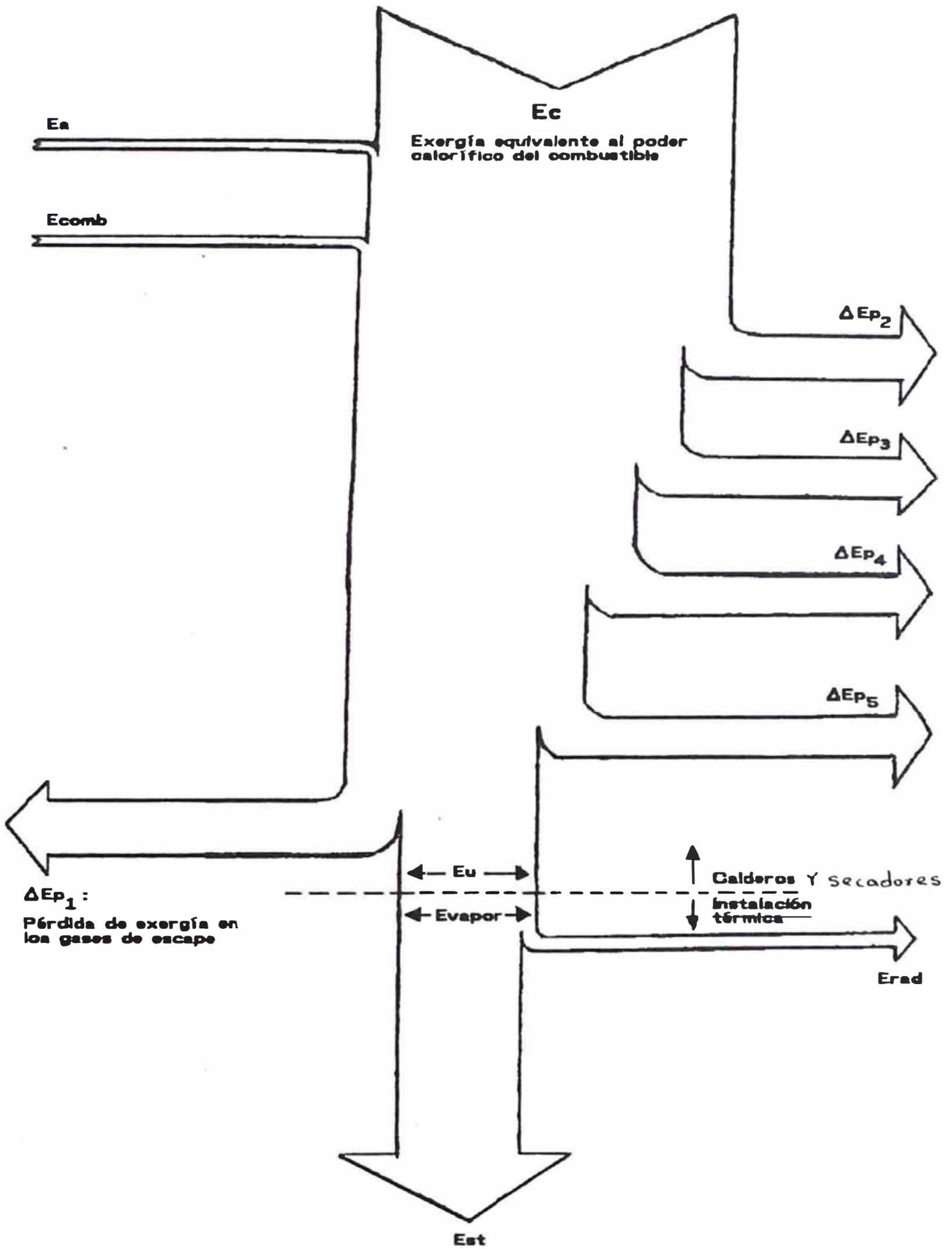


Fig. 1.14 Diagrama de Sankey típico para balance exergético de calderos, secadores e instalación térmica

CAPITULO 2

DESCRIPCION DE LOS PROCESOS EN UNA PLANTA DE HARINA Y ACEITE DE PESCADO

En el presente capítulo se describen los procesos productivos y termodinámicos de la U.O. 1318-Chimbote.

2.1 Descripción de los procesos de producción.-En el plano 001 se muestra el esquema del proceso de fabricación de la harina y aceite de pescado y que comprende dos partes:

2.1.1 Tratamiento de la parte sólida

2.1.2 Tratamiento de la parte líquida

2.1.1 Tratamiento de la parte sólida

Comprende a su vez:

-Recepción del pescado

-Almacenamiento del pescado

-Cocinado

-Prensado

-Mezclado

-Secado

-Molienda

-Ensacado

-Almacenamiento de la harina

Recepción del pescado.-Las lanchas bolicheras con el pescado almacenado en sus bodegas llegan hasta una chata anclada a 255 metros de la playa, cuyo fin es bombear el pescado hasta las pozas de almacenamiento de la fábrica. Para efectuar esta operación es necesario introducir agua a las bodegas de la lancha, de manera que se forma una masa cuya relación entre pescado y agua es aproximadamente 1:2. Esta masa es tomada por la bomba absorbente y enviada a través de tubos de 14" de diámetro hasta un aparato denominado desaguador, situado en un castillo de acero sobre la poza de pescado. El desaguador consiste en un sistema de rejillas vibratorias accionadas por una excéntrica, sobre las que desemboca la mezcla de pescado y agua; el agua es separada y enviada al desagüe mientras que el pescado es elevado por medio de una malla transportadora a un juego de tolvas volumétricas para su control de peso. Estas tolvas son manuales y accionadas por un operario controlador que lleva la cuenta del número de tolvas llenadas por jornada. De las tolvas cae el pescado a una u otra división de la poza.

Almacenamiento del pescado.-El almacenamiento se efectúa en pozas de concreto. Esta poza tiene forma rectangular; en el centro tiene un muro divisorio, sobre el que va montado el castillo del desaguador. El muro no corre de pared a pared, sino que en la

parte frontal de la poza deja un espacio en el que está situada la tolva de descarga de la poza. Esta tolva se compone de dos partes simétricas siendo su eje de simetría el antedicho muro. Las paredes de la tolva son del tipo de compuerta, de modo que pueden levantarse o bajarse a voluntad, dependiendo de cual fuere la parte de la poza que se esté vaciando. En cada una de las divisiones, el piso de la poza tiene doble pendiente; disponiendo de un juego de canaletas tapadas por rejillas que lo recorren en toda su longitud, y desembocan en dos pozas situadas simétricamente a ambos lados de la tolva de descarga. El fin de estas canaletas es eliminar el agua que se desprende durante el almacenamiento de pescado, la cual es recolectada por una canaleta que recorre toda la longitud frontal de la poza, y desemboca en las pozas situadas al costado de la tolva de descarga. De aquí esta agua mezclada con sangre, aceite y partículas en suspensión conocida como "sanguaza" es bombeada hacia un tanque del cual, normalmente lo distribuye hacia los separadores de sólidos. La descarga de la poza se efectúa mediante un tornillo transportador que desemboca en un conjunto de rastras elevadoras que depositan el pescado en la tolva de descarga que alimentan a los cocinadores.

Cocinado.- El pescado proveniente de la poza de almacenamiento es tomado por una rastra elevadora hacia una tolva de alimentación y llevado hacia el cocinador por medio de un tornillo transportador. El tiempo de cocinado varía entre 10 y 20 minutos; es sometido a un proceso de cocción por vapor directo e indirecto. Su fin es romper las células de aceite del pescado, coagular la proteína y esterilizar la mezcla destruyendo así las salmonellas o cualquier otro microorganismo perjudicial a la salud; de aquí la masa cocinada pasa por un sistema de drenado.

Prensado.-La masa cocinada ingresa a una prensa tipo tornillo simple, donde se le extrae mediante presión gran parte del agua y del aceite que contiene. El agua con el aceite pasan al separador de sólidos, y la torta de prensado pasa a ser sometida al proceso de mezclado en un tornillo transportador que lleva la torta hacia el secador.

Mezclado.-La torta de prensado es sometida a un proceso de mezclado con el concentrado de agua de cola, recuperándose así las vitaminas, sales minerales y los factores de crecimiento que habían sido eliminados con el agua de cola en el prensado.

Secado.-La mezcla de la torta de prensa y el concentrado de agua de cola es llevada por un tornillo transportador y conducida al secador. Aquí es sometida a un proceso de deshidratación, mediante un calentamiento con un secador de fuego directo. El tiempo de secado depende de la humedad inicial y la humedad final. Por lo general, el tiempo es de 1 hora. Los gases desprendidos en el secado son aspirados por un exhaustor (ventilador) y conducidos a un ciclón donde se recuperan las partículas sólidas que puedan haber arrastrado.

Molienda.-La harina ya seca por lo general contiene grumos o apelsonamientos que es necesario destruir para su mejor conservación y facilidades de consumo. Se utiliza un molino del tipo de cuchillas.

Ensayado.-La harina que sale de los molinos es absorbida por un ventilador y es enviada a la planta de ensacado donde se le dosifica con un antioxidante para evitar la formación de microorganismos durante el almacenamiento. La harina es conducida a la balanza ensacadora por tornillos transportadores donde es pesada y ensacada a la vez.

Almacenamiento de la harina.-Por lo general es de 20 a 30 días para dar tiempo a que se enfrien debidamente y tengan lugar todas las posibles

reacciones posteriores que elevan su temperatura. Con esto se evita el peligro de autocombustión en las bodegas del barco.

2.1.2 Tratamiento de la parte líquida.-

Comprende a su vez:

- Separación de sólidos
- Separación del aceite
- Concentración del agua de cola

Separación de sólidos.-El líquido que sale de la prensa, cae por gravedad hacia un colector que lleva este líquido hacia la zona de separadores de sólidos donde éstos son separados en tamices vibratorios, para ser luego incorporados a la torta de prensa. El líquido restante es almacenado temporalmente en un recipiente o pequeño tanque, para ser luego bombeado al tanque precalentador de la planta recuperadora de aceite.

Separación del aceite.-El líquido bombeado al tanque precalentador permanece en éste el tiempo necesario para adquirir una temperatura cercana a los 100°C, alcanzada la cual cae por gravedad a la zona de centrifugadoras. Aquí se separa el aceite del agua de cola, siendo conducida el agua de cola a un recipiente o tanque pequeño desde el que se le bombea a la planta concentradora de agua de cola.

Concentración del agua de cola.-El agua de cola proveniente de la planta recuperadora de aceite es almacenada en un tanque desde donde es bombeada hacia la planta evaporadora, a continuación pasa por 4 etapas de evaporación al vacío, y finalmente a un concentrador de donde sale en un contenido de agua de aproximadamente 50%. Este concentrado se almacena en un tanque para ser luego bombeado al tornillo transportador donde se produce el proceso de mezclado.

2.2 Descripción de los procesos termodinámicos.-El

estado de un sistema termodinámico (sea éste abierto o cerrado) se describe especificando sus coordenadas termodinámicas tales como la presión, la temperatura, el contenido de energía química, etc.. Cuando un sistema cambia de un estado a otro se dice que experimenta un proceso termodinámico.

La fabricación de la harina y aceite de pescado requiere de los siguientes procesos termodinámicos:

- Cocinado del pescado
- Evaporación del agua de cola
- Calentamiento de caldo de prensa
- Calentamiento de sanguaza
- Calentamiento de petróleo
- Calentamiento del agua de cola
- Calentamiento del aceite de centrifugadora

Cocinado del pescado.-Se utiliza para ello el denominado cocinador a vapor; que es un cuerpo cilíndrico horizontal que tiene en su interior un tornillo transportador para el avance de la materia prima. El cocinado se efectúa por medio del vapor directo e indirecto, para lo cual está dotada de camisas de vapor. Además el eje y las aletas del gusano interior son huecos y calentados igualmente por vapor, aumentando así la superficie de calentamiento; contiene además, entradas que permiten el ingreso de vapor directo a la cámara.

La materia prima es calentada hasta 90°C - 100°C en un periodo de tiempo variable de 15 a 20 minutos. Las condiciones de cocinamiento pueden regularse de 3 maneras diferentes:

A) Dosificando la entrada de materia prima por la velocidad de variación del gusano alimentador con lo que se logra la capacidad horaria de la planta

B) Modificando la velocidad del gusano interior transportador con lo que se logra variar el tiempo de cocinado

C) Variando la presión o cantidad de vapor.

Suponemos una superficie de control igual al de la figura 2.1

La presión de trabajo de los cocinadores varía de $2,8 \text{ kg/cm}^2$ a $4,3 \text{ kg/cm}^2$.

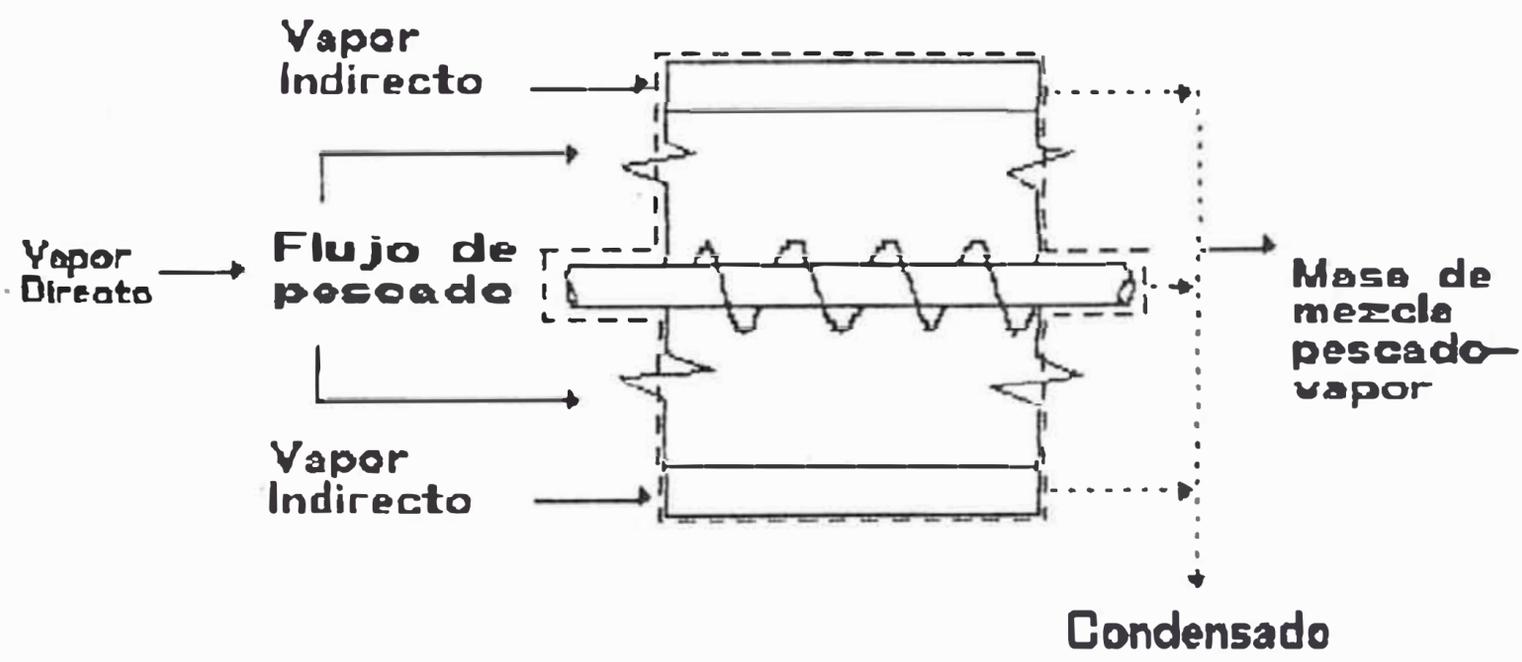


Fig. 2.1 Volumen de control del Cocinador

Existe transferencia de calor latente y calor sensible. De acuerdo a la 1ra Ley de la termodinámica para un flujo estacionario y estado estacionario usamos la ecuación (1.6):

$$\delta Q/\delta t + \delta W_{ext}/\delta t = \dot{m}(h_e - h_i); \text{ donde}$$

$$\delta W_{ext}/\delta t = 0$$

Considerando que no existe transferencia de calor Q (hacia el medio ambiente) la ecuación se reduce a:

$$\dot{m}_e h_e = \dot{m}_i h_i \quad (2.1)$$

De acuerdo a la conservación de la masa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_i \quad (2.2)$$

Desarrollando la ecuación (2.1) obtendremos lo siguiente:

$$\dot{m}_{v.1} h_{f1} + \dot{m}_p C_p T_e + \dot{m}_{v.d} C_a T_e = \dot{m}_{v.1} h_{g1} + \dot{m}_p C_p T_1 + \dot{m}_{v.d} h_{g1}$$

de donde:

$$\dot{m}_p C_p (T_e - T_1) = \dot{m}_{v.d} (h_{g1} - C_a T_e) + \dot{m}_{v.1} h_{f1} \quad (2.3)$$

es decir:

Calor para cocer pescado - Calor vapor directo +
Calor vapor indirecto

Desarrollando la ecuación (2.2) obtendremos lo siguiente:

$$\dot{m}_p + \dot{m}_{v.d} + \dot{m}_{v.1} = \dot{m}_M + \dot{m}_{v.1}$$

$$\text{resultando: } \dot{m}_p + \dot{m}_{v.d} = \dot{m}_M \quad (2.4)$$

donde:

\dot{m}_p = flujo de masa de pescado

$\dot{m}_{v.d}$ = flujo de masa de vapor directo

$\dot{m}_{v.1}$ = flujo de masa de vapor indirecto

\dot{m}_M =flujo de masa total que resulta de la mezcla del vapor directo con el pescado

h_f =entalpía del líquido saturado a la presión de trabajo del cocinador

h_g =entalpía del vapor saturado a la presión de trabajo del cocinador

h_{fg} =calor latente del vapor a la presión de trabajo del cocinador

c_p =calor específico del pescado

c_a =calor específico del agua

T_i =Temperatura de ingreso del pescado

T_e =Temperatura de salida de la mezcla pescado-vapor directo

Evaporación del agua de cola.-El sistema de evaporación es de cuatro efectos al vacío. Existen en la planta dos tipos de evaporadores ROSENBLADS y LIMVANN. Los evaporadores Rosenblads son del tipo tubos verticales con precalentador y los evaporadores Limvann son de tubos horizontales con precalentamiento de la alimentación.

El proceso termodinámico de la evaporación del agua de cola es propio de una evaporación química. Empieza con soluciones acuosas diluidas de las que deben eliminarse grandes cantidades de agua; es costumbre emplear la alimentación en paralelo, en contracorriente o una modificación de las dos conocida como alimentación combinada; para nuestro caso la

alimentación es en paralelo, es decir, el alimento líquido fluye en la misma dirección que el vapor. Si el licor de alimentación (agua de cola) está a mayor temperatura que la temperatura de saturación del primer efecto, el licor fluye por si mismo de efecto a efecto y solo requiere una bomba al final de la batería; similarmente, puesto que la temperatura de saturación de la solución en ebullición en cada efecto que reduce el consumo total del vapor. En un evaporador la película de ebullición es la resistencia controlante y el valor numérico del coeficiente total de transferencia de calor disminuye con la concentración debido a que la viscosidad aumenta. En la alimentación con flujos paralelos, el concentrado de agua de cola se encuentra en el último efecto y obviamente, ese efecto tiene el menor coeficiente total de transferencia de calor, ya que el líquido está mas concentrado aquí y al mismo tiempo mas frio.

Fig.2.2

La superficie y los requerimientos de vapor para una evaporación de cuádruple efecto, pueden calcularse efectuando un balance de calor a través de cada efecto individualmente y un balance de material en todo el sistema.

Bases de cálculo:

a.-No se considera elevación del punto de ebullición de las soluciones.

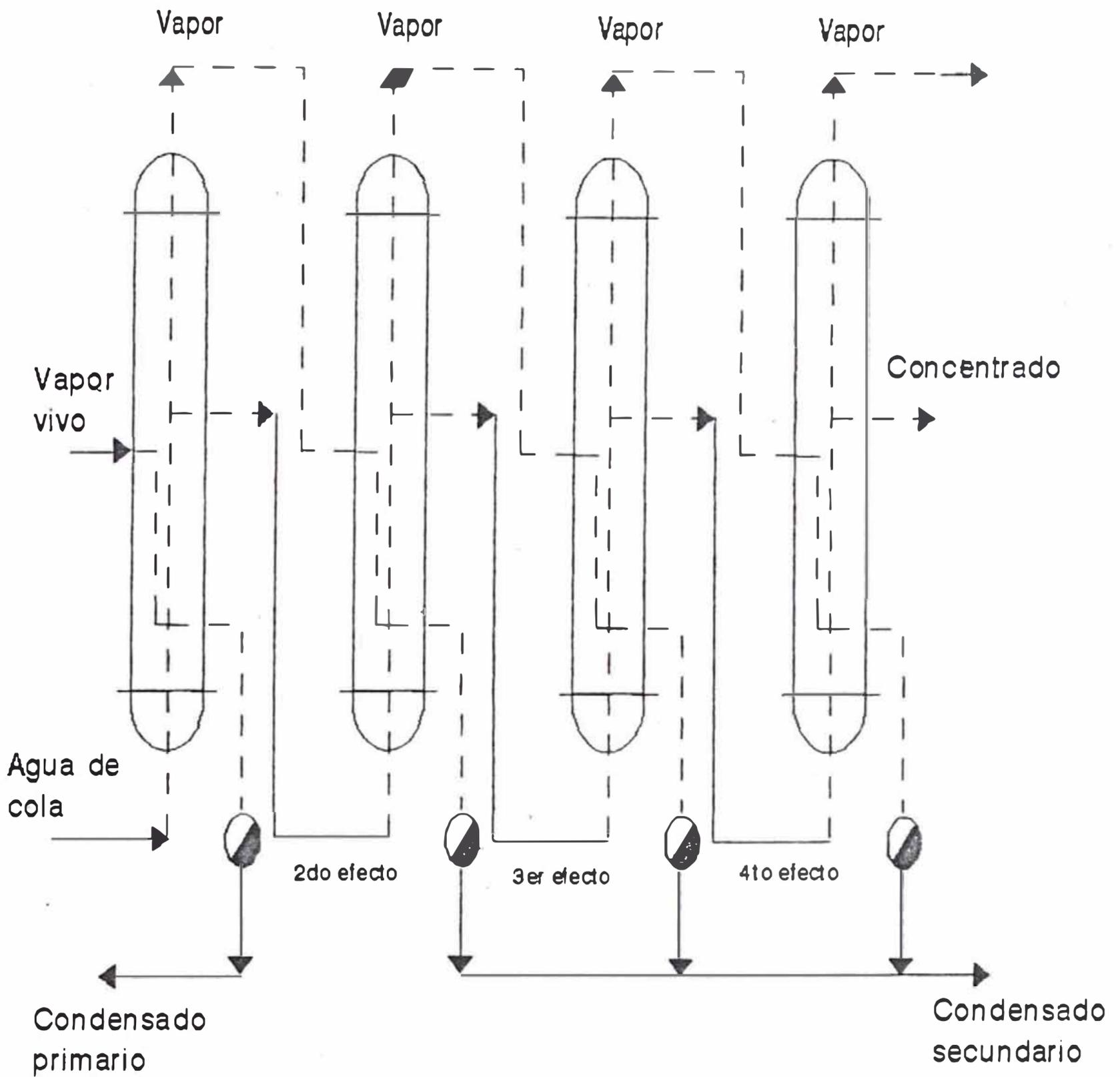


Fig. 2.2 Esquema de evaporación de agua de cola

b.-No se separa ningún sólido durante la evaporación y el calor de dilución no es significativo.

c.-Se considera un mismo valor del calor específico de la solución para los 4 efectos.

De acuerdo a la ecuación (1.6) establecemos el balance de calor en los diferentes efectos:

Balance de calor en el primer efecto:

$$\dot{m}_v(h_{fg})_v + \dot{m}_f c_f (T_f - T_1) = \dot{m}_1 (h_{fg})_1 \quad (2.5)$$

Balance de calor en el segundo efecto:

$$\dot{m}_1 (h_{fg})_1 + (\dot{m}_f - \dot{m}_1) c_1 (T_1 - T_2) = \dot{m}_2 (h_{fg})_2 \quad (2.6)$$

Balance de calor en el tercer efecto:

$$\dot{m}_2 (h_{fg})_2 + (\dot{m}_f - \dot{m}_1 - \dot{m}_2) c_2 (T_2 - T_3) = \dot{m}_3 (h_{fg})_3 \quad (2.7)$$

Balance de calor en el cuarto efecto:

$$\dot{m}_3 (h_{fg})_3 + (\dot{m}_f - \dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) c_3 (T_3 - T_4) = \dot{m}_4 (h_{fg})_4 \quad (2.8)$$

Balance de masas:

$$\dot{m}_{1-4} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (2.9)$$

Del balance de masas y el balance de calor hay cinco ecuaciones y cinco incógnitas: $\dot{m}_v, \dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4$

T_f = Temperatura del agua de cola

c_f = Calor específico del agua de cola

T_v = Temperatura de saturación del vapor de calentamiento en el primer efecto

T_1, T_2, T_3, T_4 = Punto de ebullición del agua de cola en los efectos 1, 2, 3, 4

\dot{m}_f = flujo másico de agua de cola

\dot{m}_v = flujo másico de vapor de calentamiento en el primer efecto

\dot{m}_{1-4} = Agua total removida por evaporación.

$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4$ = Agua removida en los efectos 1,2,3,4

h_{fg} = calor latente del vapor a su presión de trabajo en el primer efecto

Calentamiento de caldo prensa, caldo de separadoras, sanguaza, petróleo, agua de cola y aceite de centrifugadora.-El calentamiento consiste en la transferencia de calor indirecto hacia el fluido contenido en su tanque de calentamiento. Fig.2.3. De acuerdo a la 1ra Ley de la Termodinámica en la ecuación (1.6):

$$\dot{m}_v h_{fg} = \dot{m}_f C_f (T_e - T_i) \quad (2.10)$$

donde:

\dot{m}_v = Flujo de masa de vapor indirecto necesario para el calentamiento

\dot{m}_f = Flujo de masa del fluido a calentar

h_{fg} = Calor latente del vapor a la presión de trabajo del equipo térmico

C_f = Calor específico del fluido a calentar

T_e = Temperatura de salida del fluido

T_i = Temperatura de ingreso del fluido

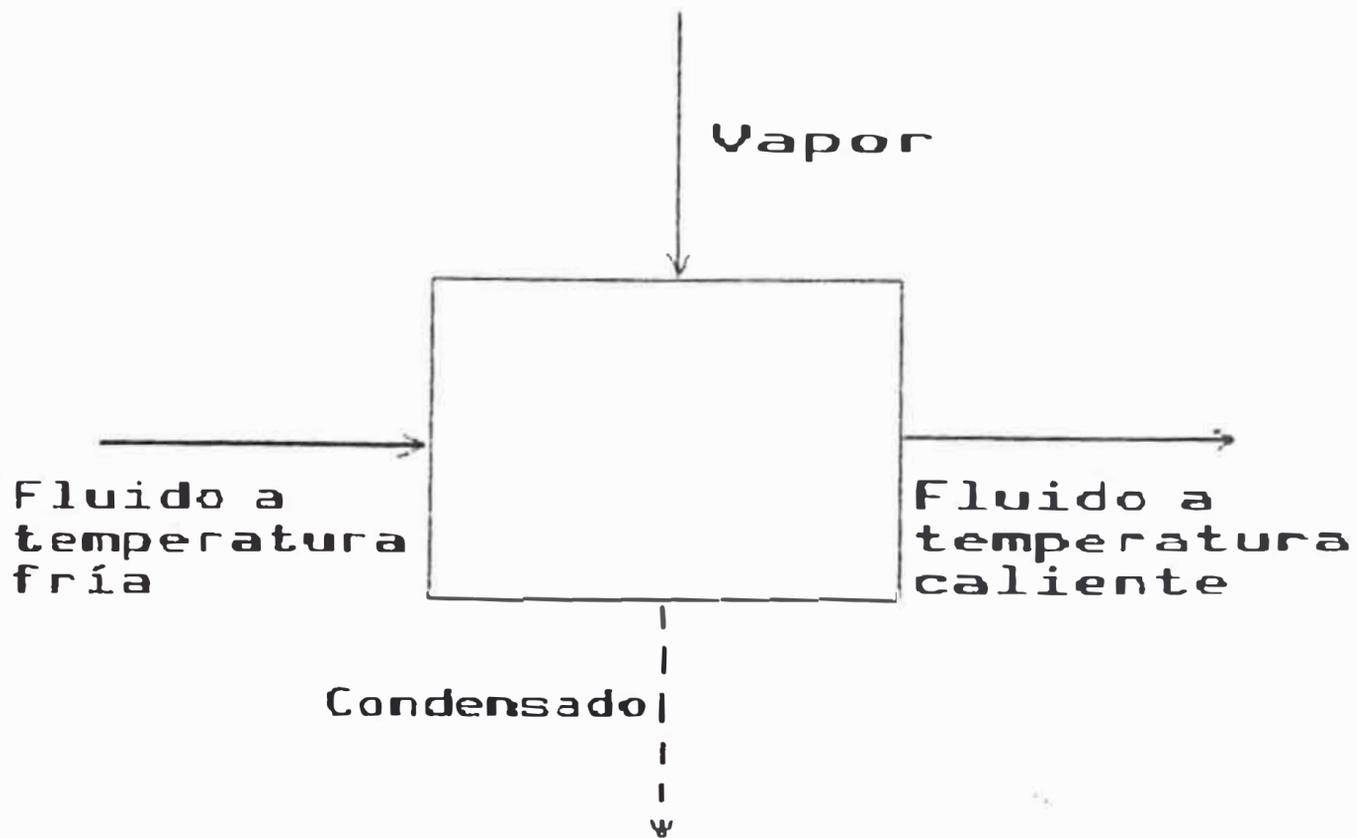


Fig. 2.3 Tanque de calentamiento típico de los fluidos de la planta

Secado de la torta de prensa.-Consiste en un proceso de deshidratación, de tal manera que se obtiene una harina de baja humedad (aproximadamente hasta un 10%). El secado se realiza a fuego directo, en el cual la energía para la evaporación es provista por una corriente de gases de combustión diluidos con aire secundario que se ponen en contacto con el material a secar. Este proceso, se desarrolla dentro de un secador cilíndrico rotatorio y dentro de él unos elevadores que se extienden desde las paredes del cilindro en la longitud total del secador, levantan la torta de prensa y la riegan en una cortina móvil de aire; así lo exponen completamente a la acción secadora del gas. Esta acción elevadora también

contribuye al movimiento hacia adelante del sólido. Se utiliza un ventilador de extracción para absorber el gas a través del secador. El calor directo se transfiere mediante un flujo de corriente paralela. El secado se realiza en dos etapas con dos secadores rotatorios que funcionan en serie. La humedad con la que la torta sale del primer secador es del 18%-22% y la humedad con la que sale del segundo secador es del 8%-10%. Una forma esquemática de la representación de su proceso termodinámico es la siguiente (Fig.2.4):

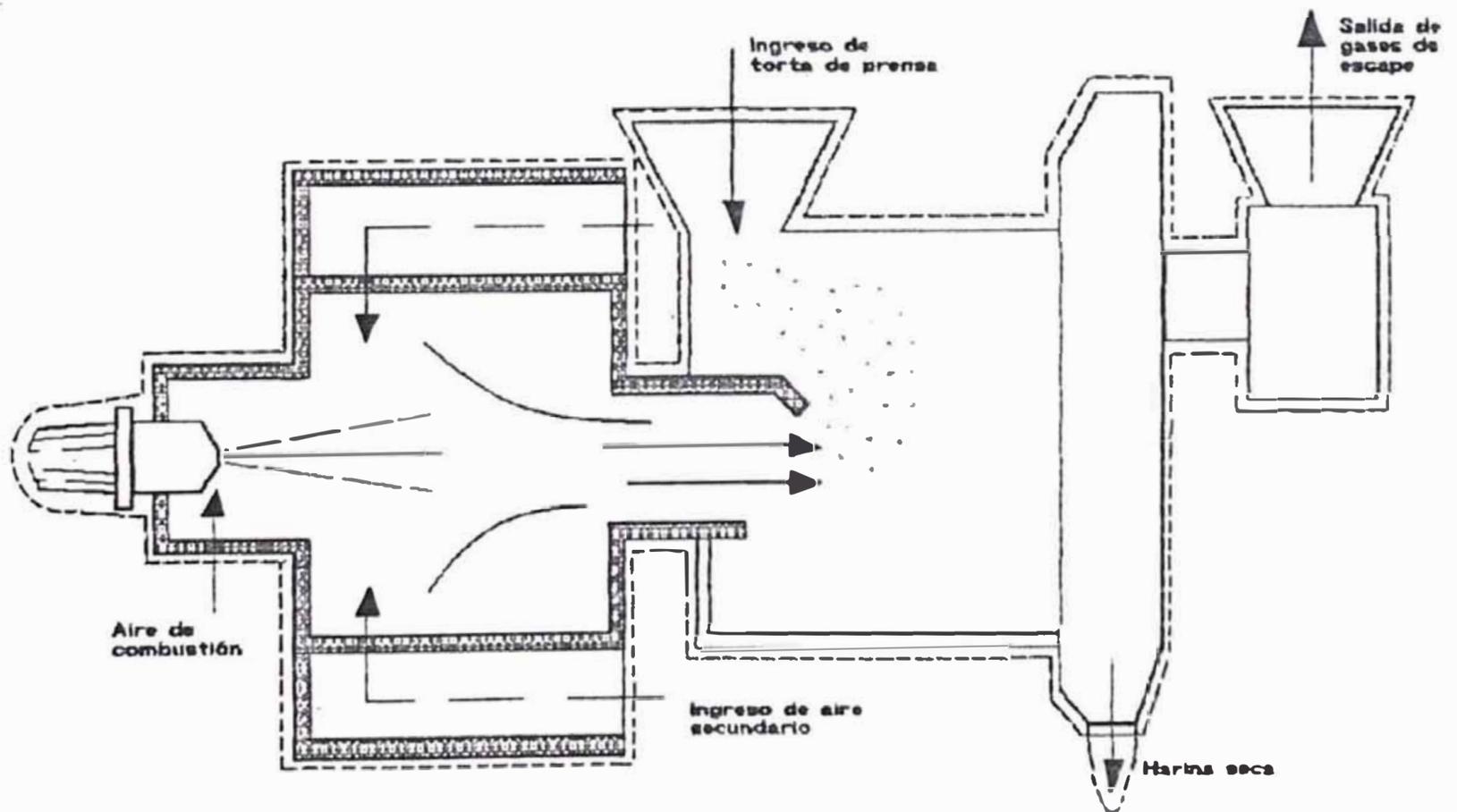


Fig. 2.4 Volumen de control del proceso termodinámico del secador

De acuerdo a la 1ra Ley de la Termodinámica establecemos el balance de calor correspondiente para el conjunto de los dos secadores en serie:

$$\Sigma(\text{Calores entrantes}) = \Sigma(\text{Calores salientes}) \quad (2.11)$$

Calores Entrantes

Determinación

Calor de combustión del
petróleo residual #6

$$\text{Cantidad} * P_{ce}$$

Calor sensible del
petróleo residual #6

$$\text{Cantidad} * C_{pet} * T_{pet1}$$

Calor sensible del
aire de combustión y

aire secundario secos

$$\text{Cantidad} * C_{a.e} * T_{a.e1}$$

Calor aportado por el
vapor de agua del aire
de combustión y aire
secundario

$$\text{Cantidad} * h_{v.a.e}$$

Calor sensible de la
masa seca de pescado

$$\text{Cantidad} * C_{mep} * T_{mep1}$$

Calor sensible del agua
contenida en la masa
de pescado

$$\text{Cantidad} * C_{amp} * T_{amp}$$

Calor sensible del
aceite contenido en la
masa de pescado

$$\text{Cantidad} * C_{ac.mp} * T_{ac.mp1}$$

Calores Salientes

Calor sensible de la
masa seca de pescado

$$\text{Cantidad} * C_{mep} * T_{mep2}$$

Calor sensible del agua
contenida en la masa de
pescado

$$\text{Cantidad} * C_{amp} * T_{ampe}$$

Calor sensible en los

gases de escape secos $\text{Cantidad} * C_{ge} * T_{ge}$

Calor latente de vapor

en los gases de escape $\text{Cantidad} * h_{v.ge}$

Pérdida por radiación

y/o convección

Diferencia entre calores
entrantes y salientes

P_{ce} = Poder Calorífico Sup. del petróleo residual #6

C_{pet} = Calor específico medio del petróleo residual #6

$C_{a.e}$ = Calor específico medio del aire de combustión y secundario secos

C_{amp} = Calor específico medio del agua contenida en la masa de pescado

C_{mep} = Calor específico medio de la masa seca de pescado

$C_{ac.mp}$ = Calor específico medio del aceite contenido en la masa de pescado

C_{ge} = Calor específico medio de los gases de escape

$h_{v.a.e}$ = Entalpía del vapor de agua del aire de combustión y secundario a su temperatura de ingreso

$h_{v.ge}$ = Entalpía del vapor de agua contenido en los gases de escape a la presión atmosférica

T_{pet1}, T_{pete} = Temperatura de ingreso y salida del petróleo residual #6

$T_{a.e}$ = Temperatura de ingreso del aire de combustión y secundario secos

$T_{mep1}, T_{mep e}$ = Temperaturas de ingreso y salida de la masa seca de pescado.

T_{emp1}, T_{emp2} = Temperaturas de ingreso y salida del agua contenida en la masa de pescado

$T_{ac.mp1}, T_{ac.mp2}$ = Temperaturas de ingreso y salida del aceite contenido en la masa de pescado

T_{ge} = Temperatura de los gases de escape

Flujos de revaporizado. - El revaporizado es aquel vapor que se produce como consecuencia de la disminución brusca de presión del líquido condensado a alta presión hasta una presión menor que bien podría ser la atmosférica. La cantidad de vapor producido como consecuencia de dicha reducción de presión y temperatura puede ser calculada como sigue:

$$\dot{m}_{revaporizado} = \frac{h_{1,s}}{h_{fg}} * \dot{m}_{condensado} \quad (2.12)$$

$h_{1,s}$ = Dif. de entalpías de líquido saturado correspondientes a las presiones inicial y final

$\dot{m}_{revaporizado}$ = Flujo de revaporizado

$\dot{m}_{condensado}$ = Flujo de condensado

Condensación debido al calentamiento de la tubería fría y la radiación. - Durante el periodo de calentamiento, es decir, estando la tubería fría, la velocidad de condensación del vapor será más alta y influenciará mayormente en el tamaño de sus trampas de vapor para el drenaje correspondiente. Estando la tubería en su respectiva temperatura de trabajo continuará la pérdida de calor debida a la

radiación.

-Velocidad de condensación en el calentamiento.-El calor será requerido inicialmente para llevar la tubería fría hasta su temperatura de trabajo. La velocidad de condensación en el calentamiento dependerá del tiempo, el cual se requiere para su calentamiento. Puede ser expresado como:

$$\dot{m}_{c.c} = \frac{W*(T-t)*C_{ac}*60}{L*m} \quad (2.13)$$

$\dot{m}_{c.c}$ = Veloc. de condensación en el calentamiento kg/h

T = temperatura del vapor °C

L = calor latente Kcal/kg

W = Peso total de tubería mas brida y accesorios kg

t = temperatura ambiente °C

m = tiempo tomado para el calentamiento en min.

C_{ac} = Calor específico del acero 0,12kcal/kg-°C

-Velocidad de condensación debida a la radiación.-

Una vez que la tubería de vapor ha sido calentada continuará la condensación debido al calor perdido a través de la radiación, la velocidad de condensación dependerá de la temperatura del vapor, la temperatura ambiente y la eficiencia del revestimiento. Según tabla proporcionada por la Spirax Sarco Information Book (IB-7) en el Apéndice Nº1; nos da la emisión de calor, la cual puede ser tomada desde la tubería de acero desnuda. Si la tubería es embridada, cada par de bridas tendrá

aproximadamente la misma area superficial en un pie (0,3048m) de tubería de la misma medida. Las tuberías usualmente serán revestidas y obviamente será una ventaja si las bridas están también incluidas. El efecto de esto en pérdidas de calor dependerá en el tipo y espesor del material aislante. Como dato práctico se puede considerar que el aislamiento de las lineas de vapor reducirá la pérdida de calor al 25% de aquel caso en que la linea de vapor está desnuda. La pérdida de calor por radiación en tuberías aisladas pueden ser expresadas como:

$$\dot{m}_{rad} = \frac{E \cdot I \cdot 3,6}{L \cdot 4} \quad (2.14)$$

Donde:

\dot{m}_{rad} = Velocidad de condensación debida a la radiación

E = Emisión de calor en W/m (tabla de Spirax Sarco Information Book IB-7)

I = Longitud efectiva de tubería incluyendo bridas y accesorios (mts)

L = Calor latente Kj/kg

CAPITULO 3

DISEÑO DE LAS MEDICIONES

3.1 Designación del equipo para la realización del

balance.-Dentro de la instrumentación necesaria para la realización del balance se requieren:

-Medidores ó registradores de vapor

-Termómetros

-Manómetros

-Medidores de flujo de combustible y otros fluidos

-Analizadores de gases

3.2 Inconvenientes para efectuar el análisis y solución

de los mismos.-Como en toda planta industrial se presentaron los siguientes inconvenientes para efectuar el análisis:

1.-La instrumentación fue insuficiente

2.-Existían termómetros y manómetros que estaban inoperativos

3.-La planta no contaba con ningún sistema de medición de vapor

4.-Los únicos medios de control de flujo fueron un juego de tolvas de pesaje que sirvieron para medir el flujo de pescado que ingresa a los cocinadores; además de una balanza mecánica que nos sirvió para hacer mediciones indirectas de flujo de diferentes

fluidos tales como sanguaza, caldo de prensa, caldo de separadoras, etc.

Para resolver estos inconvenientes y en vista de la necesidad de las mediciones para efectos de los análisis correspondientes, se ha tenido que actuar de la siguiente manera:

1.-Se reemplazaron los termómetros y manómetros que se encontraban inoperativos

2.-Dado que los cocinadores y la planta evaporadora son los equipos que consumen la mayor parte del vapor producido por los calderos se les hizo trabajar individualmente, teniendo en cuenta los parámetros normales de funcionamiento que se alcanzan en un régimen estacionario y estable pudiéndose de esta manera determinar el consumo de vapor en cada uno de ellos

3.-El consumo de combustible en los calderos y en los secadores de fuego directo, se determinó por diferencia de niveles en sus respectivos tanques o reservorios y cuyas graduaciones están dadas en galones

4.-Se usó un medidor de performance para calderos y secadores con el que se puede obtener %CO₂, %CO, %O₂, temperatura de gases de escape, exceso de aire, eficiencia de equipo, etc.

5.-Para el análisis en los cocinadores se obtuvo un flujo de 60 T.M./h de pescado con ayuda de la tolva volumétrica y la medición indirecta de la sanguaza;

se trabajó solamente con los cocinadores #s 1 y 3 de la planta

6.-Para el análisis en los evaporadores el flujo de agua de cola y concentrado se ha determinado por diferencia de nivel en sus respectivos tanques. En la planta se encontraron 2 tipos de evaporadores, LIMVANN y ROSENBLADS. Los evaporadores LIMVANN son de tubos horizontales con precalentamiento de la alimentación, los evaporadores ROSENBLADS son del tipo tubos verticales con precalentador, el flujo es en paralelo ingresando la alimentación al primer efecto por encima de la presión atmosférica y se retira el concentrado en el último efecto que funciona en condiciones de vacío. Durante el análisis solo se encontró en funcionamiento a los evaporadores ROSENBLADS

7.-Se encontraron tres secadores cilíndricos rotativos de los cuales solo se trabajó con los secadores #1 y #3 en serie

8.-Se efectuaron mediciones de flujo de sanguaza, caldo de prensa, caldo de separadoras, etc. mediante cálculos indirectos con ayuda de la balanza mecánica disponible y un cronómetro

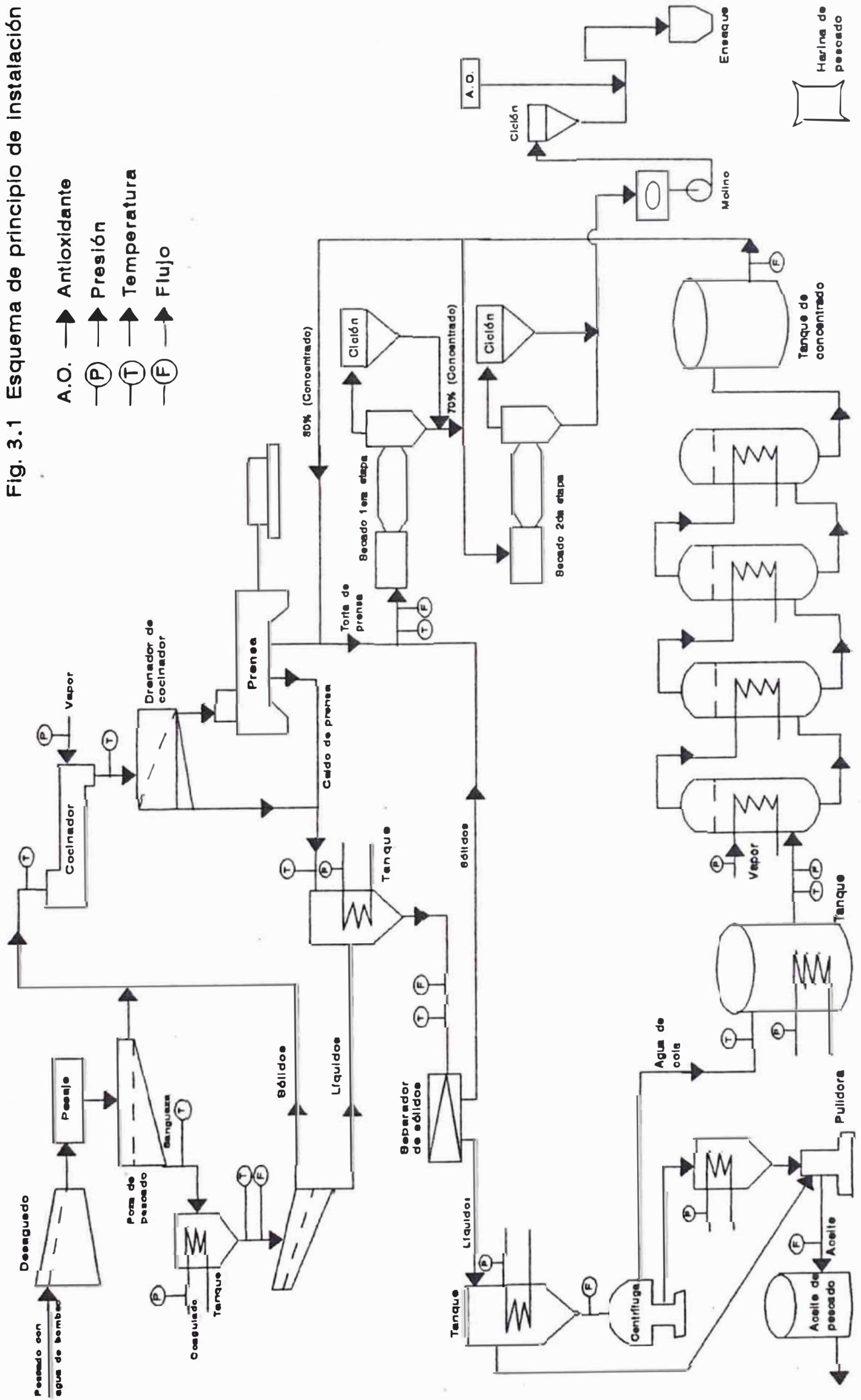
9.-Para el cálculo indirecto del flujo de vapor producido por los tres calderos se utilizó la eficiencia promedio de los mismos, el consumo de combustible, su poder calorífico y las condiciones termodinámicas del vapor.

3.3 Esquema de principio de la instalación y características de los instrumentos.-Se instalaron termómetros y manómetros en los puntos en que era necesario instalar obteniéndose el esquema de la figura 3.1. En el cuadro siguiente se muestran las características de los instrumentos necesarios para las mediciones.

Equipo Térmico	Instrumento	Rango	Tipo	Uso
Planta Evaporadora	Termómetro	0 - 150 °C	Bimetálico	Medición de temperatura en los 04 efectos
	Manómetro de vacío	30 - 0 - 30 psi	Bourdon	Medición de presiones de vapor en el 2°, 3° y 4° efecto
	Manómetro	0 - 50 psi	Bourdon	Medición de presión de vapor vivo en el primer efecto
Cocinator a Vapor	Registrador de temperatura	0 - 150 °C	Carta de registro continuo	Medición de temperatura a la salida de la materia prima
	Manómetro	0 - 160 psi	Bourdon	Medición de presión de vapor directo e indirecto
Secador de Fuego directo	Registrador de temperatura	0 - 150 °C	Carta de registro continuo	Medición de temperatura a la salida de la materia procesada
	Anemómetro	0 - 5000 ft/min	De Tazas	Medición de velocidad de flujo de gases de escape
	Medidor/Indicador digital de performance			Medición de temperatura de los gases de escape del secador. Medición del % volumétrico de CO ₂ , CO, O ₂ ; % de exceso de aire, Eficiencia de combustión
Calderos	Medidor/Indicador digital de performance			Medición de temperatura de los gases de escape del caldero. Medición del % volumétrico de CO ₂ , CO, O ₂ ; % de exceso de aire, Eficiencia de combustión
	Termómetro	0 - 200 °C	Bimetálico	Medición de temperatura de vapor saturado producido
	Manómetro	0 - 160 psi	Bourdon	Medición de presión de vapor saturado producido

Equipo Térmico	Instrumento	Rango	Tipo	Uso
Tanques de calentamiento de saguaza, caldo de prensa, caldo de separadora, petróleo, agua de cola, aceite de centrifugadora	Termómetro	0 - 150 °C	Bimetálico	Medición de temperatura al ingreso y salida de la materia en los respectivos tanques de calentamiento
	Manómetro	0 - 160 psi	Bourdon	Medición de presión de vapor saturado que ingresa a los tanques de calentamiento

Fig. 3.1 Esquema de principio de instalación



RESULTADO DE LAS MEDICIONES

(U.O. 1318 - Chimbote)

Mediciones en Calderos-Analizador de combustión digital

	<u>NO2</u>	<u>NO5</u>	<u>NO8</u>
Temperatura de humos	224°C	264°C	281°C
Análisis de Combustión			
CO ₂ (%vol)	3,6	13,7	8,0
O ₂ (%vol)	16,1	2,9	10,5
CO (p.p.m.)	2510	2870	227
Exceso de aire(%)	300	15	95
Pérdidas por humos(%)	29,2	10,8	18,8
Pérdidas por radiación	5%	5%	5%
Pérdidas por purgas(%)	1	1	1
Eficiencia de caldero	64,8%	83,2%	75,2%

Mediciones en cocinas

	Temp. entrada (°C)	Temp. salida (°C)	Flujo TM/h
Pescado	20	95	60
	Temp.	Presión	
Vapor	145°C	4,3kg/cm ²	

Medición en Evaporadores

	Presión (kg/cm ²)	Temp. (°C)	Flujo (Kg/h)	Concent. (%peso)
Agua de cola		70	37300	8
Concentrado		57	12400	26,7
Vapor		117		
1er efecto		102		
2do efecto	-0,3			
3er efecto	-0,7	74		
4to efecto	-0,85			

Mediciones en los secadores rotatorios

Secador	#1	#2	#3
Temperatura de ingreso			
del pet. residual 6	76°C		75°C
Exhaustor			
CO (ppm)	2500		77
T (°C)	148		53
O ₂ (%)	14		18
Area de Chimenea (m ²)	1,7		0,81
Veloc. de gases(pie/m)	2000		4000
Temp. de gases (°C)	172		77
Producto (harina)			
Temp. de salida(°C)	81		65
Humedad de salida			7,8
Temp. ambiente(°C)	24		24

Consumo de combustible

490 gal/h en los dos secadores

250 gal/h durante el funcionamiento de los cocinadores

180 gal/h durante el funcionamiento de los evaporadores

Mediciones en tanques calentadores

	Flujo kg/h	T.ingreso (°C)	T.salida (°C)
Caldo de prensa	44300	68	78
Caldo de separadoras	43151	70	78
Sanguaza	280,3	25	95
Aceite de Centrífuga	5851	60	90

CAPITULO 4

BALANCE ENERGETICO Y EXERGETICO DE LA INSTALACION

4.1 Balance de masas.-La materia prima que llega en lancha tiene en promedio la siguiente composición: sólidos=20,7%; grasas=6,96%; humedad=72,3%. Esta materia prima es tomada a través de los absorbentes y enviada a la zona de tolvas para su pesaje correspondiente. Obteniéndose además la siguiente composición: sólidos=20,3%; grasas=5,94%; humedad=73,8%. De las tolvas de pesaje la materia prima cae a las pozas, de donde por medio de un transportador helicoidal es llevada a los cocinadores quedándose en dicha poza un líquido rojizo denominado "sanguaza" el cual es drenado y bombeado hacia su respectivo tanque. La composición es la siguiente: sólidos=7,5%; grasa=1,36%; humedad=91,14%. El diagrama de balance de masas correspondiente de acuerdo a su composición porcentual a partir del cocinador se muestra en la fig.4.1

4.1.1 Generación de vapor en los calderos.-La cantidad total de vapor producido se efectuó mediante el funcionamiento de 3 calderos y se consideró que los evaporadores y cocinadores no trabajaran simultáneamente (Capítulo 3).

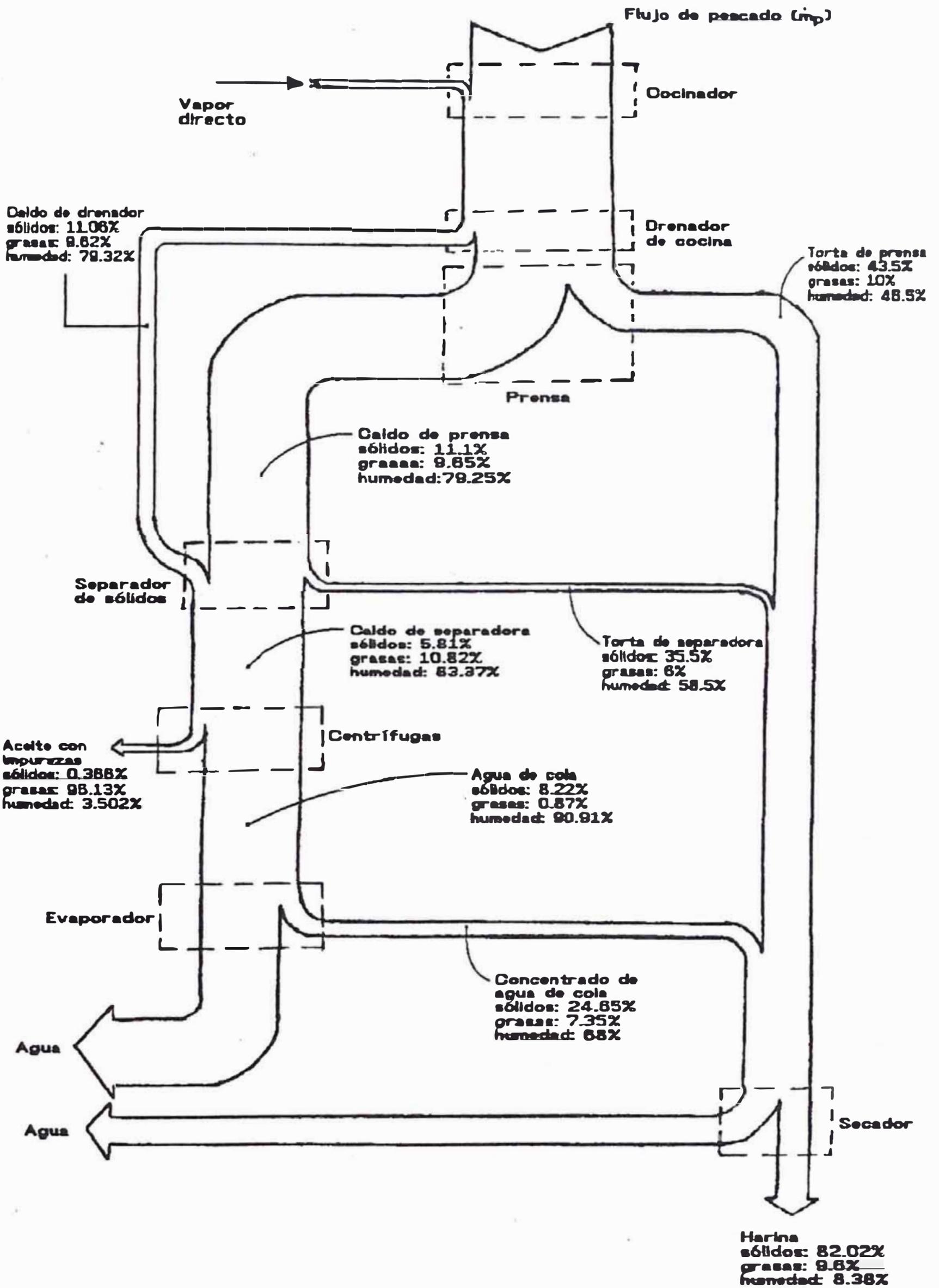


Fig. 4.1 Diagrama de balance de masas del producto

-Vapor generado durante el funcionamiento de los cocinadores #1 y #3.-

Consumo de combustible promedio=250 gal/h de petróleo residual #6=910 kg/h (determinado por diferencia de niveles en tanque)

Poder Calorífico Inferior=141800 BTU/gal=9827 kcal/kg.Petróleo residual #6

Eficiencia de calderas=74,4%(promedio de las 3)

Presión de vapor=90 psig=6,3 kg/cm² (manométrico)

Temperatura de ingreso del agua=86°F=30°C

Entalpía del vapor a 90psig=660,7 kcal/kg

Entalpía del agua a 30°C=30 kcal/kg

Calor liberado por el combustible=910*9827=8,94*10⁶ kcal/h

Calor entregado al agua=8,94*10⁶*0,744=6,65*10⁶ kcal/h

Producción de vapor=
$$\frac{6,65*10^6}{630,7}=10544\text{kg/h}$$

-Vapor generado durante el funcionamiento de la planta evaporadora Rosenblad.-

Consumo de combustible promedio=180 gal/h=655 kg/h

Poder calorífico inferior=141800 BTU/gal=9827 kcal/kg

Eficiencia de calderas=74,4%

Presión de trabajo=90 psig=6,3 kg/cm² (manométrico)

Temperatura de ingreso del agua=185°F=85°C

Entalpía del vapor 90 psig=660,7 kcal/kg

Entalpía del agua a $85^{\circ}\text{C}=85 \text{ kcal/kg}$

Calor liberado por el combustible= $655*9827=$

$6,44*10^6 \text{ kcal/h}$

Calor entregado al agua= $6,44*10^6*0,744=$

$4,79*10^6 \text{ kcal/h}$

Producción de vapor= $\frac{4,79*10^6}{575,7}=8320\text{kg/h}$

Cantidad total de vapor producido: $10544+8320=18864\text{kg/h}$

Balance de masas de vapor en los cocinadores.-Se encontraban en funcionamiento solamente los cocinadores #1 y #3 (capítulo 3)

Flujo de pescado= 60 TM/h (cocinador1 y cocinador3)

Temperatura de ingreso del pescado(T_i)= 20°C

Temperatura de salida de la mezcla pescado-vapor (T_s)= 95°C

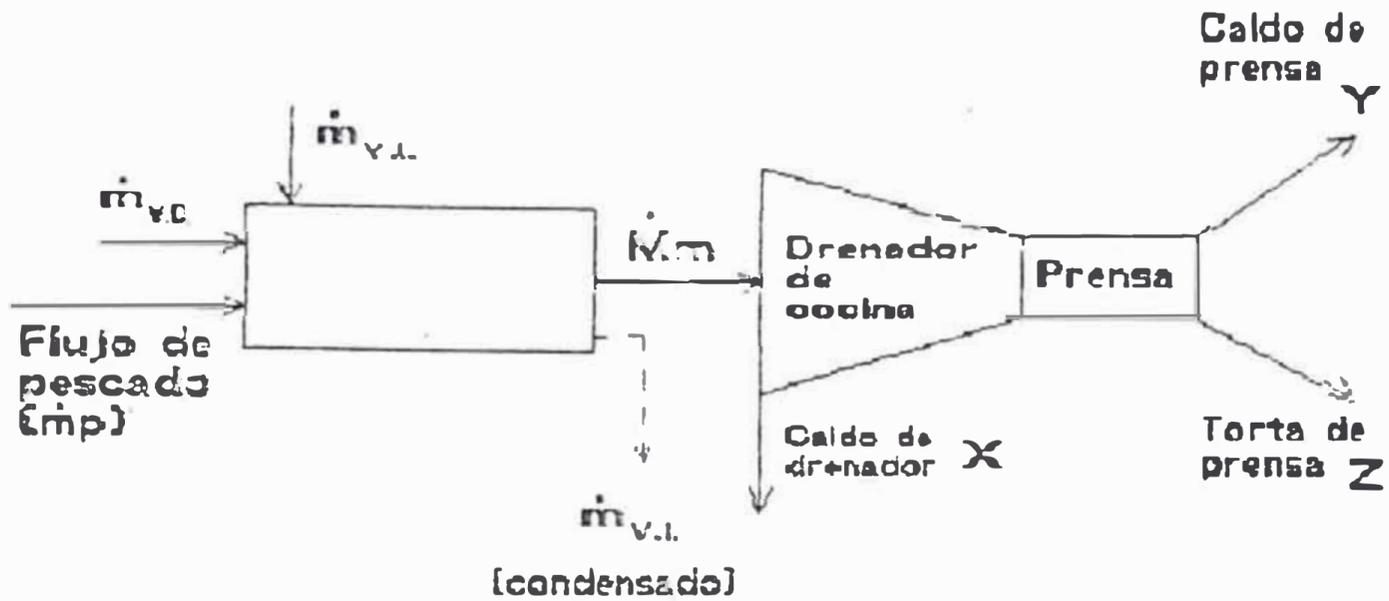
Temperatura del vapor(T_v)= 145°C

Entalpía del vapor(h_g)= $655,1\text{kcal/kg}$

Entalpía del líquido(h_f)= $146,5\text{kcal/kg}$

Calor latente del vapor(h_{fg})= $508,6\text{kcal/kg}$

Cálculo del flujo de vapor directo.-De acuerdo al diagrama de la figura 4.1 aplicamos el principio de la conservación de la masa y establecemos las siguientes ecuaciones:



$$60 + \dot{m}_{v.a} = X + Y + Z$$

$$\text{sólidos: } 0,1106X + 0,111Y + 0,435Z = 11,4$$

$$\text{grasas: } 0,0962X + 0,0965Y + 0,04Z = 5,3$$

$$\text{humedad: } 0,7932X + 0,7925Y + 0,525Z = 43,3 + \dot{m}_{v.a}$$

Resolviendo las cuatro ecuaciones tenemos:

$$\dot{m}_{v.a} = 3067 \text{ kg/h}; \quad X = 4800 \text{ kg/h}; \quad Y = 44300 \text{ kg/h}; \quad Z = 14000 \text{ kg/h}$$

La cantidad de vapor directo en kg por tonelada de pescado es: $3067/60 = 51,1$ kg/ton. Siendo su valor típico normal de 45kg/ton.

Cálculo de flujo de vapor indirecto. -De acuerdo a la ecuación (2.6) tenemos:

$\dot{m}_p c_p (T_B - T_1) = \dot{m}_{v.a} (h_g - c_a T_B) + \dot{m}_{v.i} h_{fg}$; donde el calor específico c_p del pescado se calcula de la siguiente manera:

$$c_p = 0,19 * c_{sólidos} + 0,088 * c_{grasas} + 0,722 * c_{humedad}$$

$$c_p = 0,19 * 0,82 + 0,088 * 0,5 + 0,722 * 1 = 0,92 \text{ kcal/kg}$$

reemplazando los valores correspondientes en la ecuación anterior tenemos:

$$60000 * 0,92(95-20) = 3067(655,1-95) + m_{v.1} * 508,6$$

$$m_{v.1} = 4762 \text{ kg/h}$$

Balance de masas de vapor en la planta evaporadora.-Mostramos los datos preliminares (capítulo 3):

Primer efecto:

Temperatura del vapor de salida=102°C

Presión del vapor=0,06kg/cm²

Calor latente de vaporización(h_{fg1})=538kcal/kg

Segundo efecto:

Temperatura del vapor de salida=92°C

Presión de vapor=-0,3kg/cm²

Calor latente de vaporización(h_{fg2})=544kcal/kg

Tercer efecto:

Temperatura del vapor de salida=74°C

Presión de vapor=-0,67kg/cm²

Calor latente de vaporización(h_{fg3})=555kcal/kg

Cuarto efecto:

Temperatura del vapor de salida=57°C

Presión de vapor=-0,85kg/cm²

Calor latente de vaporización(h_{fg4})=565kcal/kg

Vapor vivo:

Temperatura=117°C

Presión=1,84kg/cm²

Calor latente de vaporización(h_{fgv})=528,5kcal/kg

Agua de cola:

sólidos=8,22%

grasas=0,87%

humedad=90,91%

Calor específico(c_f)=

$$0,0822*0,82+0,0087*0,5+0,9091*1=0,98\text{kcal/kg}$$

Temperatura del agua de cola(T_f)=70°C

Flujo másico del agua de cola=37300kg/h

Flujo másico de concentrado=12400kg/h

Cantidad de agua evaporada=24900kg/h

Para el balance de calor en el primer efecto aplicamos la ecuación (2.5):

$$\dot{m}_v*528,5 + 37300*0,98(70-102)=\dot{m}_1*538 \quad (4.1)$$

de acuerdo a la ecuación (2.6) obtenemos para el segundo efecto:

$$\dot{m}_1*538 + (37300-\dot{m}_1)*0,98(102-92)=544*\dot{m}_2 \quad (4.2)$$

de acuerdo a la ecuación (2.7) obtenemos para el tercer efecto:

$$\dot{m}_2*544 + (37300-\dot{m}_1-\dot{m}_2)*0,98(92-74)=555*\dot{m}_3 \quad (4.3)$$

de acuerdo a la ecuación (2.8) obtenemos para el cuarto efecto:

$$\dot{m}_3*555 + (37300-\dot{m}_1-\dot{m}_2-\dot{m}_3)*0,98(74-57)=565*\dot{m}_4 \quad (4.4)$$

de acuerdo a la ecuación (2.9) obtenemos:

$$24900=\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (4.5)$$

Resolviendo el sistema de cinco ecuaciones con cinco incógnitas obtenemos:

$$\dot{m}_1=5366,57\text{kg/h}; \dot{m}_2=5884,89\text{kg/h}; \dot{m}_3=6596,47\text{kg/h};$$

$$\dot{m}_4=7052,07; \dot{m}_v=7678,72\text{kg/h}$$

Balance de masas de vapor en el calentamiento de caldo de prensa.-Datos preliminares:

Flujo másico de caldo de prensa(\dot{m}_f)=44300kg/h

Temperatura de ingreso del caldo de prensa(T_1)=68°C

Temperatura de salida del caldo de prensa(T_e)=78°C

Composición del caldo de prensa:

sólidos=11,1%; grasas=9,65%; humedad=79,25%

Calor específico del caldo de prensa:

$c_f=0,111*0,82+ 0,0965*0,5+ 0,7925*1=0,932\text{kcal/kg-}^\circ\text{C}$

Vapor vivo:

Presión=6,3 kg/cm² (manométrico)

Temperatura=166°C

Calor latente del vapor =493 kcal/kg

De acuerdo al balance de calor en la ecuación (2.10) obtenemos:

$\dot{m}_v*493=44300*0,932(78-68)$

resultando: $\dot{m}_v=838,5\text{kg/h}$

Usando la misma ecuación efectuamos el balance de masas en los siguientes aparatos térmicos:

Calentador de caldo de separadoras:

Flujo másico de caldo de separadoras(\dot{m}_f)=43151kg/h

Temperatura de ingreso del caldo de separadoras
 $T_1=70^\circ\text{C}$

Temperatura de salida del caldo de separadoras
 $T_e=78^\circ\text{C}$

Composición del caldo de separadoras(C_f):

sólidos=5,81%; grasas=10,82%; humedad=83,39%

Calor espec.del caldo de sep.(C_f)= 0,936kcal/kg-°C

$\dot{m}_v=655,4$ kg/h

Calentador de sanguaza.-

Flujo másico de sanguaza(\dot{m}_f)=280,3kg/h

Temperatura de salida de la sanguaza(T_e)=95°C

Temperatura de ingreso de la sanguaza(T_i)=25°C

Composición de la sanguaza:

sólidos=7,5%; grasa=1,36%; humedad=91,14%

Calor específico de la sanguaza(C_f)=0,98kcal/kg-°C

$\dot{m}_v=39$ kg/h

Calentador de agua de cola.-

Flujo másico del agua de cola(\dot{m}_f)=37300 kg/h

Temperatura de salida del agua de cola(T_e)=70°C

Temperatura de ingreso del agua de cola(T_i)=60°C

Composición del agua de cola:

sólidos=8,22%; grasas=0,87%; humedad=90,91%

Calor espec.del agua de cola(C_f)= 0,981kcal/kg-°C

$\dot{m}_v=742,2$ kg/h

Calentador del aceite de centrifugadora.-Aceite con impurezas

Flujo másico del aceite de centrifugadora(\dot{m}_f)= 5851kg/h

Temperatura de salida del aceite de centrifugadora
 $T_e=90$ °C

Temperatura de ingreso del aceite de centrifugadora
 $T_i=60$ °C

Composición del aceite de centrifugadora:
 sólidos=0,62%; grasas=99,28%; humedad=0,1%
 $\dot{m}_v=185\text{kg/h}$

Calentador de petróleo.-

-Durante el funcionamiento de las cocinas:

Consumo de combustible=250 gal/h=910 kg/h
 Temperatura de salida del petróleo(T_s)=80°C
 Temperatura de ingreso del petróleo(T_1)=25°C
 Calor específico del petróleo(C_f)=0,34kcal/kg-°C
 $\dot{m}_v=34,5\text{ kg/h}$

-Durante el funcionamiento de la planta evaporadora.-

Consumo de combustible=180 gal/h=655 kg/h
 Temperatura de salida del petróleo(T_s)=80°C
 Temperatura de ingreso del petróleo(T_1)=25°C
 Calor específico del petróleo(C_f)=0,34kcal/kg-°C
 $\dot{m}_v=24,8\text{ kg/h}$

-Durante el funcionamiento de los secadores rotatorios.-

Consumo de combustible=490 gal/h=1782 kg/h
 Temperatura de salida del petróleo(T_s)=80°C
 Temperatura de ingreso del petróleo(T_1)=25°C
 Calor específico del petróleo(C_f)=0,34kcal/kg-°C
 $\dot{m}_v=67,6\text{ kg/h}$

Pérdidas de vapor por radiación en el sistema de tuberías.-

-Pérdidas por radiación en el colector principal de vapor:

Longitud lineal de tubería=70 mts.

Diámetro nominal de tubería=12"

Presión de vapor en la tubería=6,3 kg/cm²
(manométrica)

Temperatura de saturación correspondiente=166°C

Temperatura ambiental=20°C

Emisión de calor(E)=2245 W/m

de válvulas de compuerta=8 (14,9 mts. de longitud equivalente)

de bridas=16 (7 mts. de longitud equivalente)

Calor latente=493 kcal/kg=2061 kj/kg

Longitud efectiva de tubería incluyendo bridas y accesorios(I)=70 + 14,9 + 7=91,9 mts.

Aplicando la ecuación (2.14) obtenemos:

$$\dot{m}_{rad} = \frac{2245 * 91,9 * 3,6}{2062,3 * 4} = 90 \text{ kg/h}$$

-Pérdida por radiación en la tubería de la red principal de vapor a cocinadores.-

Longitud lineal de tubería=74 mts

de válvulas de compuerta=6 (11,2 mts de longitud equivalente)

de bridas=12 (5,3 mts de longitud equivalente)

Diámetro nominal de tubería=10"

Longitud efectiva de tuberías incluyendo bridas, válvulas y otros(I)=74 + 11,2 + 5,3=90,5 mts

Presión de vapor en la tubería=6,3 kg/cm²
(manométrica)

Temperatura de saturación correspondiente=166°C

Temperatura ambiental=20°C

Diferencia de temperaturas=146°C

Emisión de calor (E)=1903 W/m (de acuerdo a extrapolación en tabla de Spirax Sarco Information Book IB-7)

Aplicando la ecuación (2.14) obtenemos:

$\dot{m}_v=75,2$ kg/h

-Pérdida por radiación en la tubería que va de la red de vapor a la planta evaporadora.-

Longitud lineal de tubería=30 mts

de válvulas de compuerta=2 (3,7 mts de longitud equivalente)

de bridas=4 (1,8 mts de longitud equivalente)

Longitud efectiva incluyendo bridas, válvulas y otros accesorios (I)=30 + 3,7 + 1,8=35,5 mts

Presión de vapor en la tubería=6,3 kg/cm²
(manométrica)

Temperatura de saturación correspondiente=166°C

Temperatura ambiental=20°C

Diferencia de temperaturas=146°C

Diámetro nominal de tubería=10"

Emisión de calor(E)=1903 W/m(de acuerdo a extrapolación en tabla de Spirax Sarco Information

Book IB-7)

Aplicando la ecuación (2.14) obtenemos:

$$\dot{m}_v = 29,5 \text{ kg/h}$$

Consumo total de vapor debido a pérdidas por radiación: $90 + 75,2 + 29,5 = 194,7 \text{ kg/h}$

Balance de masas de vapor en la planta:

	Kg/h	%
Producción	18864	100,0
Consumos:		
-Cocinadores	7829	41,5
-Evaporadores	7679	40,7
-Calentamiento de caldo de prensa, caldo de separadora, sanguaza, petróleo, aceite de centrifugadora, agua de cola, etc.	2587	13,7
-Pérdida por radiación en el sistema de tuberías	194,7	1,03
-Pérdida por radiación en cocinadores, evaporadores, y tanques de calentamiento de sanguaza, caldo de prensa, caldo de separadora, aceite de centrifugadora, agua de cola, fugas, etc.	574,3	3,07

TABLA Nº 4.1

Vapor Generado por Calderos 2, 5 y 8

Periodo	Consumo promedio de combustible (Kg/h)	Eficiencia de calderos (%)	Presión de vapor (kg/cm ²)	Vapor producido (kg/h)
Durante el funcionamiento de los cocinadores 1 y 3	910	74.4	90	10544
Durante el funcionamiento de la Planta Evaporadora	655	74.4	90	8320
			Total	18864

Tabla N°4.2 Vapor consumido por la instalación

Sector	Flujo másico de fluido a calentar y/o evaporar (Kg/h)	Temperatura de ingreso de fluido (°C)	Temperatura de salida de fluido (°C)	Presión de vapor manométrica (Kg/cm ²)	Vapor consumido (Kg/h)	%
Cocinamiento de pescado	60 000	20	95	3.26	directo: 3067 indirecto: 4762	16.3 25.2
Evaporación del agua de cola	37 300			1.84	7679	40.7
Calentamiento de caldo de prensa	44 300	68	78	6.3	838.5	4.4
Calentamiento de caldo de separadores	43 151	70	78	6.3	655.4	3.5
Calentamiento de sanguaza	280.3	25	95	6.3	39	0.2
Calentamiento de petróleo	3347	25	80	6.3	126.9	0.7
Calentamiento de agua de cola	37 300	60	70	6.3	742.2	3.9
Calentamiento del aceite de centrifugadora	5851	60	90	6.3	185	1.0
Radiación en el sistema de tuberías				6.3	194.7	1.03
Radiación en cocinadores, evaporadores, etc.				6.3	574.3	3.07

4.2 Balance Energético y Exergético de los calderos.-La Unidad Operativa en estudio se encontraba con 7 calderos pirotubulares y una caldera acuotubular donde sus capacidades varían desde los 600 a 1000 BHP. La caldera acuotubular estaba fuera de servicio y se estaba cambiando la cámara de fuego de uno de los calderos pirotubulares. Solo se trabajó con 3 calderos para la cantidad de materia prima procesada; estos calderos estaban definidos de acuerdo a una numeración correlativa (#1,#2,.....,#8) y de acuerdo a ésta se trabajó con los calderos #2, #5 y #8.

4.2.1 Cálculo de flujos de vapor y combustible correspondiente a cada caldero.-De acuerdo al criterio utilizado para el cálculo de vapor generado en 4.1 establecemos lo siguiente:

Caldero #2:

$$\dot{m}_{v2} = \frac{\dot{m}_{c2} * 9827 * 0,648}{630,7} = 10,1 * \dot{m}_{c2}$$

Caldero #5:

$$\dot{m}_{v5} = \frac{\dot{m}_{c5} * 9827 * 0,832}{630,7} = 12,96 * \dot{m}_{c5}$$

Caldero #8:

$$\dot{m}_{v8} = \frac{\dot{m}_{c8} * 9827 * 0,752}{630,7} = 11,72 * \dot{m}_{c8}$$

De acuerdo al vapor total generado y al

combustible total consumido obtenemos:

$$\dot{m}_{c2} + \dot{m}_{c5} + \dot{m}_{c8} = 1565 \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_{v2} + \dot{m}_{v5} + \dot{m}_{v8} = 18864 \quad (4.7)$$

La eficiencia promedio de las 3 calderas es:

$$\eta_p = (0,648 + 0,832 + 0,752) / 3 = 0,744$$

Como la eficiencia del caldero #8 (0,752) es cercana a 0,744 asumimos como flujo másico de combustible (\dot{m}_{c8}) igual a $1565/3 = 522 \text{ kg/h}$

Reemplazando en las ecuaciones (4.6) y (4.7) obtenemos:

$$\dot{m}_{c2} = 270 \text{ kg/h}; \quad \dot{m}_{c5} = 773 \text{ kg/h}; \quad \dot{m}_{c8} = 522 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{v2} = 2727 \text{ kg/h}; \quad \dot{m}_{v5} = 10022 \text{ kg/h}; \quad \dot{m}_{v8} = 6118 \text{ kg/h}$$

Al reemplazar en la ecuación (4.7) obtenemos:

$$\dot{m}_{v2} + \dot{m}_{v5} + \dot{m}_{v8} = 18867 \neq 18864$$

Si consideramos $\dot{m}_{c8} = 510 \text{ kg/h}$; $\dot{m}_{v8} = 5977 \text{ kg/h}$; y reemplazando en las ecuaciones (4.6) y (4.7) obtendríamos:

$$\dot{m}_{v2} = 2777,5 \text{ kg/h}; \quad \dot{m}_{v5} = 10109 \text{ kg/h}; \quad \dot{m}_{c2} = 275 \text{ kg/h};$$

$$\dot{m}_{c5} = 780 \text{ kg/h}$$

Al sumar los flujos de vapor obtenemos:

$$\dot{m}_{v2} + \dot{m}_{v5} + \dot{m}_{v8} = 18863,5 \approx 18864 \text{ kg/h}$$

Por lo tanto concluiremos que los flujos másicos anteriormente obtenidos son los adecuados para utilizarlos en nuestros balances energético y exergético.

4.2.2 Balance Energético.-De acuerdo a la ecuación (1.7) establecemos el balance de calor correspondiente al caldero #5:

$$P_{ces} + Q_{aire} + Q_{comb} = Q_1 + \sum_{i=1}^6 Q_p$$

Donde:

-P_{ces}=Poder calorífico superior del combustible

Para el pet. residual #6

$$P_{ces} = 10500 \text{ kcal/kgcomb. (100\%)}$$

-Q_{aire}=Calor introducido por el aire en caso de precalentamiento; Q_{aire}=0

-Calor introducido por el combustible en caso de precalentamiento. Q_{comb}=C_{pet}(T_s-T₁); siendo:

C_{pet}: Calor específico del petróleo=0,51kcal/kg-°C

T_s=80°C; T₁=25°C; luego: Q_{comb}=28,05 kcal/kgcomb.

(0,27%)

Q₁=Calor entregado a la sustancia de trabajo

$$Q_1 = \frac{\dot{m}_v (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c}$$

h₂=660,7 kcal/kg; h₁=30 kcal/kg;

\dot{m}_c =780 kg/h; \dot{m}_v =10109 kg/h

reemplazando:

$$Q_1 = 8174 \text{ kcal/kgcomb. (77,85\%)}$$

-Q₂=Pérdida de calor sensible en los gases de escape

$$Q_2 = m_g C_{pg} (T_g - T_a); m_g = \frac{\sum nM(\text{Componentes})}{\sum nM(\text{Carbono})} * (\%C/100)$$

	%	n	M	nM(comp)	nM(carb)
CO ₂	13,7	13,7	44	602,8	164,4
O ₂	2,9	2,9	32	92,8	
CO	0,287	0,287	28	8,036	3,444
N ₂	83,113	83,113	28	2327,16	
				3030,8	167,84

$$m_g = \frac{3030,8}{167,84} * 0,85 = 15,35 \frac{\text{kg.gases secos}}{\text{kg comb.}}$$

$$C_{Pg} = 0,275 \text{ kcal/kg-}^\circ\text{C};$$

$$T_g = \text{Temperatura de gases de escape} = 264^\circ\text{C}$$

$$T_a = \text{Temperatura del ambiente} = 25^\circ\text{C}$$

$$\text{reemplazando valores: } Q_2 = 1008,8 \text{ kcal/kg}(9,61\%)$$

-Q₃=Pérdida de calor al evaporar el agua formada al quemar el hidrógeno del combustible

$$Q_3 = 9H\{(100 - T_c) + 538 + 0,45(T_g - 100)\}; \text{ para un}$$

petróleo residual #6 cuyos porcentajes en peso de sus componentes son: C=85%; H=13,8%; S=1,2%

$$T_c = \text{temperatura del combustible al ingreso } T_c = 80^\circ\text{C}$$

$$T_g = \text{temperatura de los gases de escape } T_g = 264^\circ\text{C}$$

reemplazando valores:

$$Q_3 = 9 * 0,138\{(100 - 80) + 538 + 0,45(264 - 100)\} =$$

$$784,7 \text{ kcal/kg comb. } (7,47\%)$$

-Q₄=Pérdida de calor debida a la combustión incompleta

$$Q_4 = \frac{\%CO}{\%CO + \%CO_2} * 5636 * (\%C / 100); \%CO = 0,287; \%CO_2 = 13,7$$

$$\%C = 85$$

reemplazando valores:

$$Q_4 = 98,3 \text{ kcal/kgcomb. (0,94\%)}$$

-Q₅=Pérdida de calor por calentamiento de la humedad del aire

$$Q_5 = W_g C_{pv} (T_g - T_a); \quad W_g = W * Ra/c \text{ donde:}$$

W=humedad absoluta, se calcula de acuerdo a tablas con TBS (temperatura de bulbo seco)=25°C y

TBH (temperatura de bulbo húmedo)=23.5°C

$$\text{resultando: } W = 0,0178 \frac{\text{kg(vapor de agua)}}{\text{kg(aire seco)}}$$

$$Ra/c = \text{relación aire-combustible} = \frac{32a + 28b}{12x + y}$$

donde a, b, x, y se obtienen del análisis de los productos de la combustión:



$$\text{resultando: } x = 13,987; \quad y = 21,4; \quad b = 83,113;$$

a = 22,1; g = 10,7. Por consiguiente calculamos Ra/c

$$Ra/c = 16,03 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg comb.}}$$

C_{pv}=Calor específico medio del vapor de agua = 0,45 kcal/kg-°K

T_g=264°C; T_a=25°C. Reemplazando valores en la ecuación para obtener Q₅=30,7 kcal/kgcomb (0,29%)

-Q₆=Pérdida de calor por radiación y otras no calculables

$$Q_6 = P_{c\&e} + Q_{comb} - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) =$$

$$431,55 \text{ kcal/kgcomb (4,1\%)}$$

4.2.3 Balance Exergético.-De la ecuación (1.30)

establecemos lo siguiente :

$$E_c + E_a + E_{comb.} = E_u + \sum_{i=1}^4 \Delta E_{p_i}$$

-E_c=Exergía de la reacción aire-combustible

para hidrocarburos líquidos $E_c = 0,975 * P_{ce} =$

10237,5kcal/kgcomb (100%)

-E_a=Exergía del aire precalentado=0 (sin

precalentamiento)

-E_{comb.}=Exergía del combustible precalentado

$E_{comb.} = Q_{comb.} (1 - T_0 / T_{máx})$; $T_0 = 25^\circ C$; $T_{máx} = 80^\circ C$

$E_{comb.} = 4,37kcal/kgcomb$ (0,04%)

-E_u=Exergía utilizada por la sustancia de trabajo

$E_u = (m_v / m_c) \{ (h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1) \} =$

3817,5kcal/kgcomb (37,3%)

-ΔE_{p1}=Pérdida de exergía en los gases de escape

debido a su calor sensible

$\Delta E_{p1} = T_0 \sum (m_i (s_2 - s_1))_i$

$T_2=537^\circ\text{K}$	$T_0=298^\circ\text{K}$	s_2-s_1	s_2-s_1
kcal/kmol-K	kcal/kmol-K	kcal/kmol-K	kcal/kg-K
$s_2(\text{CO}_2)=56,9$	$s_1(\text{CO}_2)=51,15$	5,75	0,1307
$s_2(\text{CO})=51,4$	$s_1(\text{CO})=47,29$	4,11	0,1468
$s_2(\text{O}_2)=53,3$	$s_2(\text{O}_2)=49,08$	4,22	0,1319
$s_2(\text{N}_2)=49,9$	$s_1(\text{N}_2)=45,84$	4,06	0,145

$$m_{\text{CO}_2} = \frac{602,8}{3030,8} * 15,35 = 3,05 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg comb.}};$$

$$m_{\text{CO}} = \frac{8,036}{3030,8} * 15,35 = 0,04 \frac{\text{kg CO}}{\text{kg comb.}};$$

$$m_{\text{O}_2} = \frac{92,8}{3030,8} * 15,35 = 0,47 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg comb.}};$$

$$m_{\text{N}_2} = \frac{2327,16}{3030,8} * 15,35 = 11,79 \frac{\text{kg N}_2}{\text{kg comb}}$$

$$m(s_2-s_1)\text{CO}_2 = 0,3986 \text{kcal/kg comb-K}$$

$$m(s_2-s_1)\text{CO} = 0,005872 \quad "$$

$$m(s_2-s_1)\text{O}_2 = 0,062 \quad "$$

$$m(s_2-s_1)\text{N}_2 = 1,71 \quad "$$

$$\Sigma(m_1(s_2-s_1))_1 = 2,1765 \text{kcal/kg comb-K}$$

Reemplazando valores: $\Delta E_{P1} = 648,6 \text{kcal/kg comb (6,3\%)}$

$-\Delta E_{P2}$ = Pérdida de exergía por irreversibilidad de la combustión

$$\Delta E_{P2} = T_0 \Delta S_1 = T_0 (S'_{o2} - S'_{o1}); \text{ donde:}$$

$$S'_{o1} = S'_{C_x H_y} + S'_{\text{aire}}; C_x H_y = C_{13,987} H_{21,4} \approx C_{12} H_{26}$$

$$S'_{C_x H_y} = 0,875 \text{kcal/kg comb-K};$$

$$S'_{\text{aire}} = 26,34 \text{kcal/kg comb-K. Efectuando la suma}$$

$$S'_{o1} = 26,34 + 0,875 = 27,214 \text{kcal/kg comb-K}$$

Determinación de T_{2g} (Temperatura de la flama

adiabática): Suponemos que todos los componentes productos de la combustión se comportan como gases ideales.

De acuerdo a la primera ley:

H_r (entalpía de reacción) = H_p (entalpía de los productos)

$$\sum n_i (h_f + (h - h_{298K}))_i = \sum n_e (h_f + (h_T - h_{298K}))_e$$

h_T = entalpía de cada componente a la temperatura de la flama adiabática

h_f = entalpía de formación

Para combustibles líquidos (petróleo)

$$\sum n_i (h_f + (h - h_{298K}))_i = (h_f + (h - h_{298K})) C_x H_y$$

$$\sum n_e (h_f + (h_T - h_{298K}))_e = (h_f + (h_T - h_{298K})) N_2 +$$

$$(h_f + (h_T - h_{298K})) O_2 + (h_f + (h_T - h_{298K})) CO_2 +$$

$$(h_f + (h_T - h_{298K})) H_2O + (h_f + (h_T - h_{298K})) CO$$

El cálculo de T_{2g} se efectúa por tanteos:

$$(h_f + (h - h_{298K})) C_x H_y = -69250 \text{ kcal/kmol}$$

Para $T_{2g} = 2100^\circ K$

$$\sum n_e (h_f + (h_T - h_{298K})) = -161742 \text{ kcal/kmol}$$

Para $T_{2g} = 2200^\circ K$

$$\sum n_e (h_f + (h_T - h_{298K})) = -53585,5 \text{ kcal/kmol}$$

Interpolando: $T_{2g} = 2115^\circ K$

Para $T_{2g}=2115^{\circ}\text{K}$

	S' (entropía abs) kcal/kmol-K	S' (entropía abs) kcal/kg _{comb} -K
CO ₂	74,8	5,19
CO	62,4	0,09
O ₂	64,8	0,95
N ₂	60,8	25,38
		31,8

Reemplazando en la ecuación:

$$\Delta E_{p2}=1368,5 \text{ kcal/kgcomb (13,4\%)}$$

$-\Delta E_{p3}$ =Pérdida de exergía por transferencia irreversible del calor

$$\Delta E_{p3}=T_o(\Delta S_{H_2O}-\Delta S_g);$$

$$\Delta S_{H_2O}=(\dot{m}_v/\dot{m}_c)*\Delta S_{H_2O}=19,44\text{kcal/kgcomb-K}$$

$$\Delta S_g=m_g C_{p_g} \ln(T_{2g}/T_g)=5,79\text{kcal/kgcomb-K}$$

Reemplazando valores: $\Delta E_{p3}=4068,7 \text{ kcal/kgcomb (39,7\%)}$

$-\Delta E_{p4}$ =Pérdida de exergía por radiación y otras irreversibilidades no calculables

$$\Delta E_{p4}=E_c + E_{comb} - \Delta E_{p1} - \Delta E_{p2} - \Delta E_{p3} - E_u$$

$$\Delta E_{p4}=338,57 \text{ kcal/kgcomb (3,34\%)}$$

Siguiendo el mismo procedimiento de cálculo determinamos los balances energético y exergético de los calderos #2 y #8. Resumimos dichos balances en los cuadros que se muestran a continuación.

Balance Energético

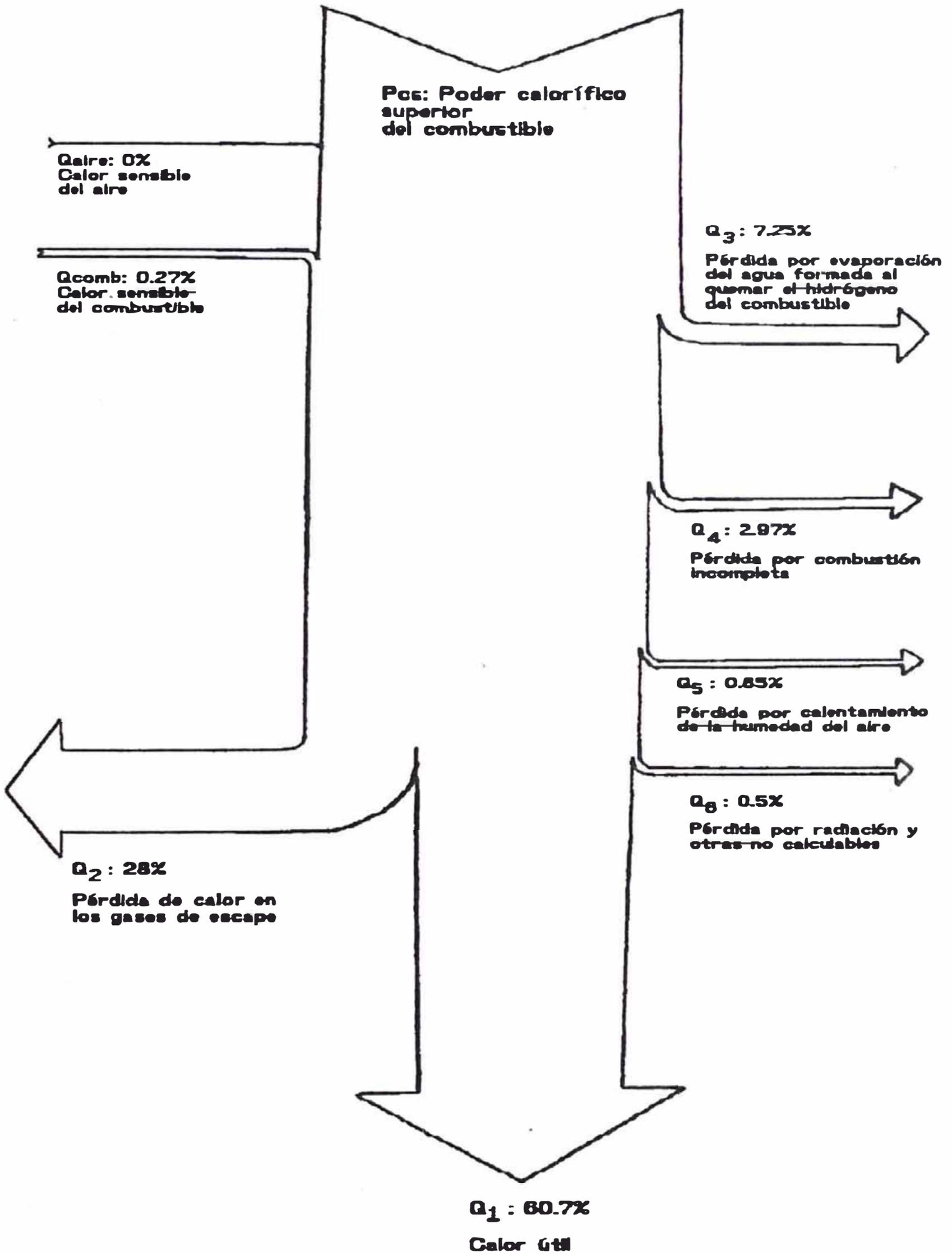
Energía Utilizada o Pérdida	Caldero 02	Caldero 05	Caldero 08
Pcs : Poder calorífico superior del combustible	10500 (100%)	10500 (100%)	10500 (100%)
Qaire : Calor sensible del aire	0	0	0
Qcomb : Calor sensible del combustible	28.05 (0.27%)	28.05 (0.27%)	28.05 (0.27%)
Q ₁ : Calor útil	6370 (60.7%)	8174 (77.85%)	7391.6 (70.4%)
Q ₂ : Gases de escape	2941.2 (28%)	1008.8 (9.61%)	1845.89 (17.58%)
Q ₃ : Evaporación del agua formada al quemar el hidrógeno del combustible	762.3 (7.25%)	784.7 (7.47%)	794.2 (7.56%)
Q ₄ : Combustión incompleta	312.2 (2.97%)	98.3 (0.94%)	13.55 (0.13%)
Q ₅ : Calentamiento de la humedad del aire	89.5 (0.85%)	30.7 (0.29%)	56 (0.53%)
Q ₆ : Radiación y otras no calculables	52.9 (0.50%)	431.55 (4.11%)	426.85 (4.07%)

Balance Exergético

Energía Utilizada o Pérdida	Caldero 02	Caldero 05	Caldero 08
Ec : Exergía de la reacción aire - combustible	10237.5 (100%)	10237.5 (100%)	10237.5 (100%)
Eaire : Exergía del aire	0	0	0
Ecomb : Exergía del combustible	4.37 (0.04%)	4.37 (0.04%)	4.37 (0.04%)
E _u : Exergía utilizada	2975 (29.1%)	3817.5 (37.3%)	3452.1 (33.7%)
ΔE _{p1} : Gases de escape	2019.5 (19.7%)	648.6 (6.3%)	1183.7 (11.56%)
ΔE _{p2} : Combustión	1761.48 (17.21%)	1368.5 (13.4%)	1994.2 (19.48%)
ΔE _{p3} : Transferencia irreversible del calor	1724.83 (16.83%)	4068.7 (39.7%)	3102 (30.3%)
ΔE _{p4} : Radiación y otras irreversibilidades no calculables	1761.1 (17.2%)	338.57 (3.34%)	509.9 (5%)

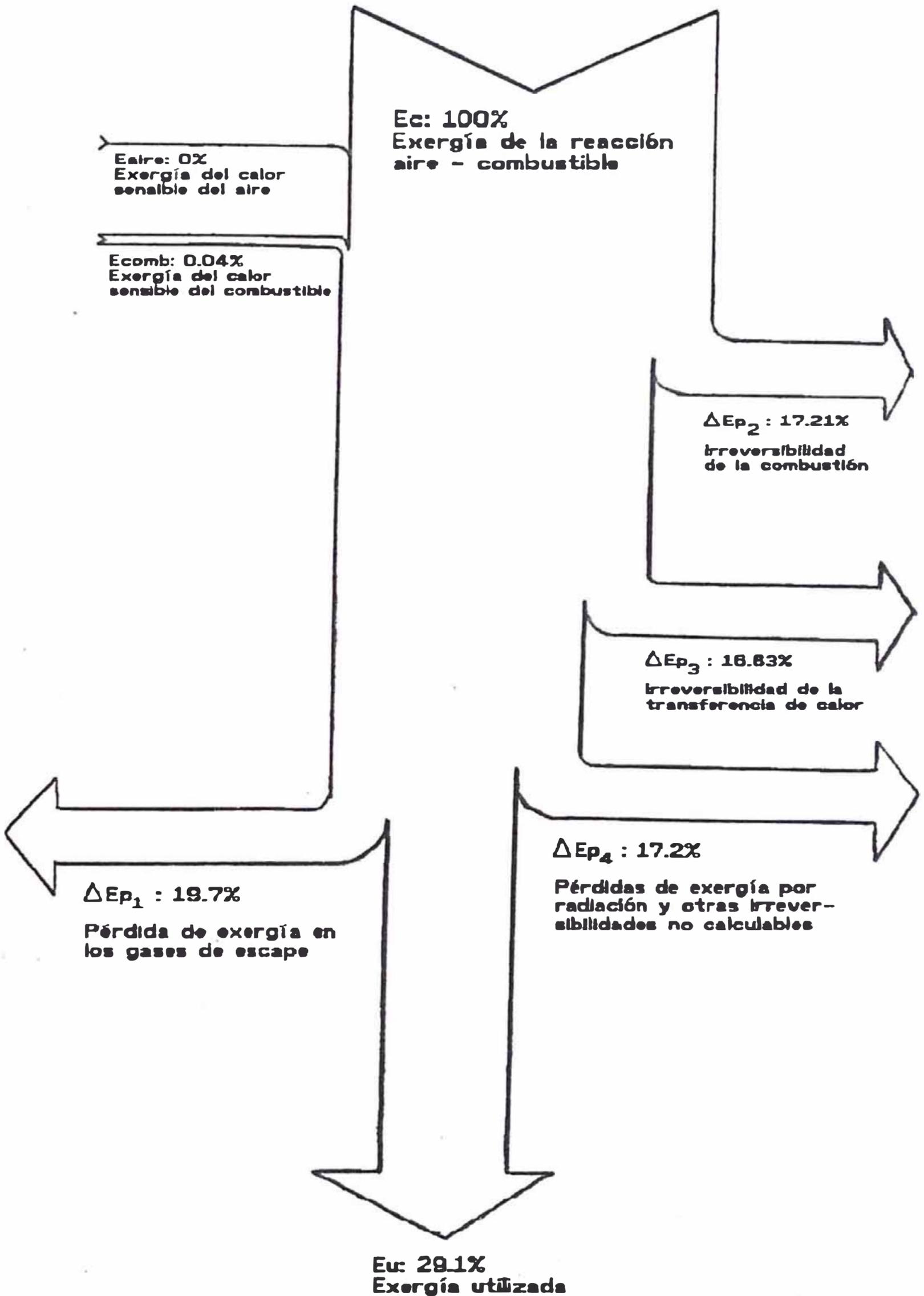
GALDERO #02

Diagrama Energético



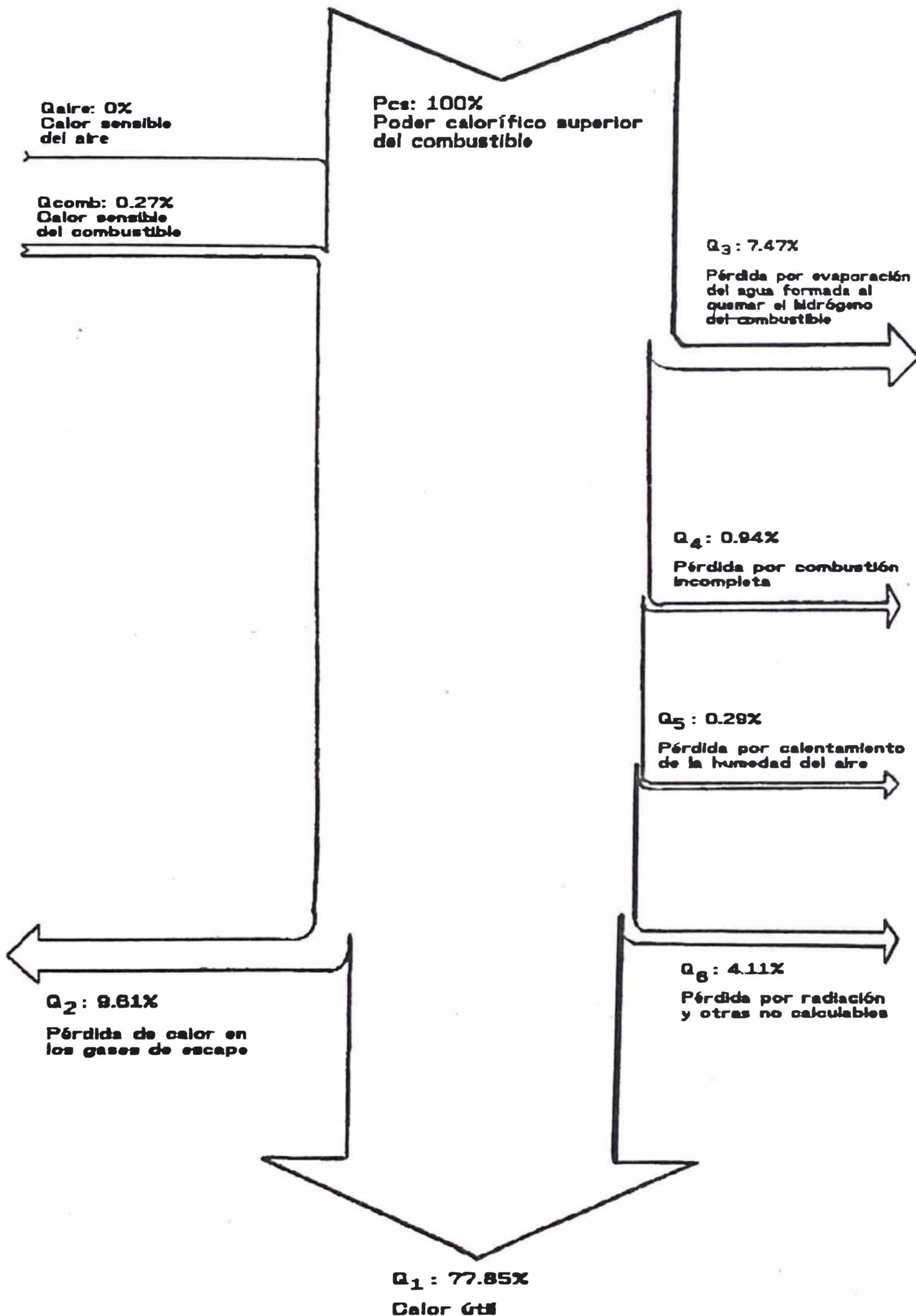
CALDERO #02

Diagrama Exergético

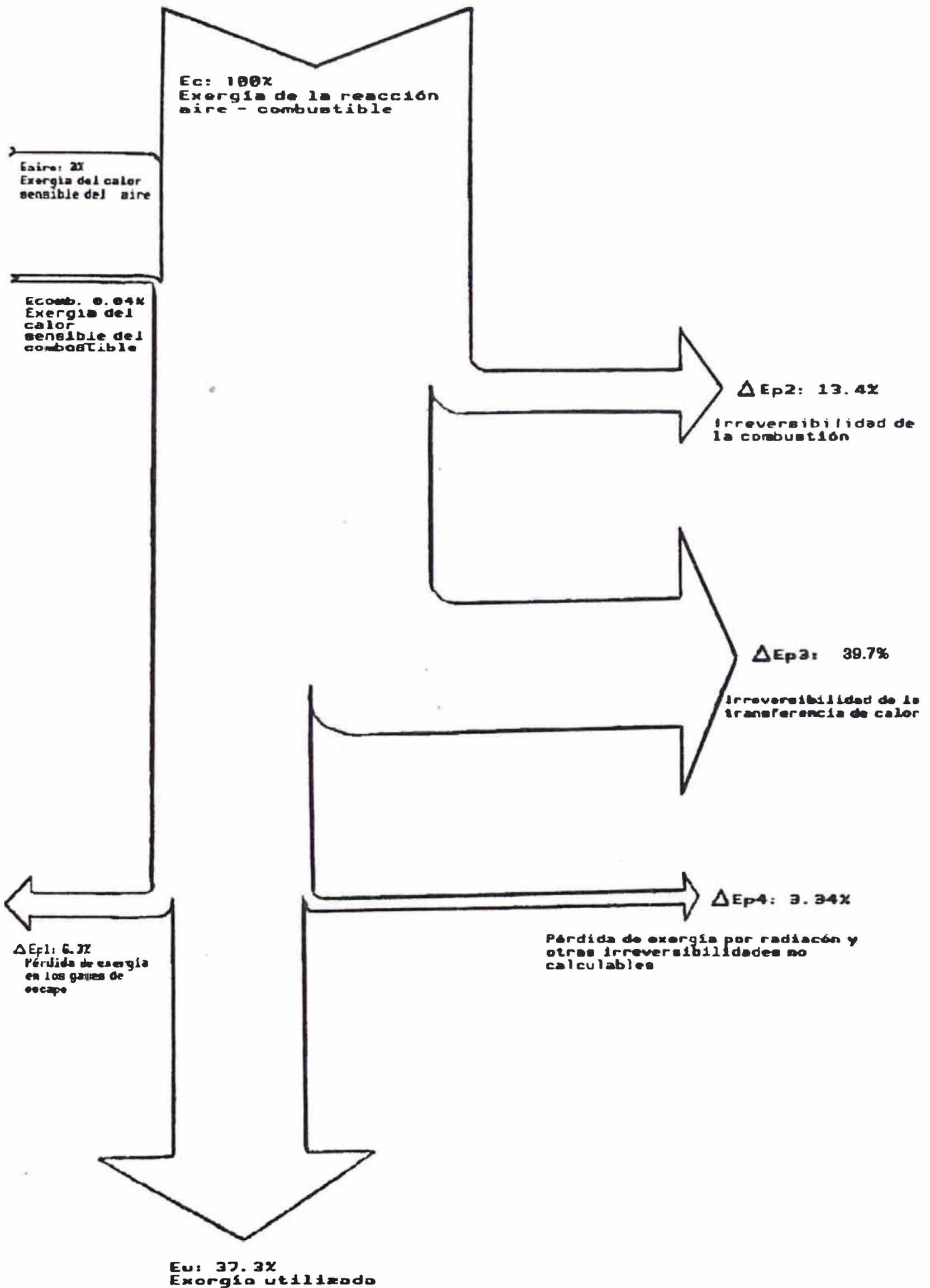


CALDERO #05

Diagrama Energético

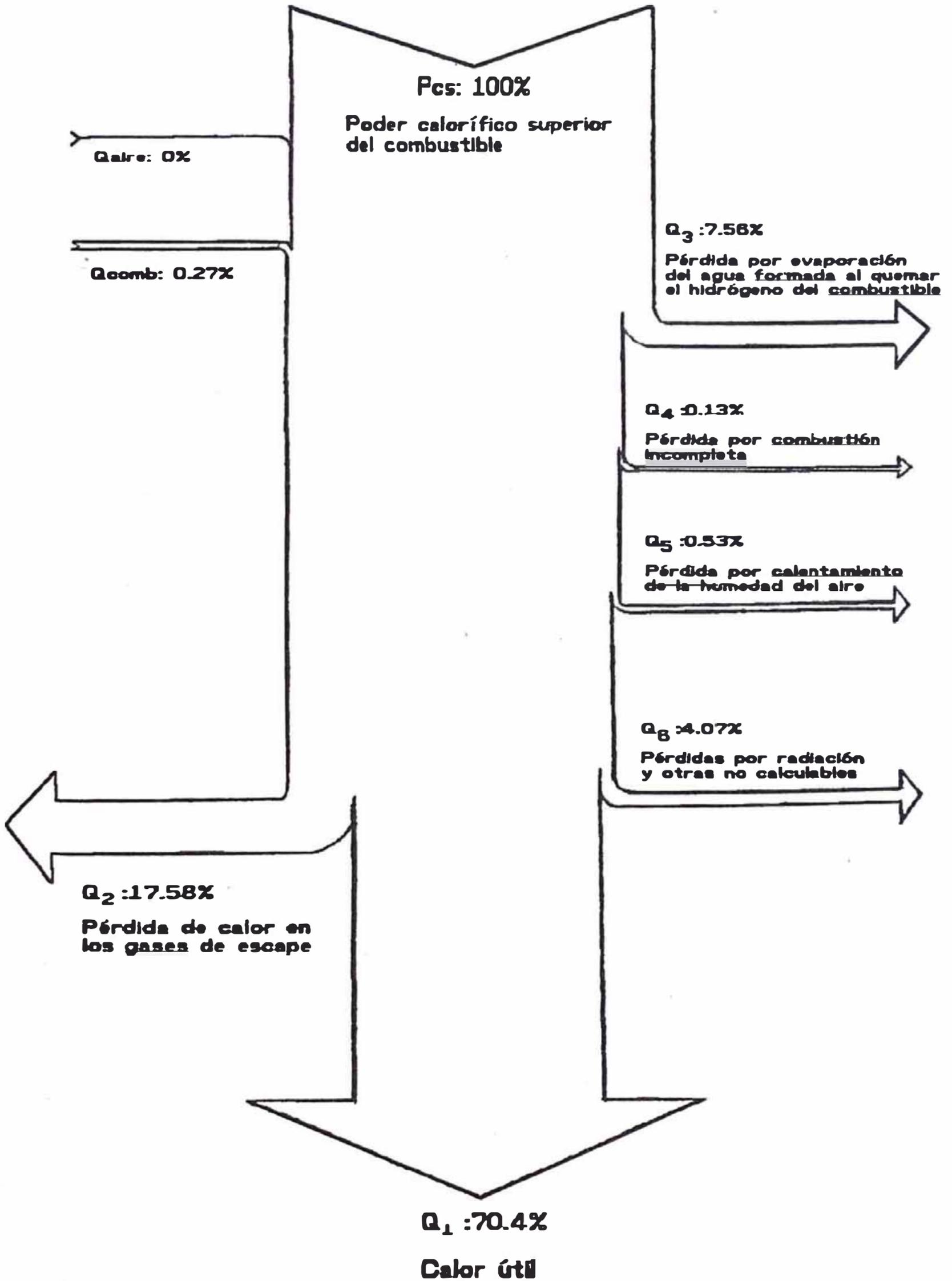


CALDERO #05
Diagrama Exergético



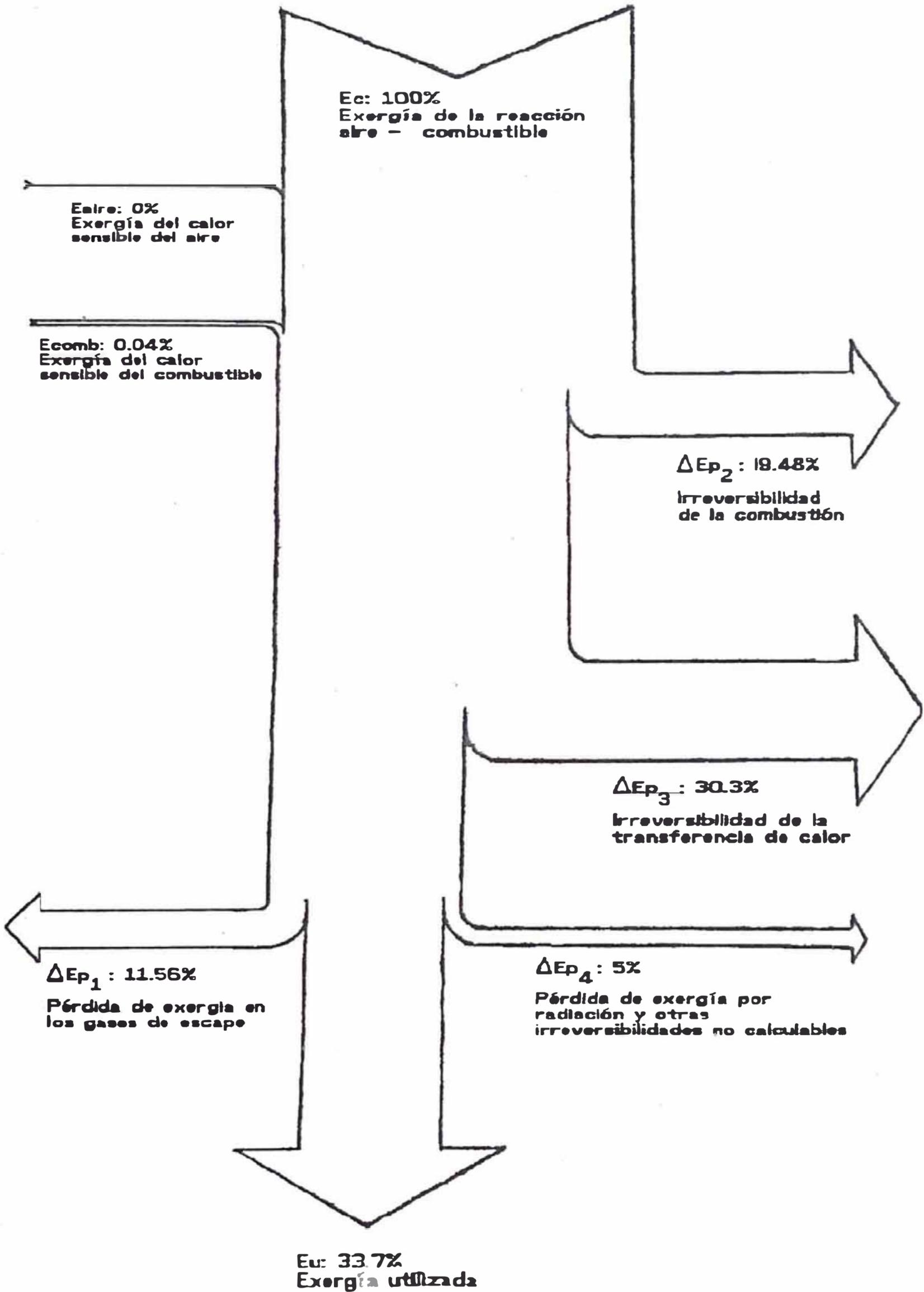
CALDERO # 08

Diagrama Energético



CALDERO #08

Diagrama Exergético



4.3 Balance Energético y Exergético de la Instalación.-

Para la instalación en estudio subdividimos el balance en dos partes:

4.3.1.-Balance energético y exergético en los secadores

4.3.2.-Balance energético y exergético en los equipos consumidores de vapor

4.3.1.1 Balance energético en los secadores.-De acuerdo a la ecuación (2.11) establecida en el capítulo 2 efectuamos los balances correspondientes para el conjunto de los dos secadores que trabajan en serie:

$$\Sigma(\text{Calores salientes})=\Sigma(\text{Calores entrantes})$$

Calores Entrantes:

E-1.-Calor de combustión del petróleo residual:

Consumo de los dos secadores=490gal/h

Poder calorífico superior=10500kcal/kg

Tiempo base=1 hora

$$E-1=18,522*10^6\text{kcal} (88,73\%)$$

E-2.-Calor sensible del petróleo residual:

Densidad del petróleo=3,63kg/gal

Calor específico del petróleo=0,51kcal/kg-C

Temperatura inicial del petróleo=80°C

$$E-2=490*3,63*0,51*80=0,073*10^6\text{kcal}$$

E-3.-Calor sensible del aire de combustión seco:

$$0,85*9827$$

Aire teórico necesario(A_0)=

$$1000$$

$$A_0=8,35\text{Nm}^3/\text{kg}$$

$$\text{Relación de aire(m)} = \frac{0,21}{0,21-0,14} = 3 = A/A_0$$

$$E-3 = 3 * 8,35 * 490 * 3,63 * 0,311 * 25 = 0,35 * 10^6 \text{kcal}$$

E-4.-Calor con humedad del aire de combustión:

$$A_0 = 8,35 \text{Nm}^3 / \text{kg comb} = 10,86 \text{kg aire} / \text{kg comb}$$

De acuerdo a $T_B = 25^\circ\text{C}$ y $T_{BH} = 23,5^\circ\text{C}$

$$W_g = 0,0178 \text{kg vapor} / \text{kg aire}$$

Entalpía de evaporización del agua a $25^\circ\text{C} = 607 \text{kcal/kg}$

$$E-4 = 0,0178 * 3 * 10,86 * 490 * 3,63 * 607$$

$$E-4 = 0,626 * 10^6 \text{kcal/kg}$$

E-5.-Calor sensible de la materia seca de pescado:

$$\text{Flujo másico de ingreso al secador} = 32349 \text{kg/h}$$

$$\% \text{ de sólidos} = 34,8$$

Calor específico de los sólidos de pescado = $0,82 \text{kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

Temperatura de ingreso al secador = 45°C

$$E-5 = 32349 * 0,348 * 0,82 * 45 = 0,415 * 10^6 \text{kcal}$$

E-6.-Calor sensible del agua de pescocado:

$$\% \text{ del contenido de agua} = 56,9$$

Calor específico del agua = $1 \text{kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

$$E-6 = 32349 * 0,569 * 1 * 45 = 0,828 * 10^6 \text{kcal}$$

E-7.-Calor sensible del aceite de pescado:

$$\% \text{ del contenido de aceite} = 8,2$$

Calor específico del aceite = $0,5 \text{kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

$$E-7 = 32349 * 0,082 * 0,5 * 45 = 0,06 * 10^6 \text{kcal}$$

Total de Calores Entrantes..... $20,874 * 10^6 \text{kcal}$

Calores Salientes:

S-1.-Calor sensible con materia seca de pescado:

Flujo másico de salida del secador=15200kg/h

% del contenido de sólidos=82,02

Calor específico de los sólidos de pescado=

0,82kcal/kg-°C

Temperatura a la salida del secador=65°C

S-1=15200*0,8202*0,82*65=0,664*10⁶kcal

S-2.-Calor sensible con humedad del pescado:

% del contenido de humedad=8,38

Calor específico del agua=1kcal/kg-°C

S-2=15200*0,0838*1*65=0,083*10⁶kcal

S-3.-Calor sensible con aceite de pescado:

% del contenido de aceite=9,6

Calor específico del aceite=0,5kcal/kg-°C

S-3=15200*0,096*0,5*65=0,047*10⁶kcal

S-4.-Calor sensible con humos secos:

Velocidad de los gases a la salida del secador

#1=2000pies/min=36576

Area de chimenea del secador #1=1,7m²

Densidad de los gases=1,2kg/m³

Calor específico de los gases=0,33kcal/m³-C

Temperatura de los gases a la salida del

secador #1=172°C

Velocidad de los gases a la salida del

secador #3=4000pie/min=73152m/h

Area de la chimenea del secador #3=0,81m²

Temperatura de los gases a la salida del

secador #3=77°C

$$S-4=(36576*1,7*172+73152*0,81*77)*1,2*0,33$$

$$S-4=6,042*10^6\text{kcal}$$

S-5.-Calor con vapor de agua en humos:

$$\text{Agua evaporada}=32349*0,569-15200*0,0838=$$

$$17149\text{kg/h}$$

$$\text{Humedad del aire}=0,0178*3*10,86*490*3,63=$$

$$1031,5\text{kg/h}$$

$$\text{Formada en combustión}=490*3,63*0,98=$$

$$1743\text{kg/h}; \text{donde: } 0,98=\text{relación}(\text{kgH}_2\text{O}/\text{kgcomb})$$

resultante en los productos de la

combustión

$$S-5=(17149+1031,5+1743)*649=12,93*10^6\text{kcal}$$

S-6.-Pérdidas de calor por radiación y otras no calculables:

$$S-6=1,108*10^6\text{kcal}$$

$$\text{Total de Calores Salientes}.....20,874*10^6\text{kcal}$$

4.3.1.2 Balance Exergético de los secadores.-Para su

realización se sigue un procedimiento similar al Balance Energético; se utilizan las mismas bases de datos, el mismo esquema de proceso y las mismas precauciones en las medidas. Se transforma en exergía multiplicando el calor por la fracción $(T_c-T_o)/T_c$ que representa la eficiencia máxima que puede obtenerse de la transformación de calor en trabajo; T_c es la temperatura absoluta del flujo entrante y T_o la temperatura del foco frío disponible. $(T_c-T_o)/T_c$

es el límite teórico mas favorable; en numerosos casos existen otros límites teóricos que recortan más aún la eficiencia máxima de la conversión de la energía térmica en trabajo. Para nuestro caso se considera $T_0=25^{\circ}\text{C}=298^{\circ}\text{K}$

Exergías Entrantes:

E-1.-Exergía del combustible:

$$E-1=0,975*18,522*10^6=18,059*10^6 \text{ kcal}$$

E-2.-Exergía del calor sensible del combustible

$$E-2=490*3,63*0,51(80-25)*(80-25)/353$$

$$E-2=0,0078*10^6 \text{ kcal}$$

E-3.-Exergía del calor sensible del aire de
combustión seco:

$$E-3=0$$

E-4.-Exergía del calor sensible con humedad del
aire de combustión:

$$E-4=0$$

E-5.-Exergía del calor sensible de la materia
seca de pescado:

$$E-5=32349*0,348*0,82*(45-25)*(45-25)/318$$

$$E-5=0,012*10^6 \text{ kcal}$$

E-6.-Exergía del calor sensible del agua de
pescado:

$$E-6=32349*0,569*1*(45-25)*(45-25)/318$$

$$E-6=0,023*10^6 \text{ kcal}$$

E-7.-Exergía del calor sensible del aceite de
pescado:

$$E-7=32349*0,082*0,5(45-25)*(45-25)/318$$

$$E-7=0,0017*10^6 \text{ kcal}$$

Exergía Total Entrante..... $18,104*10^6$
kcal

Exergías Salientes:

S-1.-Exergía del calor sensible de la materia
seca de pescado:

$$S-1=15200*0,8202*0,82(65-25)*(65-25)/338$$

$$S-1=0,048*10^6 \text{ kcal}$$

S-2.-Exergía del calor sensible con humedad de
pescado:

$$S-2=15200*0,0838*1(65-25)*(65-25)/338$$

$$S-2=0,006*10^6 \text{ kcal}$$

S-3.-Exergía del calor sensible con aceite de
pescado:

$$S-3=15200*0,096*0.5(65-25)*(65-25)/338$$

$$S-3=0,003*10^6 \text{ kcal}$$

S-4.-Exergía del calor sensible con humos secos:

$$S-4=1,377*10^6 \text{ kcal}$$

S-5.-Exergía del calor con vapor en humos:

$$S-5=19923,5*649*(125-25)/398=3,249*10^6 \text{ kcal}$$

Total de Exergía utilizada..... $4,683*10^6$ kcal

Pérdida de exergía por radiación y otras
irreversibilidades no calculables:

$$18,104*10^6-4,683*10^6=13,421*10^6 \text{ kcal}$$

Eficiencia exergética del secador de fuego
directo:

$$\eta_{\text{exerg}} = ((4,683 \times 10^6) / (18,104 \times 10^6)) * 100 = 25,9\%$$

4.3.2.1 Balance Energético de los equipos consumidores de vapor.-

Calor generado en los calderos:

$$G = 10600 * 630,7 + 8320 * 575,7 = 11,475 * 10^6 \text{ kcal}$$

C-1.-Calor consumido en el calentamiento de petróleo:

$$C-1 = 0,063 * 10^6 \text{ kcal}$$

C-2.-Calor consumido en el calentamiento de sanguaza:

$$C-2 = 0,019 * 10^6 \text{ kcal}$$

C-3.-Calor consumido en el cocinado de pescado:

$$C-3 = 4,14 * 10^6 \text{ kcal}$$

C-4.-Calor consumido en el calentamiento de caldo de prensa:

$$C-4 = 0,413 * 10^6 \text{ kcal}$$

C-5.-Calor consumido en el calentamiento de caldo de separadoras:

$$C-5 = 0,323 * 10^6 \text{ kcal}$$

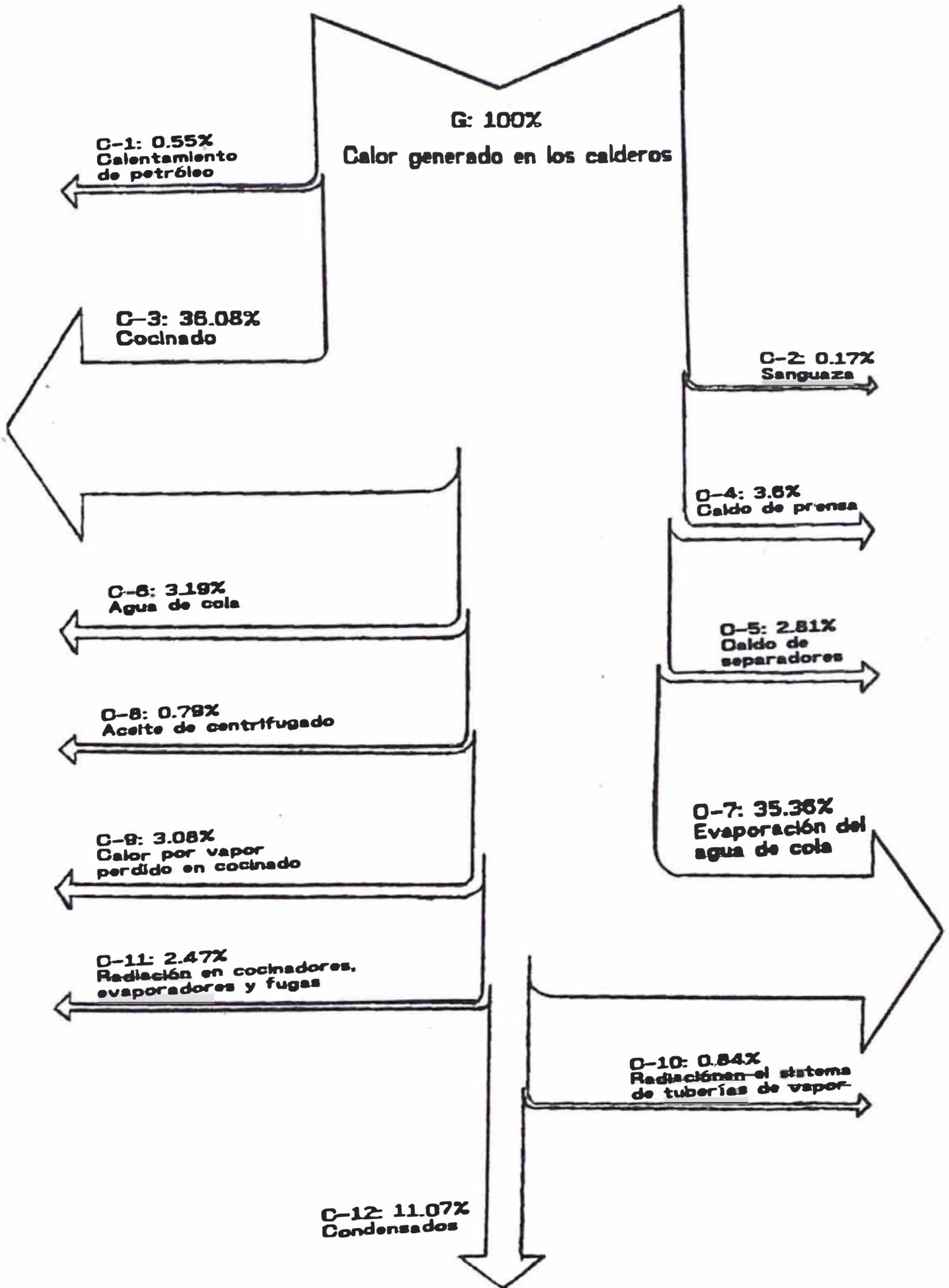
C-6.-Calor consumido en el calentamiento de agua de cola:

$$C-6 = 0,366 * 10^6 \text{ kcal}$$

C-7.-Calor consumido en la evaporación del agua de cola:

$$C-7 = 4,058 * 10^6 \text{ kcal}$$

Equipos consumidores de vapor
Diagrama Energético



Eficiencia energética de la instalación:
 $\eta_{\text{energía}} = 82.54\%$

C-8.-Calor consumido en el calentamiento del
aceite de centrifugadora:

$$C-8=0,091*10^6 \text{ kcal}$$

C-9.-Pérdida de calor por vapor perdido en
proceso de cocinado:

$$C-9=0,353*10^6 \text{ kcal}$$

C-10.-Pérdida de calor por radiación en el
sistema de tuberías a vapor:

$$C-10=0,096*10^6 \text{ kcal}$$

C-11.-Pérdida de calor por radiación en
cocinadores, evaporadores y fugas, etc.

$$C-11=574,3*493=0,283*10^6 \text{ kcal}$$

C-12.-Calor consumido en los condensados:

$$C-12=4762(146,5-30)+7678,7(117-85)+$$

$$3412,3(167,7-30)$$

$$C-12=1,27*10^6 \text{ kcal}$$

4.3.2.2 Balance Exergético en los equipos consumidores de vapor.-

E-1.-Exergía entregada a la instalación:

$$E-1=10600\{(660,7-30)-298(1,6047-0,1045)\} +$$

$$8320\{(660,7-85)-298(1,6047-0,271)\}$$

$$E-1=3.43*10^6 \text{ kcal}$$

S-1.-Exergía en el calentamiento del petróleo:

$$S-1=0,063*10^6(1-298/418)=0,02*10^6 \text{ kcal}$$

S-2.-Exergía en el calentamiento de sanguaza:

$$S-2=0,019*10^6(1-298/439)=0,0061*10^6 \text{ kcal}$$

S-3.-Exergía consumida en el cocinamiento de
pescado:

$$S-3=4,14*10^6(1-298/418)=1,189*10^6 \text{ kcal}$$

S-4.-Exergía en el calentamiento de caldo de
prensa:

$$S-4=0,413*10^6(1-298/439)=0,133*10^6 \text{ kcal}$$

S-5.-Exergía en el calentamiento de caldo de
separadoras:

$$S-5=0,323*10^6(1-298/439)=0,104*10^6 \text{ kcal}$$

S-6.-Exergía en el calentamiento de agua de
cola:

$$S-6=0,366*10^6(1-298/439)=0,118*10^6 \text{ kcal}$$

S-7.-Exergía consumida en la evaporación del
agua de cola:

$$S-7=4,14*10^6(1-298/390)=0,957*10^6 \text{ kcal}$$

S-8.-Exergía en el calentamiento de aceite de
centrifugadora:

$$S-8=0,091*10^6(1-298/439)=0,029*10^6 \text{ kcal}$$

S-9.-Pérdida de exergía por irreversibilidad de
los procesos:

$$S-9=0,259*10^6 \text{ kcal}$$

S-10.-Pérdida de exergía en la radiación del
sistema de tuberías:

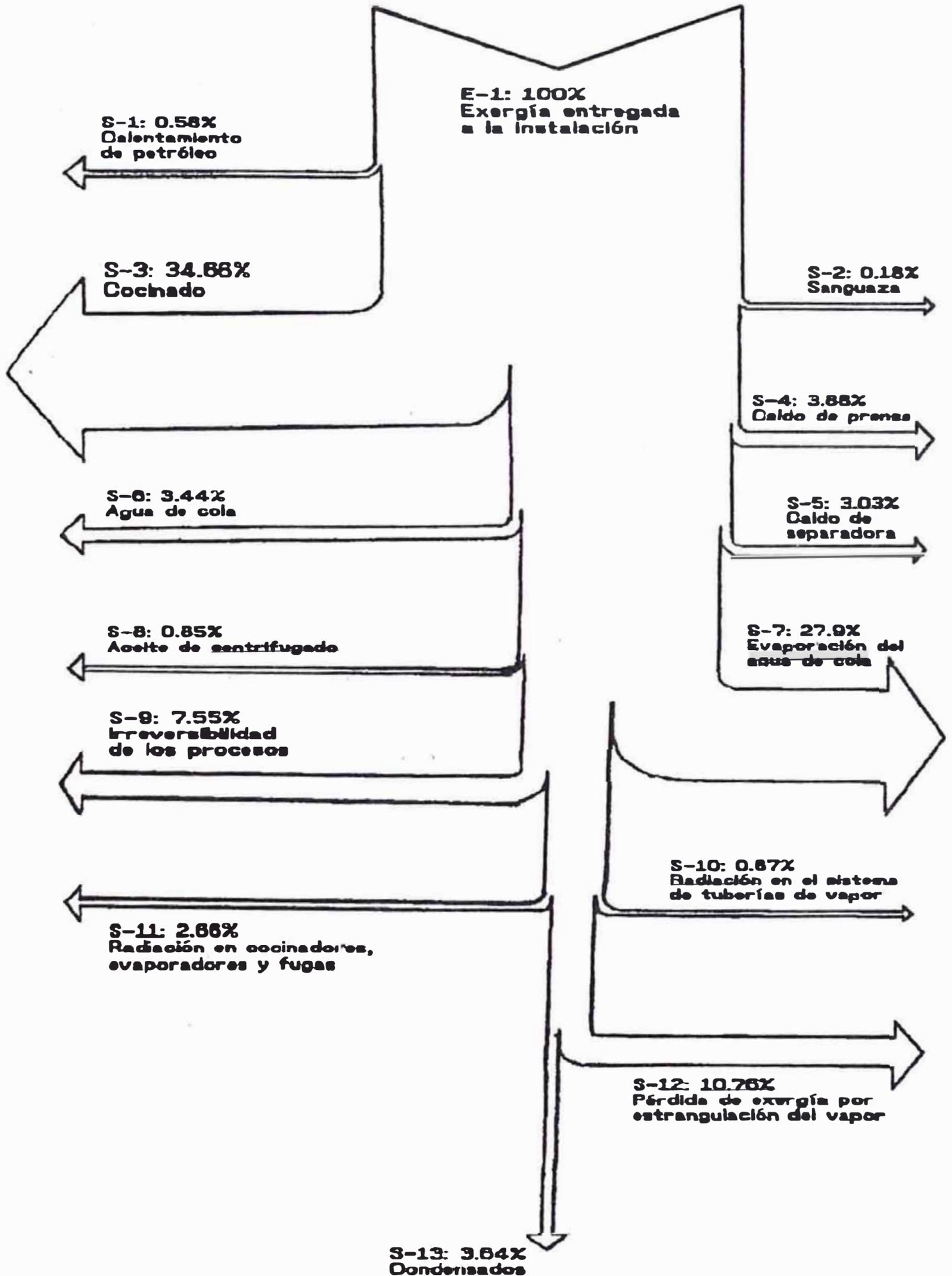
$$S-10=0,096*10^6(1-298/439)=0,03*10^6 \text{ kcal}$$

S-11.-Pérdida de exergía en la radiación de
cocinadores, evaporadores, etc.

$$S-11=0,283*10^6(1-298/439)=0,091*10^6 \text{ kcal}$$

Equipos Consumidores de Vapor

Diagrama Exergético



Eficiencia exergética de la instalación

$$\eta_{\text{exerg}} = 74.52\%$$

S-12.-Pérdida de exergía por estrangulación del vapor:

-Estrangulación del vapor para su ingreso a los cocinadores:

Presión inicial=7,33 kg/cm²(166°C)

Presión final=4,2 kg/cm²(145°C)

$$\Delta E_1 = \dot{m}_F * T_0 * 0,107 * \ln(p / (p - p))$$

$$\Delta E_1 = 0,139 * 10^6 \text{ kcal}$$

-Estrangulación del vapor para su ingreso a la planta evaporadora:

Presión inicial=7,33 kg/cm²

Presión final=1,84 kg/cm²

$$\Delta E_2 = 0,230 * 10^6 \text{ kcal}$$

$$S-12 = \Delta E_1 + \Delta E_2 = 0,369 * 10^6 \text{ kcal}$$

4.4 Estudio de Optimización Energética.-

4.4.1 Análisis de los balances efectuados en los calderos.-

4.4.1.1 De acuerdo al balance energético notamos que las pérdidas de calor por los gases de escape (Q₂) son las mayores en los 3 calderos seguidas de las pérdidas de calor al evaporar el agua formada al quemar el hidrógeno del combustible (Q₃). Las diferencias existentes entre las pérdidas correspondientes a cada caldero se deben exclusivamente a las diferencias que existen entre las temperaturas de los gases de escape.

4.4.1.2 Las pérdidas de calor debida a la combustión incompleta (Q_4) es mayor en el caldero #2 debido al bajo % de CO_2 en los gases de combustión lo cual nos demuestra el alto grado de imperfección de la combustión con aparición de inquemados, residuos de combustibles sin oxidar, partículas sólidas, etc. Este tipo de combustión puede producirse por las siguientes causas:

- La falta de uniformidad de pulverización en los combustibles líquidos, ya que cuanto mayor sea el número de gotas de gran tamaño, tanto mas fácil es que se produzcan inquemados, puesto que una gota de gran diámetro necesita un tiempo mayor de permanencia para quemarse por completo.
- El enfriamiento de la llama, lo que puede ocurrir cuando la mezcla aire-combustible incide sobre superficies relativamente frias, como el frente de la cámara de combustión o las paredes de un tubo de llama y también cuando se trabaja con un gran exceso de aire.

4.4.1.3 De acuerdo al balance exergetico notamos que no solamente los gases de escape contienen un alto % de irreversibilidad (19,7%) sino que además existen otras pérdidas exergeticas tanto o más significativas como la irreversibilidad de la combustión (19,48%) y la transferencia irreversible del calor debido a una diferencia

finita de temperaturas (39,7%) lo cual nos lleva a la necesidad de perfeccionar termodinámicamente dichos procesos.

4.4.1.4 Las causas de la mala transferencia de calor, y por tanto la elevada temperatura de los gases de escape pueden ser las siguientes:

-Las superficies de transferencia de calor se encuentran sucias por el lado de los humos (hollín) o del agua (incrustaciones) dificultando el paso del calor.

-Fugas de calor sensible de los gases que pasan directamente a la chimenea por defectuosa colocación o fallas del refractario (descolocación, agrietamiento, etc.) durante la operación.

4.4.1.5 Debido a la baja temperatura del petróleo (80°C) existe una mala atomización del mismo que conjuntamente con los altos % de exceso de aire conducen a las bajas eficiencias de combustión existentes.

4.4.2 Acciones necesarias para la optimización energética de los calderos.-

4.4.2.1 Reducción del exceso de aire:

De acuerdo a la información técnica disponible el nivel máximo recomendable del exceso de aire para el petróleo residual 6 es 20-25%. Para el caldero #5 su valor correspondiente se encuentra

por debajo del nivel máximo recomendable lo cual es aceptable; pero, para los calderos #2 y #8 reconsideraremos su nuevo exceso de aire en 25%.

4.4.2.2 Disminución de la temperatura de los gases de combustión:

Como regla práctica se puede establecer que la temperatura de los gases de chimenea debe estar entre 50°C y 70°C por encima de la temperatura correspondiente a la presión del vapor saturado producido por el caldero.

Para los calderos #5 y #8 la temperatura de los gases de combustión será:

$$T_g = 166^\circ\text{C} + 70^\circ\text{C} = 236^\circ\text{C}$$

Para el caldero #2 la temperatura de los gases de combustión se mantiene en: $T_g = 224^\circ\text{C}$.

4.4.2.3 Incremento de la temperatura de atomización del petróleo residual 6:

Para el petróleo residual 6 con valores de viscosidad siempre cercanos a 300 ssf (636cst) a 122°F, se encontrará para tiro forzado 102°C a 110°C y para tiro natural 110°C a 123°C con las cuales existen condiciones de atomización adecuadas. Para los calderos #2, #5 y #8 sera necesario incrementar la temperatura de atomización de combustible desde 80°C a 110°C.

4.4.2.4 Incremento de la temperatura del agua de alimentación:

El calor residual proveniente de los fluidos que se procesan, en este caso el aceite de pescado, son desperdiciados, permitiendo su enfriamiento natural. Nuestro objetivo es ahorrar petróleo en la generación de vapor, recuperando energía mediante un intercambiador de calor a placas; este proceso de recuperación se efectúa al enfriar el aceite de pescado desde 85°C a 35°C calentando a su vez en contraflujo agua blanda que en el peor de los casos se puede encontrar a 30°C aproximadamente, la cual será utilizada para la alimentación de la caldera según sea el flujo disponible del aceite y la demanda de agua en los calderos. Para calcular el incremento de la temperatura del agua de alimentación se tienen los siguientes datos:

Flujo del aceite de centrifugadora=5851kg/h

Temperatura inicial del aceite=85°C

Calor específico del aceite de centrifugadora=
0,502kcal/kg-°C

Temperatura final del aceite=35°C

Temperatura inicial del agua=30°C

Eficiencia de la transferencia de calor=95%

Aplicando la 1ra ley de la termodinámica:

$$m_{h_2o} \cdot C_{h_2o} \cdot \Delta t_{h_2o} = m_f \cdot C_f \cdot \Delta t_f \cdot 0,95$$

resultando: $\Delta t_{h_2o} = 7,4^\circ\text{C}$

Temperatura final del agua = $30 + 7,4 = 37,4^{\circ}\text{C}$

Las ventajas que se consiguen al implementar este sistema son:

-Al enfriar el aceite desde 85°C hasta 35°C obtenemos un aceite de calidad reduciendo notablemente pérdidas en el precio de venta.

-Se evita la oxidación del aceite y la fijación del color que lo vuelve más oscura. Las plantas refinadoras tienen que gastar más tierra blanqueadora para clarificar el aceite.

-Se evita el aumento del índice de acidez mejorando la cotización del precio para el aceite. Según el índice de acidez la planta refinadora se ve obligada a usar más soda cáustica para bajar la acidez reduciendo el rendimiento del aceite.

-Ahorro de petróleo enfriando el aceite con agua blanda de alimentación de la caldera.

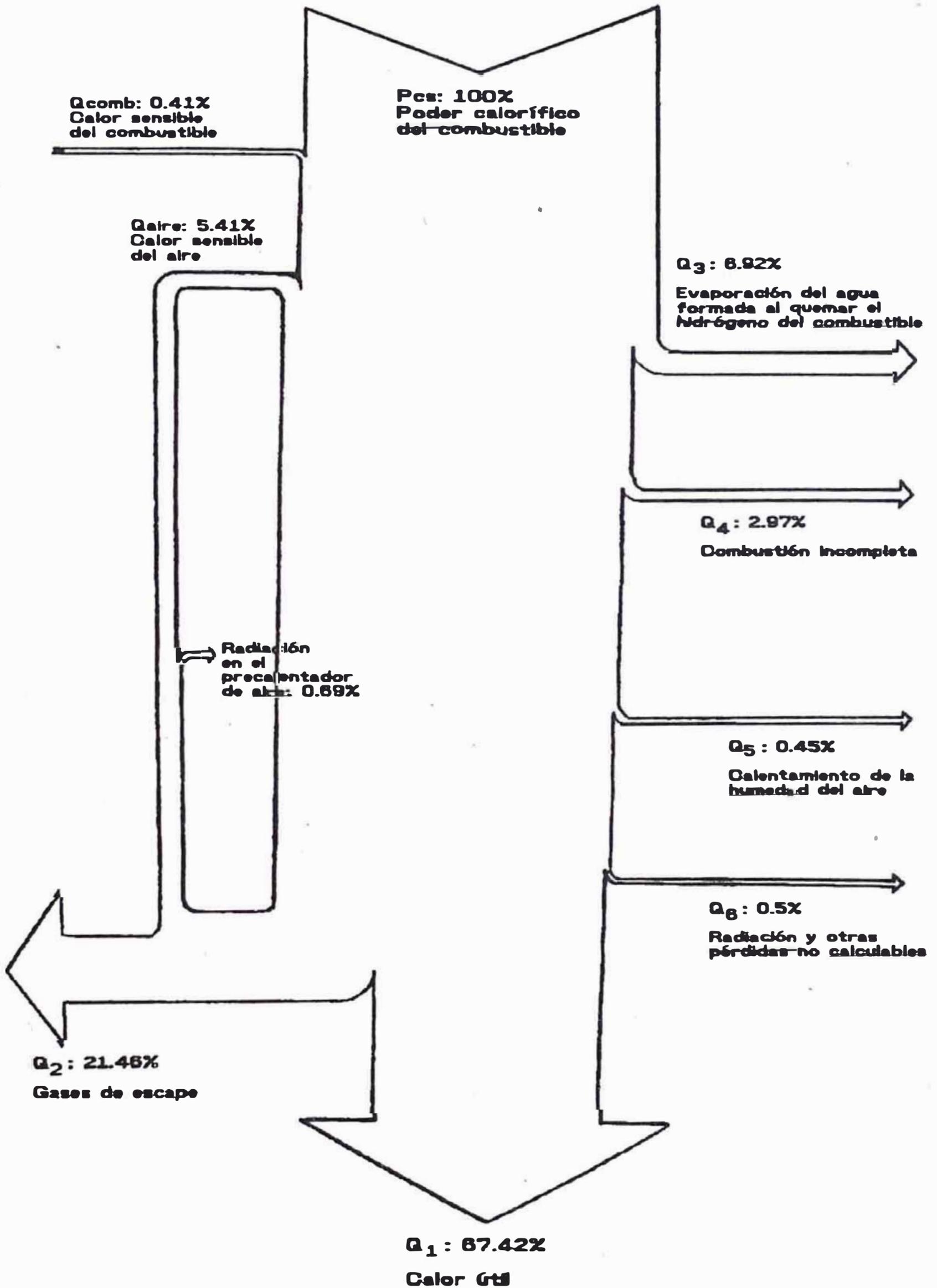
Concluimos que para los calderos #2, #5 y #8 se puede obtener una temperatura del agua de alimentación: $T_a = 37,4^{\circ}\text{C}$

4.4.2.5 Precalentamiento del aire de combustión:

La recuperación de calor de los gases de chimenea puede ser utilizada para calentar el aire de combustión. De acuerdo al criterio de la minimización de la corrosión por ácido sulfúrico se establece el límite inferior para la

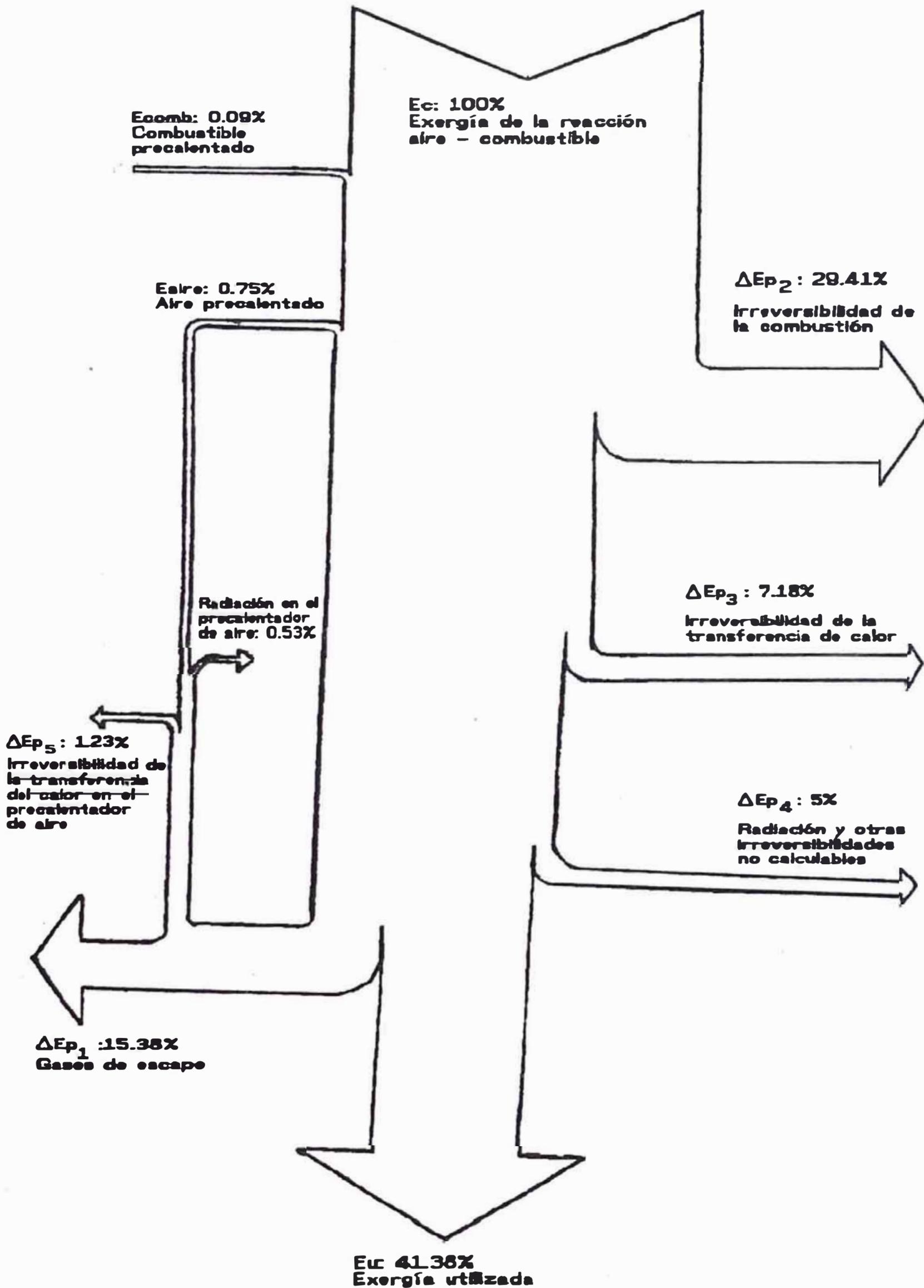
CALDERO #02 Optimizado

Diagrama Energético



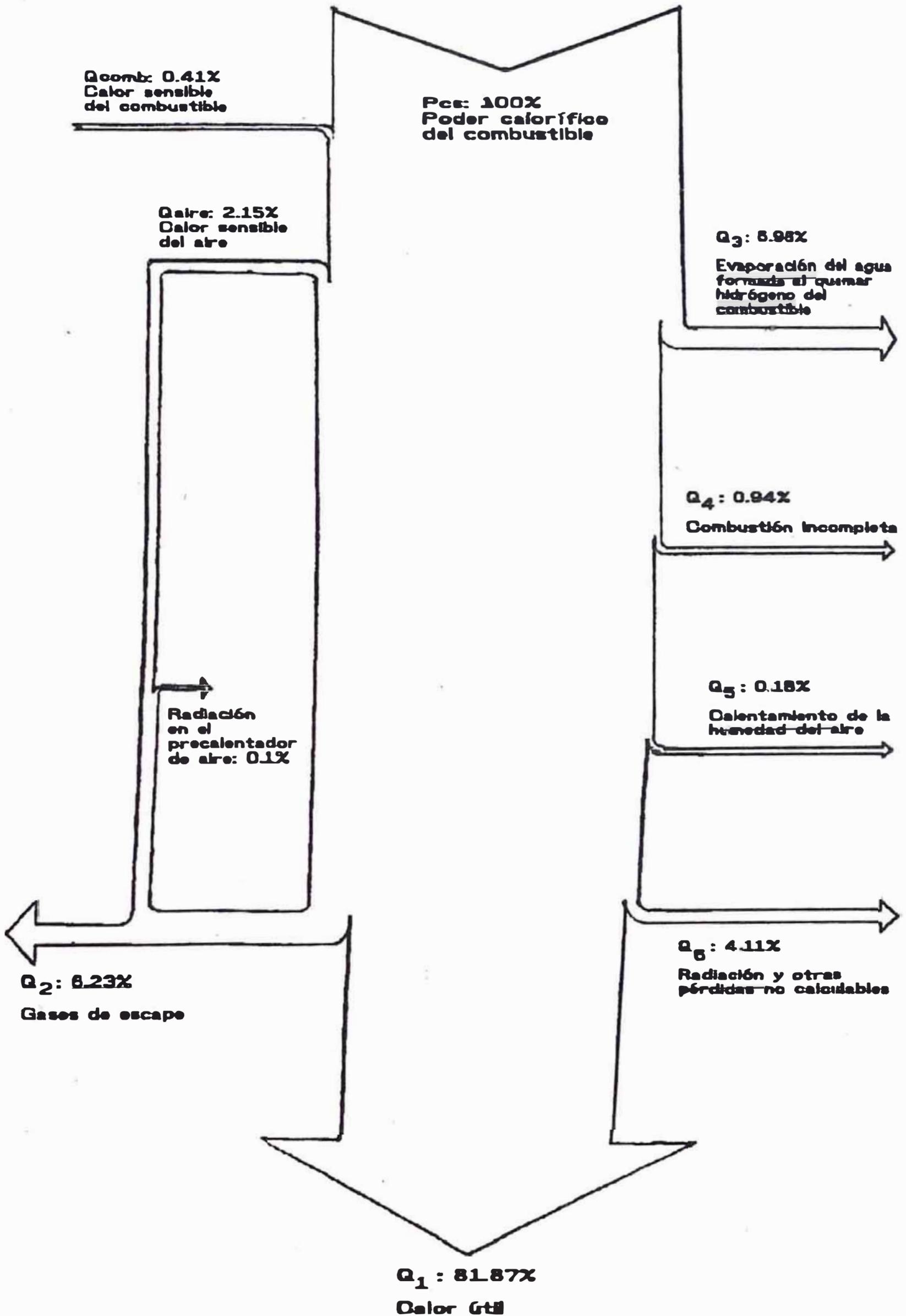
CALDERO #02 Optimizado

Diagrama Exergético



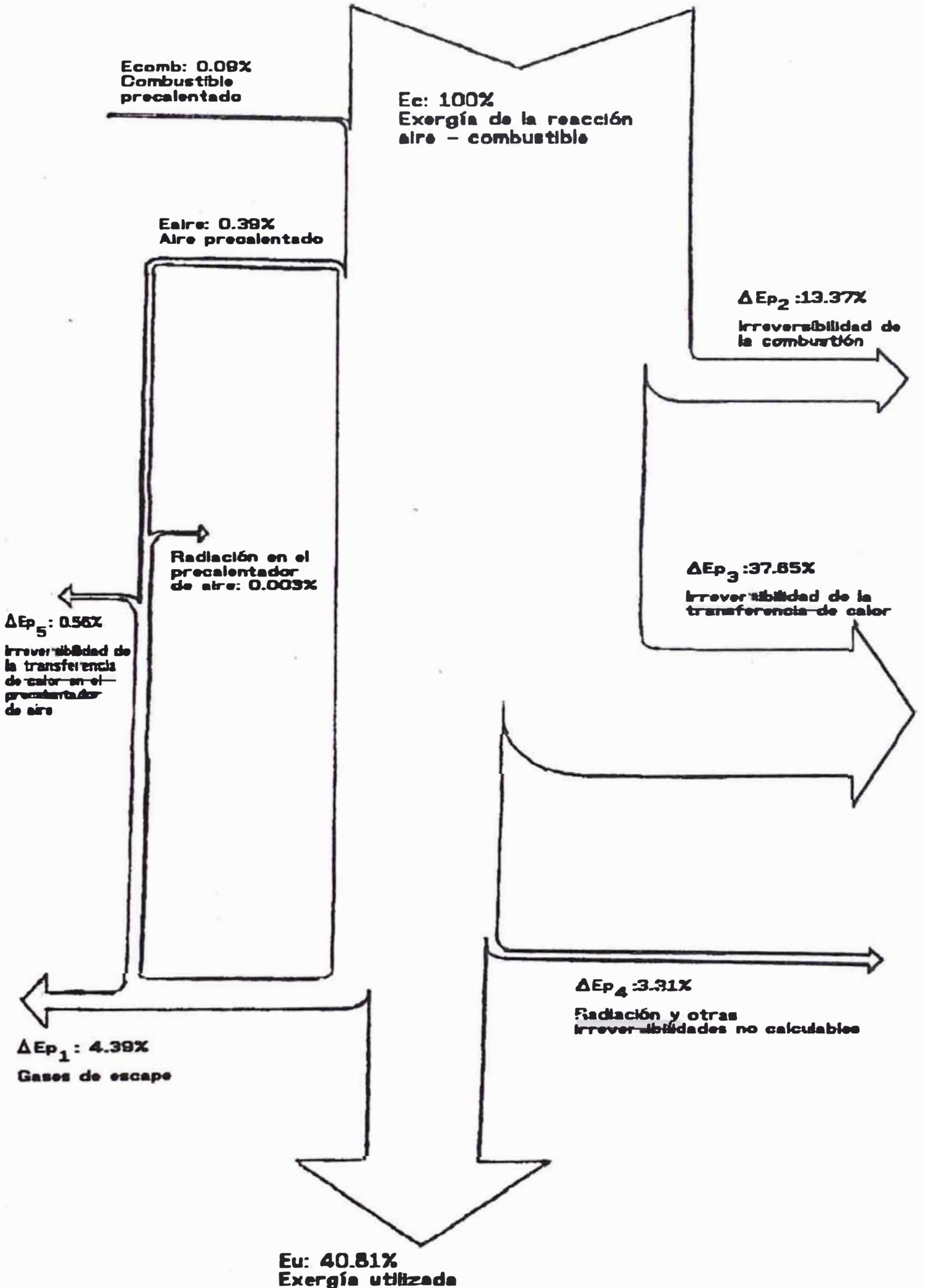
CALDERO #05 Optimizado

Diagrama Energético



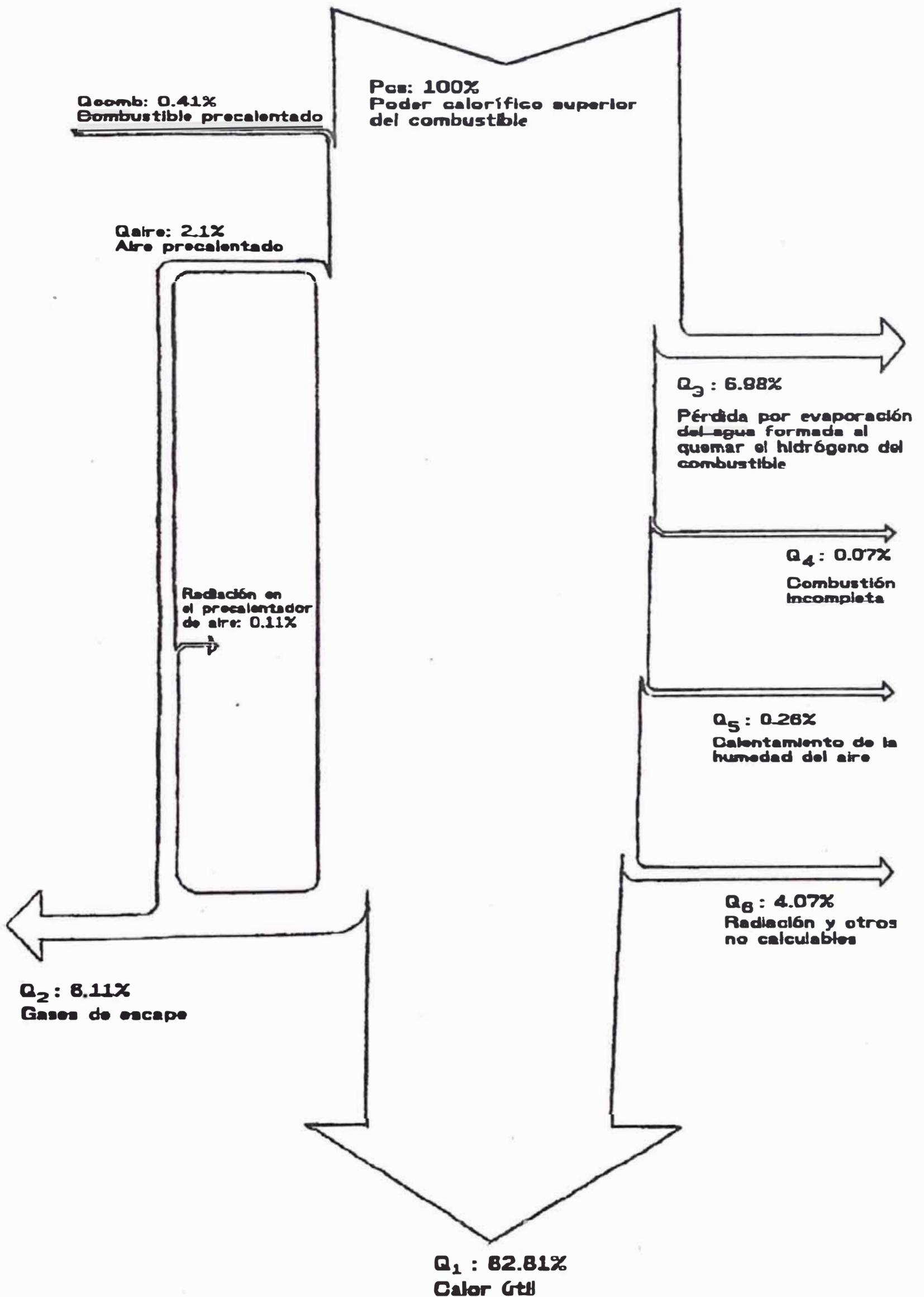
CALDERO 805 Optimizado

Diagrama Exergético



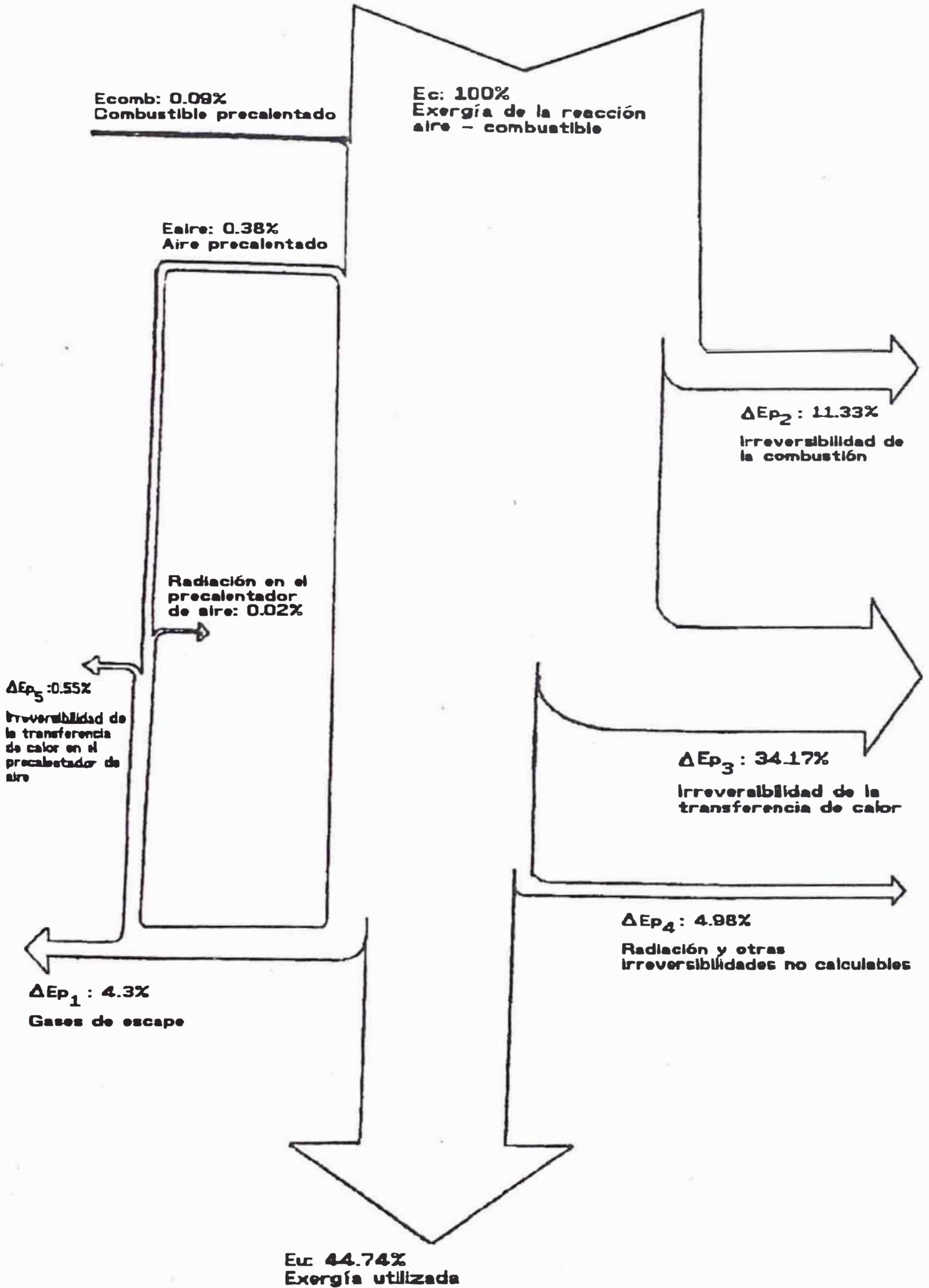
CALDERO #08 Optimizado

Diagrama Energético



CALDERO #08 Optimizado

Diagrama Exergético



temperatura de salida de los gases de combustión que se encuentra entre 150°C y 180°C. Asumiendo una temperatura mínima de 180°C, la variación de temperatura máxima a obtener en cada caldero sera:

-Para los calderos #5 y #8: $\Delta T_g = 56^\circ\text{C}$

-Para el caldero #2: $\Delta T_g = 44^\circ\text{C}$

Aplicando las acciones necesarias para la Optimización Energética de los calderos obtendremos una reducción significativa de las pérdidas incrementándose por consiguiente la eficiencia global de cada caldero. A continuación se muestran los diagramas de Sankey energético y exergético de cada caldero optimizado.

4.4.3 Análisis de los balances efectuados en la instalación y secadores.-

4.4.3.1 De acuerdo al balance energético establecido en los secadores encontramos que el rendimiento obtenido para evaporar parte del agua contenida en el producto (cake de prensa) es:

$$R = \frac{17149 \cdot 649}{18,522 \cdot 10^6} = 0,6 (60\%)$$

pero este rendimiento no nos dice cuan eficiente es el proceso termodinámico propiamente dicho.

4.4.3.2 Del balance energético efectuado en los secadores encontramos que a través de las chimeneas es posible recuperar el calor perdido o entregado al ambiente en los humos secos y en el vapor de agua en los humos, siendo equivalente al 90,89% de todo el calor entregado a los secadores.

4.4.3.3 El balance energético efectuado a los equipos consumidores de vapor, nos muestra que el calor necesario para los fines de calentamiento en los diferentes calentadores representa el 82,54% del calor total consumido. Las pérdidas totales de calor por radiación y fugas que representan el 3,3% de la energía total consumida se deben principalmente a la falta de aislamiento en la línea de condensado, cuerpo exterior de cocinadores y evaporadores además de fugas en algunas válvulas y uniones embridadas de tuberías, etc.

4.4.3.4 Existe una pérdida de vapor no recuperable en el sistema debido a que este se mezcla directamente con la materia prima procesada en el cocinador y es el llamado "vapor directo" que de acuerdo al balance efectuado representó 51.1 kgvapor/ton.; pero este parámetro es factible de ser reducido a (40-45) Kgvapor/ton., que es su rango normal de trabajo; lo cual implica efectuar

una limpieza química en las superficies de transferencia de calor.

4.4.3.5 El balance exergetico efectuado a los secadores nos demuestra que la eficiencia exergetica del proceso es apenas 25,9%; lo cual indica su alto grado de irreversibilidad debido a lo siguiente:

-Pérdida de exergía por radiación

-Pérdida de exergía debido a la mezcla del aire de combustión y el cake de prensa durante el secado.

-Pérdida de exergía durante el proceso de combustión

-Pérdida de exergía debido a la mezcla del aire de combustión primario con aire secundario frio.

4.4.3.6 De acuerdo al balance exergetico efectuado a los equipos consumidores de vapor; la exergía total utilizada para la materia prima procesada representa el 74,52%. Las pérdidas exergeticas debido a la radiación en las lineas de condensado, cocinadores, evaporadores, tanques calentadores, etc. y fugas representan el 3,53%.

4.4.3.7 Las pérdidas exergeticas debido a las irreversibilidades en los procesos representan el 18,31% y son causadas por:

-Estrangulamiento del vapor para su ingreso a los cocinadores y evaporadores

-Mezcla irreversible existente entre el vapor y la materia prima procesada en los cocinadores

-Mezcla irreversible existente entre el vapor y el líquido saturado en las redes de vapor.

4.4.4 Acciones necesarias para la Optimización

Energética de la insatención y secadores.-El sistema a proponer es una unidad termodinámica que permite obtener en relación con una planta tradicional, un producto de mejor calidad, con un mayor rendimiento y homogeneidad, con un menor consumo de energía y sin evacuar vapores a la atmósfera.

El sistema está compuesto básicamente por:

- Precocedor con agua caliente
- Cocedor con vapor vivo (indirecto)
- Prensa de doble tornillo
- Secador Rotadisc con vapor vivo (indirecto)
- Evaporador de 3 etapas WHE del tipo falling film (película descendente)
- Generador de agua caliente del tipo gas-líquido
- Sistema revaporizador
- Generadores de vapor

El principio del sistema es el siguiente:

1.-Los calderos alimentan vapor vivo al cocedor y al secador

2.-El generador de agua caliente opera en circuito cerrado con el precocedor

3.-El condensado generado en el secador se revaporiza para calentar la sanguaza y el aceite de centrifugadora

4.4.4.1 Secador con calefacción por vapor indirecto.-La

alta temperatura con que normalmente trabaja la cámara de combustión del secador de fuego directo da lugar a que se quemé cierto % de harina que adicionado a los residuos de combustión de petróleo se obtiene un elemento indeseable como es la ceniza. En cuanto al secador a vapor indirecto, la principal ventaja es la de trabajar con temperaturas moderadas, por lo tanto no elimina una gran cantidad de proteínas de la harina, obteniéndose de esta forma una de primera calidad y elimina las pérdidas de finos; además, la baja velocidad del flujo de vapor en la cámara superior del secador evita el arrastre de partículas hacia la atmósfera, sistemas desodorizadores o condensadores. Finalmente, dado que el sistema está controlado automáticamente es más estable, lo que minimiza mermas en etapas intermedias por desajustes del proceso.

El secador indirecto de vapor se trata de un rotor formado por un eje central y varios discos huecos sobre él, montado en una carcasa estática de acero inoxidable con doble pared. Tanto el rotor como la carcasa, son alimentadas con vapor

vivo de la caldera. La torta de prensa es alimentada al comienzo del secador y es sometida a una agitación constante producida por el giro del rotor, encontrándose con las superficies calientes del secador en forma homogénea. La humedad liberada por la harina sube en forma de vapor a una cámara superior en la carcasa y, mediante flujos de baja velocidad es conducida en combinación con una pequeña proporción de aire y otros incondensables a través de ductos hacia el evaporador y hacia el generador de agua caliente. Allí el vapor es condensado por enfriamiento y los incondensables son impulsados mediante un ventilador hacia un eliminador de gotas y posteriormente a un calefactor que los seca, dejándolos en condiciones de ser incineradas en los calderos.

4.4.4.2 Uso de un Precocedor-Cocedor.-Construido como una sola unidad en acero inoxidable, tiene un sistema motriz común y es del tipo transportador helicoidal con doble pared en el tornillo y la camisa. El sistema de calefacción está dividido en dos partes independientes, siendo la primera (precocedor) calefaccionada con agua caliente y la segunda (cocedor) con vapor vivo de la caldera. La construcción del helicoides de pequeña altura y pitch permite una eficaz y homogénea transmisión de calor hacia el pescado.

Adicionalmente su construcción en acero inoxidable disminuye las incrustaciones y facilita su limpieza.

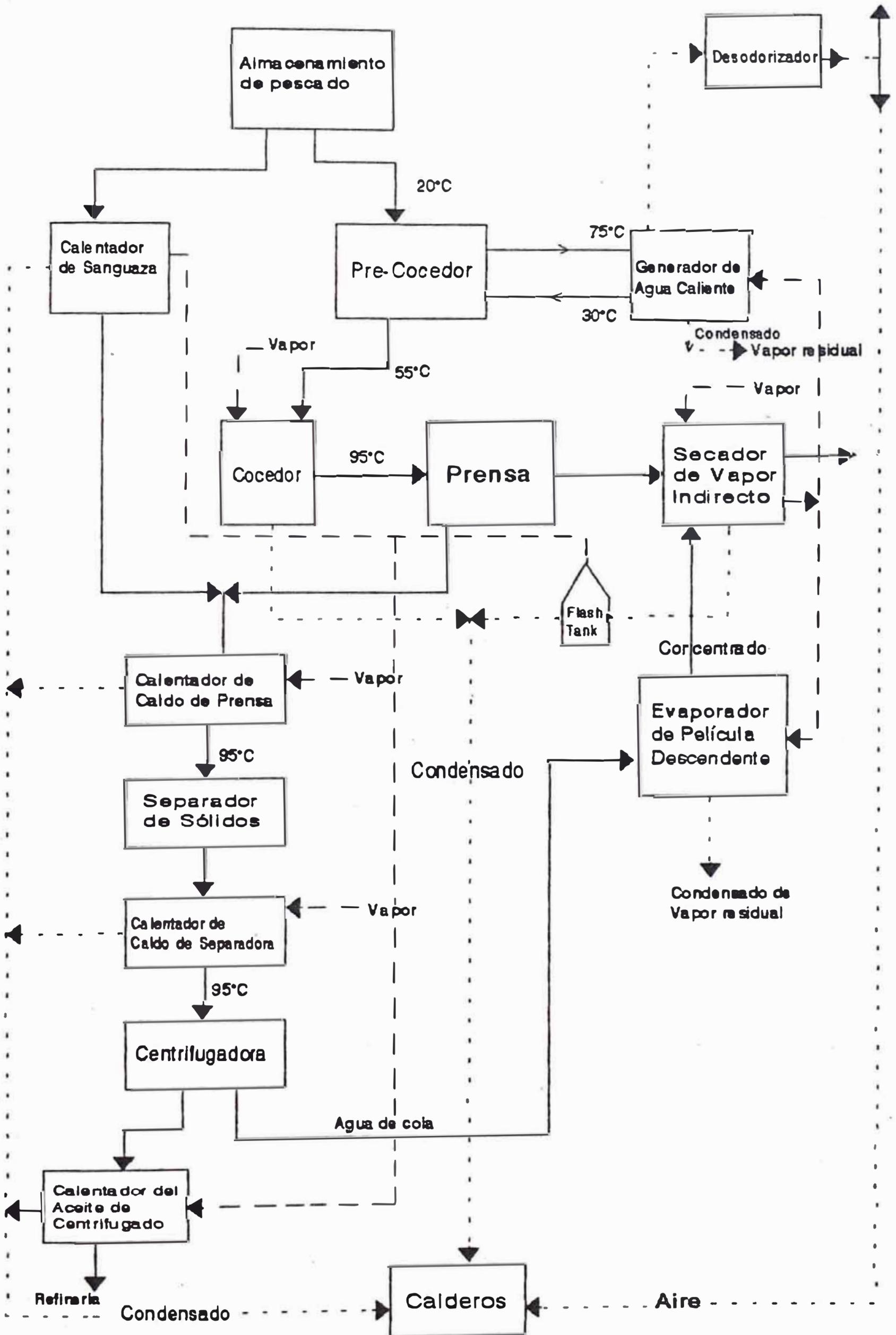
4.4.4.3 Uso del evaporador de 3 etapas WHE del tipo falling film.-El evaporador de tres etapas WHE (Waste Heat Evaporator) es un conjunto de 3 intercambiadores de calor multitubulares, verticales, contruidos enteramente en acero inoxidable. En su parte inferior cuentan con depósitos separadores de líquido-vapor y ciclones en su extremo superior. El líquido es alimentado en la parte superior y, mediante un sistema distribuidor, se reparte formando una delgada película que desciende por la parte interior de cada tubo intercambiando calor con él. En cada etapa existen bombas que traspasan el líquido de una etapa a la siguiente, haciendo recircular una fracción. En la última etapa, una parte del intercambiador actua como finisher, es decir, el líquido que tiene la mayor concentración es alimentado a una etapa final que evapora una cantidad adicional de líquido en una sola pasada. El vapor proveniente de los secadores alimenta el tercer intercambiador, sirviendo de medio de calefacción para el finisher y la penúltima etapa de evaporación. El vapor generado en éstos es separado en la parte inferior y alimentado como medio de calefacción

al primero. Finalmente, el vapor obtenido en el primer efecto es condensado con agua salada en una columna barométrica.

Este sistema permite utilizar los vapores de baja presión (baja temperatura) obtenido en el secador, basado principalmente en el principio de la película descendente que favorece una eficiente transmisión del calor con pequeños diferenciales de temperatura.

4.4.4.4 **Uso de un sistema revaporizador.**—A medida que aumenta la presión, se eleva la temperatura a la cual hierve el agua; y a la inversa una caída en la presión disminuirá el punto de ebullición. También sabemos que cuando el vapor cede su entalpía de evaporización y se condensa su temperatura permanece constante. De manera que si relacionamos estos hechos, podemos estudiar el origen del revaporizado; por ejemplo, un equipo que usa vapor a 7kg/cm² manométricos y es drenado por una trampa para vapor del tipo a flotador que descarga condensado a la temperatura de 170,5°C, se condensa en agua a la misma temperatura y fluye dentro del cuerpo de la trampa, pero sólo puede permanecer como agua a esta temperatura mientras esté sujeto a una presión igual o superior a 7kg/cm² manométricos. Si la trampa está descargando a una cañería

Diagrama de Proceso del Sistema Propuesto



principal de retorno de condensado a la presión atmosférica, y a esta presión, el punto de ebullición del agua es de 100°C; tendremos una situación donde el agua a 170,5°C está siendo descargada a través del orificio de la trampa en una condición donde no puede existir como líquido a una temperatura superior a los 100°C y lo que sucede es que el calor excedente en el agua a alta temperatura se convierte en entalpía de evaporización, reevaporando parte del agua y formándose revaporizado.

Bajo este principio podemos implementar un sistema de revaporizado aprovechando el condensado producido en el secador a vapor indirecto el cual, trabaja a la presión de 6,3kg/cm² (manométrico) y que al revaporizar contendrá la presión de 4,2kg/cm² (absoluta) necesaria para el calentamiento de la sanguaza y el aceite de centrifugadora, evitándose la generación correspondiente de vapor en los calderos.

4.4.5 Condiciones del producto en proceso para el sistema óptimo propuesto.-

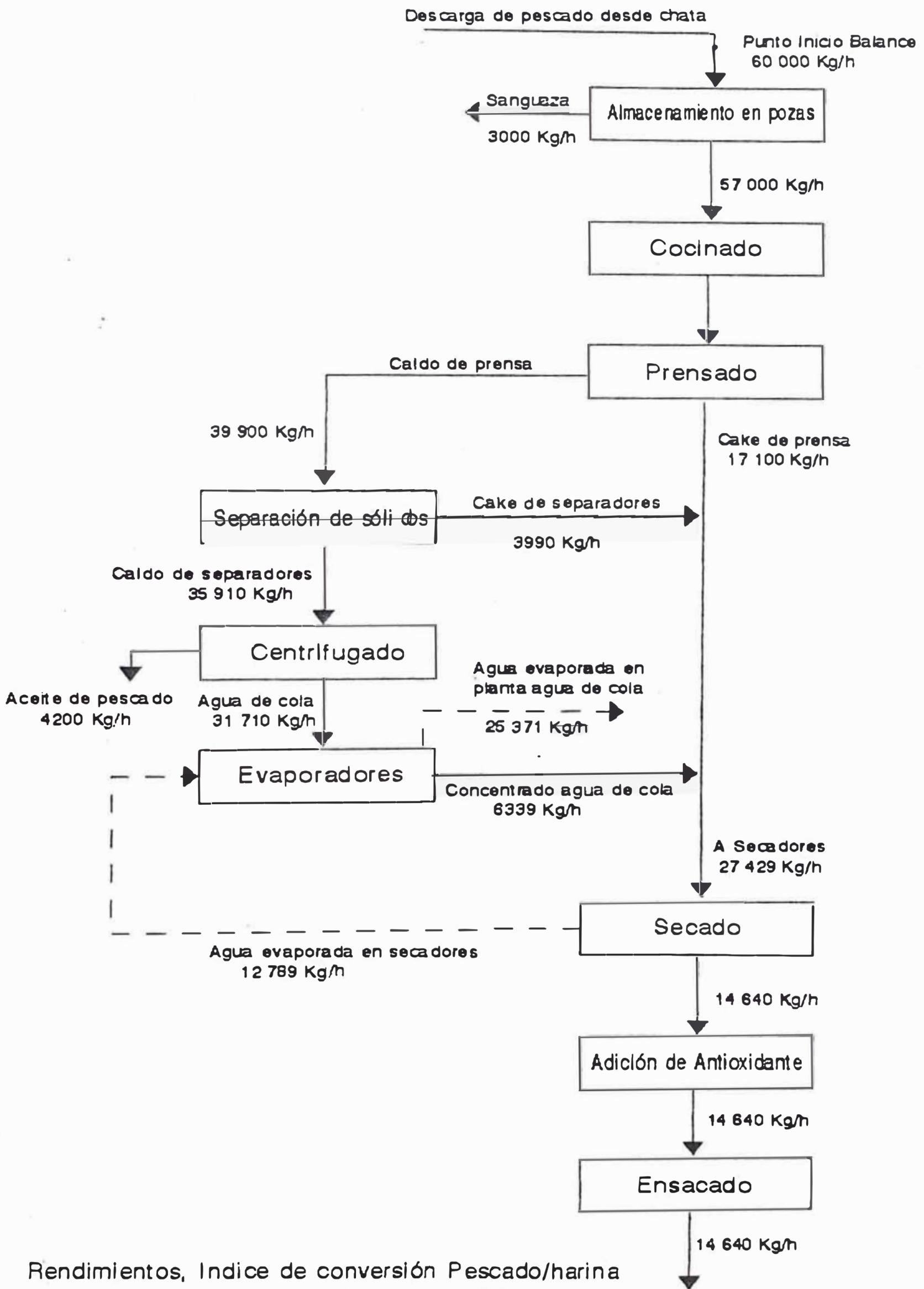
A) COCCION.-

Precocción=55°C

Cocción=95°C

Materia prima=20°C

Balance de masas del sistema propuesto.
Balance de materia prima



Rendimientos, Índice de conversión Pescado/harina
Harina=24.40% ; Aceite=7.0% ; P/H 4.15:1

Balance de materia prima horario en la producción de harinas especiales

Capacidad horaria de reducción: 60 T.M. pescado / hora

Procesos de Producción	Sólidos		Grasa		Agua		Total
	t	Kg/h	t	Kg/h	t	Kg/h	Kg/h
Pescado en tolvas	20.00	12000	9.00	5400	71.00	42600	60000
Banguaza	6.00	180	1.00	30	93.00	2790	3000
Pescado cocinado a prensas	20.74	11822	9.42	5369	69.84	39809	57000
Caldo de prensa	10.37	4137	11.31	4513	78.32	31250	39900
Cake de prensa	44.93	7683	5.00	855	50.07	8562	17100
Caldo de separadores	7.80	2801	12.01	4313	80.19	28796	35910
Cake de separadores	33.50	1337	5.05	201	61.45	2452	3990
Agua de cola	8.76	2778	0.49	155	90.75	28777	31710
Aceite de pescado	0.51	21	98.97	4157	0.52	22	4200
Concentrado agua de cola	43.82	2778	2.46	156	53.72	3405	6339
Agua Evaporada Planta Agua de cola					100.0	25371	25371
A Secadores	43.01	11797	4.41	1213	52.57	14419	27429
Agua evaporada en secadores					100.0	12789	12789
Harina especial	81.59	11945	8.39	1228	10.02	1467	14640

Rendimientos, Índice de conversión Pescado/Harina
 Harina = 24.40% , Aceite = 7.00% ; P/H = 4.15 : 1

B)EVAPORACION.-

Temperatura de entrada=45°C (primer evaporador)

Temperatura de salida=65°C

C)SECADO.-

Temperatura de entrada=75°C

Temperatura de salida=95°C

D)ENFRIAMIENTO.-

Temperatura de entrada=95°C

Temperatura de salida=40°C

Flujo másico de pescado=60000kg/h

Temperatura final de sanguaza, caldo de prensa,
caldo de separadora, aceite de
centrifugadora=95°C

4.4.6 Balance de masas de vapor en el sistema óptimo propuesto.-

Planta Evaporadora.-

Primer Efecto:

$$\dot{m}_v \cdot (h_{fg})_v + (\dot{m}_f - \dot{m}_3 - \dot{m}_2) C_2 (t_1 - t_2) = \dot{m}_1 \cdot h_{fg1}$$

Segundo efecto:

$$\dot{m}_1 \cdot h_{fg1} + (\dot{m}_f - \dot{m}_3) C_3 (t_2 - t_3) = \dot{m}_2 \cdot h_{fg2}$$

Tercer efecto:

$$\dot{m}_2 \cdot h_{fg2} + \dot{m}_f C_f (t_f - t_3) = \dot{m}_3 \cdot h_{fg3}$$

Concentrado de agua de cola:

$$C_f = 0,98 \text{ kcal/kg-}^\circ\text{C}; T_f = 60^\circ\text{C}; \dot{m}_f = 31710 \text{ kg/h}$$

Vapor vivo:

$$T_v = 95^\circ\text{C}; h_{fgv} = 543,1 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Además: } \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = 25371 \text{ kg/h}$$

Resolviendo el sistema anterior:

$$\dot{m}_1=8007,7 \text{ kg/h}; \quad \dot{m}_2=8316,2 \text{ kg/h}; \quad \dot{m}_3=9047,1 \text{ kg/h};$$

$$\dot{m}_v=8017,2 \text{ kg/h}$$

Generador de agua caliente.-Se requiere conocer la carga térmica en la precocción. La materia prima será calentada desde 20°C hasta 55°C; la cantidad de calor necesario sería:

$$Q_{\text{precocción}}=57000*0,92(55-20)=1,84*10^6 \text{ kcal/h}$$

La cantidad de vapor necesario para la generación de agua caliente que servirá para el precocido sería:

$$\dot{m}_v=\frac{1,84*10^6}{543,1}*1,03=3480,9 \text{ kg/h};$$

Se consideró 3% como pérdidas por radiación

Teniendo un $\Delta T_{\text{agua}}=75^\circ\text{C}-30^\circ\text{C}=45^\circ\text{C}$ se obtendría como flujo de agua caliente: $\dot{m}_{\text{ac}}=40786,7\text{kg/h}$.

La cantidad de vapor retirada en el secador serviría como vapor vivo para la planta evaporadora y para el generador de agua caliente.

El vapor consumido por ambas instalaciones sería:

$$8017,2 \text{ kg/h} + 3480,9 \text{ kg/h}=11498,1 \text{ kg/h}; \text{ que}$$

comparado con la cantidad total de vapor producido en el secador (12789 kg/h de acuerdo al balance de materia prima) resulta ser menor. La diferencia obtenida es:

$$12789 \text{ kg/h} - 11498,1 \text{ kg/h}=1290,9 \text{ kg/h}; \text{ que irá}$$

directamente al sistema desodorizador ó lavador de

gases.

Calentador de sanguaza.-

$$\dot{m}_v = \frac{3000 * 0,98(95-25)}{508,6} = 404,6 \text{ kg/h}$$

Calentador de caldo de prensa.-

$$\dot{m}_v = \frac{39900 * 0,932(95-68)}{508,6} = 1974,1 \text{ kg/h}$$

Calentador de caldo de separadora.-

$$\dot{m}_v = \frac{35910 * 0,936(95-70)}{508,6} = 1652,2 \text{ kg/h}$$

Calentador del aceite de centrifugadora.-

$$\dot{m}_v = \frac{4200 * 0,502(95-60)}{508,6} = 145,1 \text{ kg/h}$$

Cocinator a vapor indirecto.-

$$\dot{m}_v = \frac{57000 * 0,92(95-55)}{508,6} = 4124,3 \text{ kg/h}$$

Vapor vivo: T=145°C; P=4,3 kg/cm²

Secador a vapor indirecto.-

-Calor necesario para calentar la cantidad total de agua del cake (torta) de prensa desde 75°C a 95°C=27429*0,5256*1(95-75)=288333,6 kcal/h

-Calor necesario para evaporar el agua a 95°C=12789*h_{fg}=12789*543,1=6945705,9 kcal/h

-Calor necesario para calentar la materia seca de pescado desde 75°C a 95°C=27429*0,4301*0,82(95-75)=193474,3 kcal/h

-Calor necesario para calentar el aceite desde 75°C a 95°C=27429*0,0422*0,5(95-75)=12123,6 kcal/h

-Calor perdido por conducción, convección y radiación= 5% del calor total=0,05(288333,6 + 6945705,9 + 193474,3 + 12123,6)=371981,9 kcal/h

Calor total de secado=7811619,3 kcal/h

La cantidad de vapor necesario sería:

$$\dot{m}_v = \frac{7811619,3}{493} = 15864,4 \text{ kg/h}$$

Vapor vivo: T=166°C; P=7,33 kg/cm²

Pérdida por radiación en la red.-

$\dot{m}_v = 194,7 \text{ kg/h}$; Vapor vivo: T=166°C, P=7,33 kg/cm²

Pérdida de vapor por radiación en equipos térmicos y fugas.-

$\dot{m}_v = 202,7 \text{ kg/h}$; Vapor vivo: T=145°C, P=4,3 kg/cm²

Generación de revaporizado.-Utilizaremos el condensado producido en el secador a vapor indirecto

Flujo másico de condensado=15864,4 kg/h

Presión manométrica kg/cm ²	Punto de Ebullición (°C)	Entalpía de líq. sat. (kcal/kg)
6,3	166	167,9
3,26	145	146,5

De acuerdo a la ecuación (2.12):

$$\text{Flujo de revaporizado} = \frac{167,9 - 146,5}{508,6} * 15864,4$$

Flujo de revaporizado=667,5 kg/h

Este revaporizado nos serviría para el calentamiento de la sanguaza y el aceite de centrifugadora que en conjunto requerirían 549,7 kg/h de vapor a 4,3 kg/cm²(absoluta)

Flujo de vapor generado en los calderos.-

$$G = 1974,1 + 1652,2 + 4124,3 + 15864,4 + 194,7 + 202,7$$

$$G = 24012,4 \text{ kg/h}$$

Condiciones del vapor: T=166°C; P=7,33 kg/cm²

4.4.7 Balance Energético del sistema óptimo propuesto.-

Calor producido por los calderos.-

$$G = 24012,4 * 630,7 = 15,14 * 10^6 \text{ kcal/h}$$

Calentamiento de sanguaza (C-1).-

$$C-1 = 3000 * 0,98(95-25) = 0,206 * 10^6 \text{ kcal/h}$$

Cocinado del pescado (C-2).-

$$C-2=57000*0,92(95-55)=2,098*10^6 \text{ kcal/h}$$

Calentamiento de caldo de prensa (C-3).-

$$C-3=39900*0,932(95-68)=1,004*10^6 \text{ kcal/h}$$

Calentamiento de caldo de separadora (C-4).-

$$C-4=35910*0,936(95-70)=0,84*10^6 \text{ kcal/h}$$

Calentamiento del aceite de centrifugadora (C-5).-

$$C-5=4200*0,502(95-60)=0,074*10^6 \text{ kcal/h}$$

Secado Indirecto (C-6).-

$$C-6=7,812*10^6 \text{ kcal/h}$$

Radiación en el sistema de tuberías de vapor.-

$$C-7=0,096*10^6 \text{ kcal/h}$$

Radiación en cocinadores, equipos térmicos, etc. y fugas (C-8).-

$$C-8=0,21*10^6 \text{ kcal/h}$$

Condensados (C-9).-

$$C-9=(24012,4-194,7)(146,5-30) + 194,7(167,7-30)$$

$$C-9=2,8*10^6 \text{ kcal/h}$$

Calor contenido en la materia seca de pescado.-

$$C-10=0,868*10^6 \text{ kcal/h}$$

Evaporación del agua de cola (C-11).-

$$C-11=4,354*10^6 \text{ kcal/h}$$

Radiación en evaporadores (C-12).-

$$C-12=0,13*10^6 \text{ kcal/h}$$

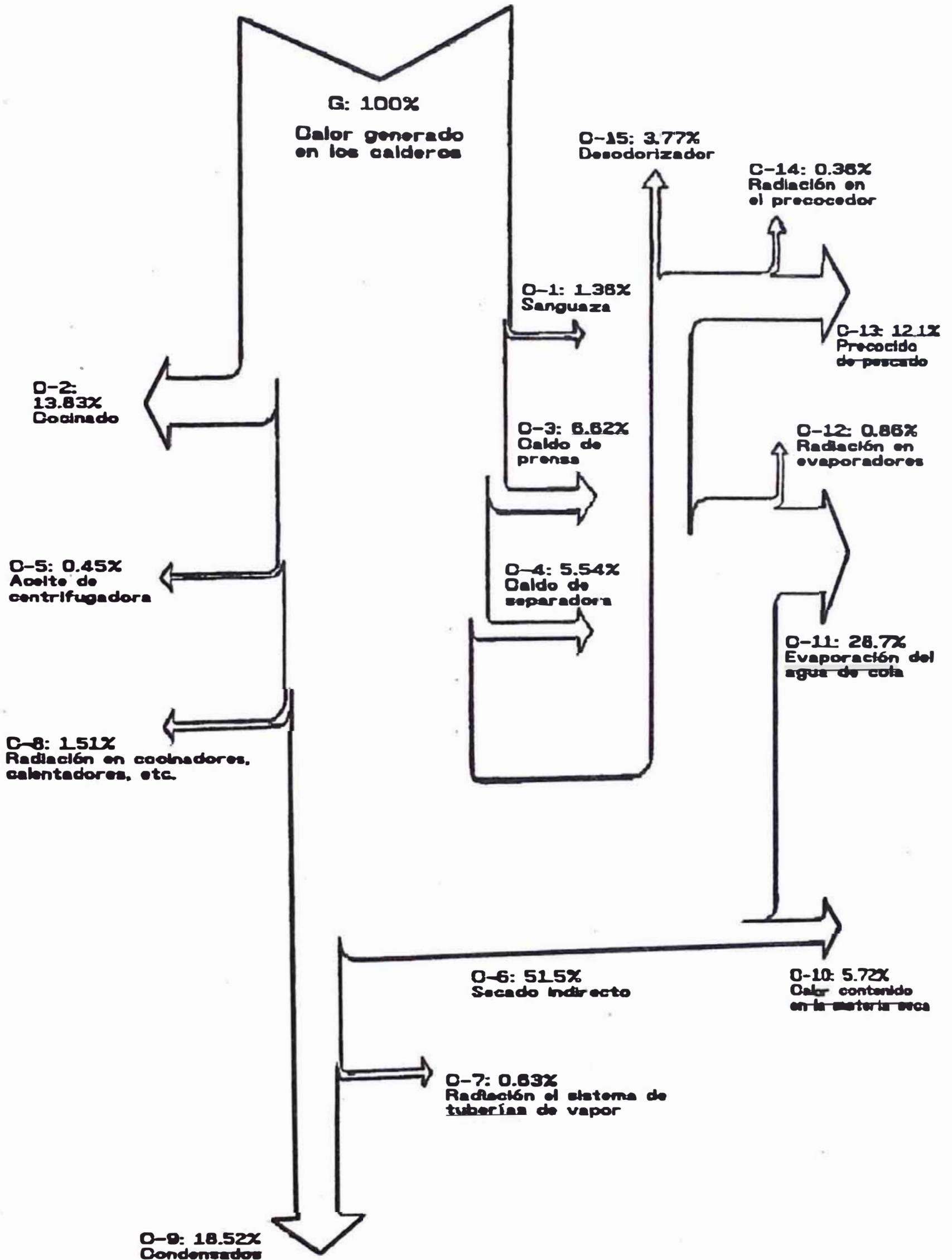
Precocido del pescado (C-13).-

$$C-13=57000*0,92(55-20)=1,835*10^6 \text{ kcal/h}$$

Radiación en el precocedor (C-14).-

$$C-14=0,055*10^6 \text{ kcal/h}$$

Diagrama Energético del Sistema Propuesto



Eficiencia energética de la instalación:
 $\eta_{energ} = 78.34\%$

Eficiencia energética del secador:
 $\eta_{energ} = 90.3\%$

Lavado de gases (desodorizador).-

$$C-15=0,572*10^6 \text{ kcal/h}$$

4.4.8 Balance Exergético del sistema óptimo propuesto.-

Exergía entregada a la instalación (E-1).-

$$E-1=24012,4((660,7-30)-298(1,6047-0,1045))$$

$$E-1=4,41*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía consumida en el calentamiento de sanguaza (S-1).-

$$S-1=0,206*10^6(1-298/418)=0,059*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía consumida en el cocinado de pescado(S-2).-

$$S-2=2,098*10^6(1-298/418)=0,602*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía consumida en el calentamiento del caldo de prensa (S-3).-

$$S-3=1,004*10^6(1-298/418)=0,288*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía consumida en el calentamiento del caldo de separadora (S-4).-

$$S-4=0,84*10^6(1-298/418)=0,241*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía consumida en el calentamiento del aceite de centrifugadora (S-5).-

$$S-5=0,074*10^6(1-298/418)=0,021*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía consumida en el secado indirecto (S-6).-

$$S-6=7,812*10^6(1-298/418)=2,243*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía perdida en la radiación del sistema de tuberías (S-7).-

$$S-7=0,096*10^6(1-298/439)=0,03*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía perdida en la radiación de cocinadores, calentadores, etc. (S-8).-

$$S-8=0,21*10^6(1-298/418)=0,06*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía contenida en los condensados (S-9).-

$$S-9=2,8*10^6(1-298/303)=0,046*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía contenida en la materia seca de pescado.-

$$S-10=0,867*10^6(1-298/368)=0,165*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía consumida en la evaporación del agua de cola (S-11).-

$$S-11=4,354*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía perdida por radiación en la evaporación del agua de cola (S-12).-

$$S-12=0,13*10^6(1-298/368)=0,025*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía consumida en el precocido de pescado.-

$$S-13=1,835*10^6(1-298/348)=0,264*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía perdida por radiación en el precocido.-

$$S-14=0,055*10^6(1-298/348)=0,008*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía contenida en los gases del desodorizador.-

$$S-15=0,572*10^6(1-298/368)=0,109*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía perdida por la irreversibilidad de los procesos en el sistema del secador indirecto, evaporación del agua de cola y precocido del pescado (S-16).-

$$S-16=0,844*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía perdida por estrangulamiento del vapor.-

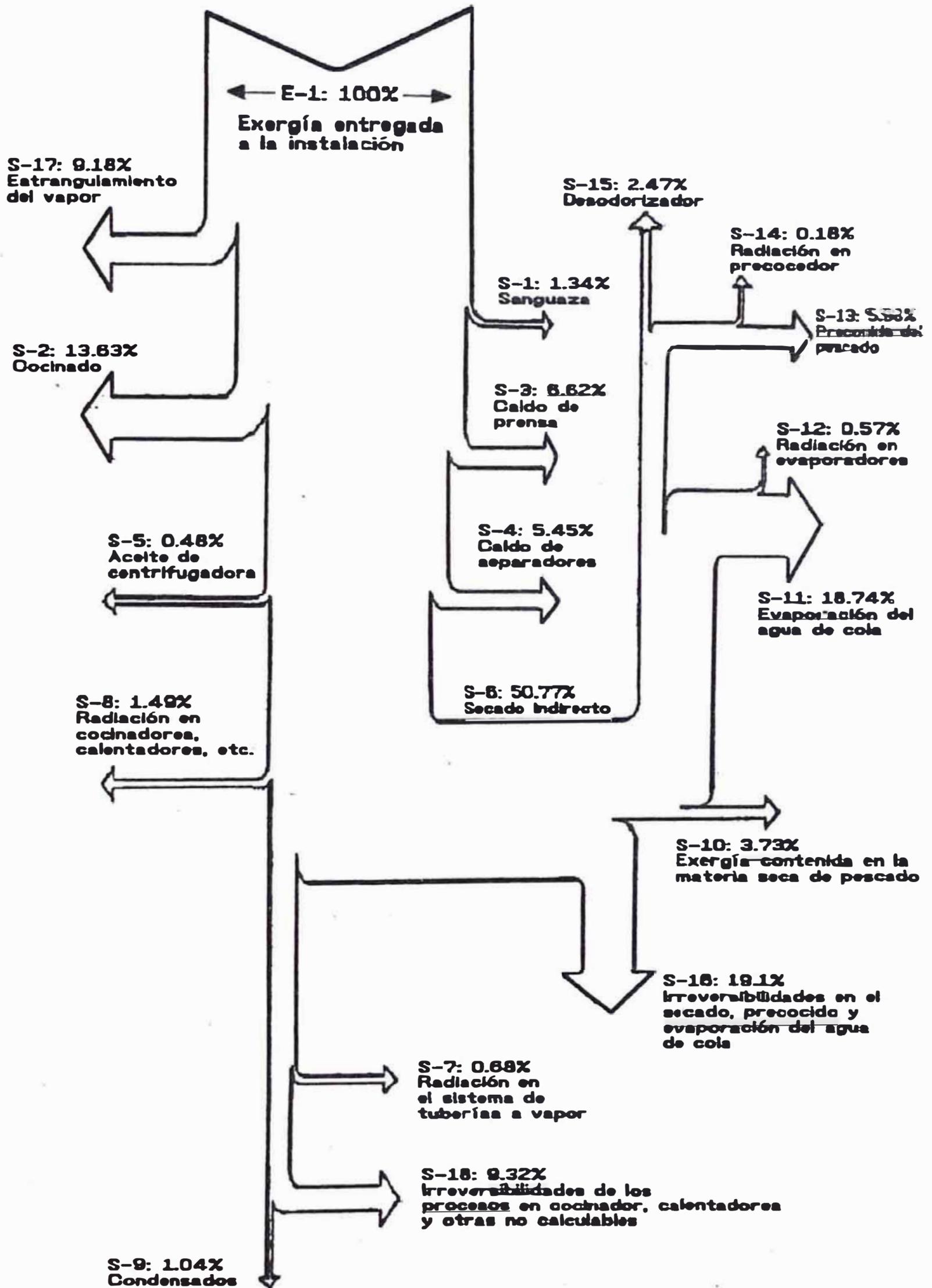
$$S-17=(24012,4-194,7)*298*0,107*\ln(7,33/4,3)$$

$$S-17=0,495*10^6 \text{ kcal/h}$$

Exergía perdida por la irreversibilidad de los procesos en el cocinado, calentadores y otras no calculables (S-18).-

$$S-18=0,415*10^6 \text{ kcal/h}$$

Diagrama Exergético del sistema propuesto



Eficiencia exergética de la instalación:
 $\eta_{exerg} = 78.29\%$

Eficiencia exergética del secador a vapor indirecto:
 $\eta_{exerg} = 56\%$

CAPITULO 5

USO DEL CARBON COMO SUSTITUTO DEL PETROLEO

5.1 Definición y Clasificación del Carbón.-

5.1.1 Definición.-El carbón es un combustible orgánico sólido no homogéneo, conteniendo más del 50% en peso y más del 70%V. en material carbonoso incluyendo humedad inherente, formado por la compactación y metamorfosis de diversas plantas.

5.1.2 Clasificación del carbón.-

Lignito.- Es el carbón más joven. Se encuentran normalmente en las rocas de formación más reciente. Son los que presentan los rangos más bajos de carbón fijo; su color va del marrón al negro y muestra un alto contenido de humedad y bajo poder calorífico.

Bituminoso.- Abarcan un amplio espectro de variedades de carbones, diferenciados por su mayor, o menor contenido de volátiles y humedad, así como por su capacidad de aglomeración que resulta determinante para la producción de coque (coquificables o no coquificables).

Son los carbones cuya utilización a nivel mundial está más difundida. Son densos, compactos, de color marrón oscuro y brillante.

Antracita.-Es el carbón que mayor metamorfosis ha sufrido, es de color negro azabache, denso y brillante, se rompe con una fractura conchoidal, y se muestra altamente lustroso. Su humedad es baja, el contenido de carbón es alto y su poder calorífico alto; no coquifica y cuesta mucho hacerla arder, a menos que la temperatura del hogar sea elevada, y cuando arde lo hace sin llama o con una llama muy corta, azulada, poco luminosa sin producción de humo; requiere un tiro intenso.

5.2 **Propiedades Básicas del carbón.**-Son importantes para los diseñadores de plantas, ya que dicha información serviría para las especificaciones de una central en particular los molinos, calderas y plantas lavadoras de gases.

Grado de hinchamiento.-La mayoría de los carbones se hinchan al calentarlos y el grado de hinchamiento se denomina "número de hinchamiento en crisol" ó "Índice de hinchamiento libre". Un número de hinchamiento superior a 3 ó 4 podría ocasionar problemas con la combustión en rejilla, salvo que el cargador sea de un diseño especial. El número es por supuesto, de gran importancia para la coquificación.

Energía Específica.-También se conoce como poder calorífico o energía térmica. Es una propiedad con grandes variaciones entre los carbones, la cual puede influir en forma importante en los requisitos de equipo para manejo y pulverización del carbón, su

almacenamiento y carboneras.

Humedad.-El contenido de humedad de un carbón consta de humedad inherente y libre. La humedad inherente es la humedad confinada y retenida en los poros del carbón, la cual es función del rango o categoría del carbón. La humedad libre o externa en la superficie del carbón y en los intersticios entre las partículas es la contribución hecha por las aguas de la mina que se agrega con el lavado y la lluvia.

Contenido de volátiles.-Este factor afecta la combustibilidad del carbón pulverizado. La finura requerida aumenta conforme se reduce el contenido de volátiles, lo cual da por resultado que se requiera un considerable aumento en la capacidad de los pulverizadores.

Triturabilidad.-Es el factor que afecta principalmente la capacidad del pulverizador y los costos de trituración o molienda.

Abrasividad.-El cuarzo y la pirita son los mas perjudiciales. La abrasividad del carbón afecta en forma principal el desgaste de los pulverizadores y de los tubos para el carbón pulverizado.

Tamaño.-El tamaño del carbón, su distribución por tamaños y el tamaño máximo del mismo ejercen una influencia sobre los efectos abrasivos de obstrucción en el sistema de manejo del carbón, así como también en la tendencia a la combustión espontánea, en los silos de almacenamiento.

Contenido de Nitrógeno.-El contenido de nitrógeno en el carbón junto con el nitrógeno del aire para la combustión, es el causante de las emisiones de NO_x . Los NO_x térmicos, formados por el nitrógeno del aire, son una función de la temperatura de la llama, tiempo y exceso de aire. La formación del NO_x a partir del nitrógeno del combustible es un proceso químico muy complejo y es probable que se presente en las condiciones normales de combustión. La formación de NO_x , requiere energía del sistema, por lo tanto disminuye el rendimiento de la combustión.

Contenido de Azufre.-El azufre aparece en el carbón en 3 formas:pirítico, orgánico y sulfito. Este último suele aparecer en proporciones insignificantes en los carbones peruanos. El azufre puede ocasionar corrosión en las carboneras y en el equipo para manejo y puede promover oxidación y calentamiento del carbón almacenado. El nivel de emisiones de SO_2 y la precipitabilidad de la ceniza volante son influenciadas por el azufre del carbón y, asimismo, las necesidades para la limpieza. El azufre influye en la tendencia a la formación de la escoria en los hogares.

Perfil de la combustión.-Los perfiles suministran información de la facilidad de ignición, rapidez de combustión y propiedades para la combustión total de un carbón, medidas por el cambio en la masa de carbón que se oxida con un aumento de temperatura en

proporción constante. Este perfil se compara con el perfil de combustión de los carbones conocidos. Como resultado pueden afectarse las dimensiones del hogar.

Contenido de ceniza.-La ceniza es el material incombustible en el carbón en forma de materiales minerales, producidos durante el crecimiento de los vegetales iniciales y a materiales extraños que penetraron en la veta durante la formación o rocas atrapadas durante el proceso de extracción. La ceniza retarda la combustión y tiende a aumentar las pérdidas por carbón sin quemar, por lo tanto produce una disminución del valor de la eficiencia de combustión. El aumento del contenido de cenizas dará por resultado sistemas de manejo y eliminación de ceniza, precipitadores, pulverizadores y la planta necesaria para almacenamiento de carbón más grande y costoso. También pueden ser necesarias velocidades más bajas de los gases para reducir la erosión, con el aumento consecuente del tamaño de los tubos.

Análisis de las cenizas.-Los constituyentes de la ceniza y su temperatura de fusión son de máxima importancia para el diseño de las calderas. Las temperaturas de fusión de las cenizas controlan la rapidez de combustión en el hogar y la cantidad de enfriamiento antes de que los gases entren a la zona de convección. El análisis de la ceniza posibilita determinar las tendencias de formación de "clinker", escorias, ensuciamiento y corrosión en el hogar y los

conductos para gases y por ello tiene una gran influencia en el diseño del cargador y del hogar y en la necesidad de sopladores de hollín. El sodio, uno de sus componentes es el que más produce el ensuciamiento y obstrucción de los conductos de convección. El tamaño, forma y composición de las partículas de la ceniza volante se refleja en el grado de erosión de los conductos para gas y por lo tanto influirá en la velocidad máxima de los gases que se especificará y tendrá un efecto marcado en las dimensiones y costos de los calderos.

Elementos de huella (trace).-Pueden ser metales pesados presentes en el carbón y en la ceniza volante.

Combustibilidad del carbón.-El proceso básico de combustión incluye la formación de CO_2 , la formación y subsecuente combustión de CO y la combustión de los volátiles. Puntos a considerar:

-La temperatura de ignición de las partículas de carbón

-El tiempo de permanencia en el hogar

-La temperatura, cantidad y distribución del aire

-La turbulencia del aire

-La distribución del combustible sobre o dentro del lecho en el hogar.

5.3 Características de combustión del carbón antracita

disponible. -Las antracitas incluyen una variedad de carbones de alto porcentaje de carbón fijo y bajo porcentaje de materia volátil. De acuerdo con la clasificación por rango del ASTM, Norma D388, se establece que los límites porcentuales de carbón fijo de la antracita seca y sin materia mineral, son 92% a 98%. La materia volátil de la antracita en las condiciones anteriores está entre 2% y 8%. Asimismo, se indica que este combustible tiene características no aglomerantes. Por su parte la National Coal Board (UN) le asigna un rango 100 a la antracita y menos de 9,5% de materia volátil en base seca y sin materia mineral.

Para las plantas de harina y aceite de pescado ubicadas en Chimbote y cercanas al yacimiento del Santa, el carbón que hipotéticamente se usaría tendrá las siguientes características (información proporcionada por Compañía Carbonera Río Negro):

a.-Tipo	1	2	3
b.-Especificación	5% máx.	5% máx.	5% máx.
-Humedad	15% máx	20% máx	30% máx
-Cenizas			
(base seca)	7% máx	7% máx	7% máx
-Poder	7000	6300	5500
calorífico	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg
(base seca)	mínimo	mínimo	mínimo
-Azufre	0.8% máx	0.8% máx	1% máx
-Tamaño	1/2"-3"	1-140mm	0-50mm
	90%	y <1mm	
c.-Uso	Industria	Hierro	Briquetas
	en general	esponja	(Corea)

Según datos proporcionados por la Empresa Promotora del Carbón la antracita típica disponible tendría las siguientes características:

R.Q.M. (a la salida de la mina)

Materia volátil %	4,0 a 7,0
Carbono fijo %	65,0 a 70,0
Cenizas %	31,0 a 23,0
<u>Carbón lavado</u> (Base seca)	
Materia volátil %	4,0 a 7,0
Carbono fijo %	86,0 a 78,0
Cenizas %	10,0 a 15,0
Azufre %	0,6 a 0,9
Poder Calorífico (BTU/lb)	13000 a 11700
" " (kcal/kg)	7200 a 6500
Fusión de ceniza (Inicial) °C	1220 a 1275
Fusión de ceniza (ablandamiento) °C	1350 a 1470
Fusión de ceniza (fluida) °C	1450 a 1500

Análisis Constitutivos

H (hidrógeno)	0,7 a 1,9
C (carbono)	78,1 a 78,4
N + O	8,5 a 9,1
S	0,3 a 0,7
Cenizas	12,4 a 9,9

Ignición por hora (En pulgadas)

Antracita peruana	5,3 a 9,2
Antracita de Pennsylvania	12,4
<u>BTU de materia volátil</u>	373 a 662

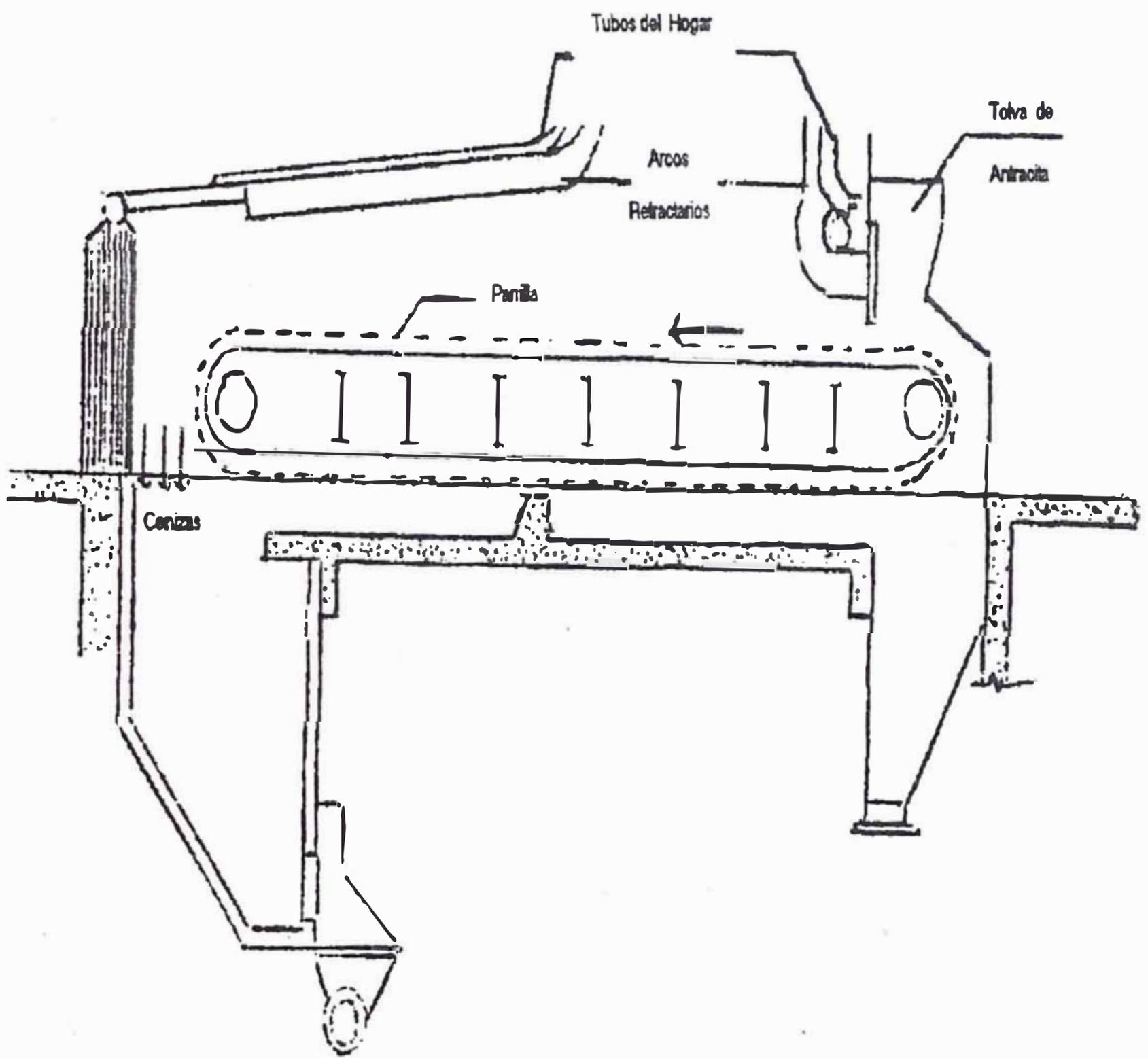
5.4 Tecnologías adecuadas para la combustión del carbón antracita.-A continuación se analizan distintas posibilidades para quemar antracita con el objeto de justificar el tipo de unidades seleccionadas como las únicas técnicamente factibles de ser implementadas en este proyecto.

Sistemas de parrilla mecánica.-Las parrillas pueden ser fijas ó móviles. Las parrillas fijas se utilizan en unidades de hasta 20000 lbs/h de vapor (calderos de 600 BHP). En general la antracita se alimenta desde una tolva ubicada en el frente ya sea por gravedad en parrillas inclinadas o ayudada por empujadores o sacudidas de la parrilla. El aire de combustión se inyecta por debajo de la parrilla la cual puede o no estar refrigerada por agua de caldera o de un circuito externo. También se pueden utilizar parrillas continuas móviles, en la que la parrilla arrastra el lecho de carbón y descarga la ceniza en el otro extremo.

Para evaporaciones mayores de 10000 lbs/h, aproximadamente se utilizan parrillas continuas móviles horizontales, tipo cadena o de barras. La capacidad de estas parrillas está limitada por razones de tamaño de la parrilla, a evaporaciones del orden de 250000 lbs/h (Fig.5.1). En estas parrillas continuas de gran capacidad se asegura la ignición de la antracita a medida que entra al hogar instalando

un arco refractario de gran longitud y poca inclinación sobre la parte trasera de la parrilla, como puede verse en la fig.5.1. Este arco proyecta los carboncillos encendidos, arrastrados por los gases, desde la parte trasera de la parrilla hasta un frente, produciendo la rápida ignición de la antracita a medida que entra al hogar. Este no es necesario para los carbones bituminosos ya que su ignición está asegurada por el alto contenido de volátiles. La eficiencia de combustión en unidades grandes varía entre el 92% sin reinyección, hasta el 96% con 50% de reinyección de cenizas en el hogar mientras que en las parrillas pequeñas la eficiencia es de 90%-95%. En la industria pesquera son típicas las calderas pirotubulares; es por ello que no es práctico instalar una parrilla mecánica en una caldera de este tipo diseñada para quemar petróleo. La parrilla ocupará $2/3$ del largo del hogar reduciendo la superficie de absorción del mismo en la parte inferior de la zona ocupada por la parrilla; el volumen del hogar también queda reducido proporcionalmente; la velocidad de los gases en los tubos debería reducirse para evitar una seria erosión y la transmisión se reduciría por los depósitos de cenizas, que son inevitables (controlables por medio de sopladores de hollín).

Como resultado la capacidad de la caldera con una parrilla se reduciría en 40%-50% aproximadamente.



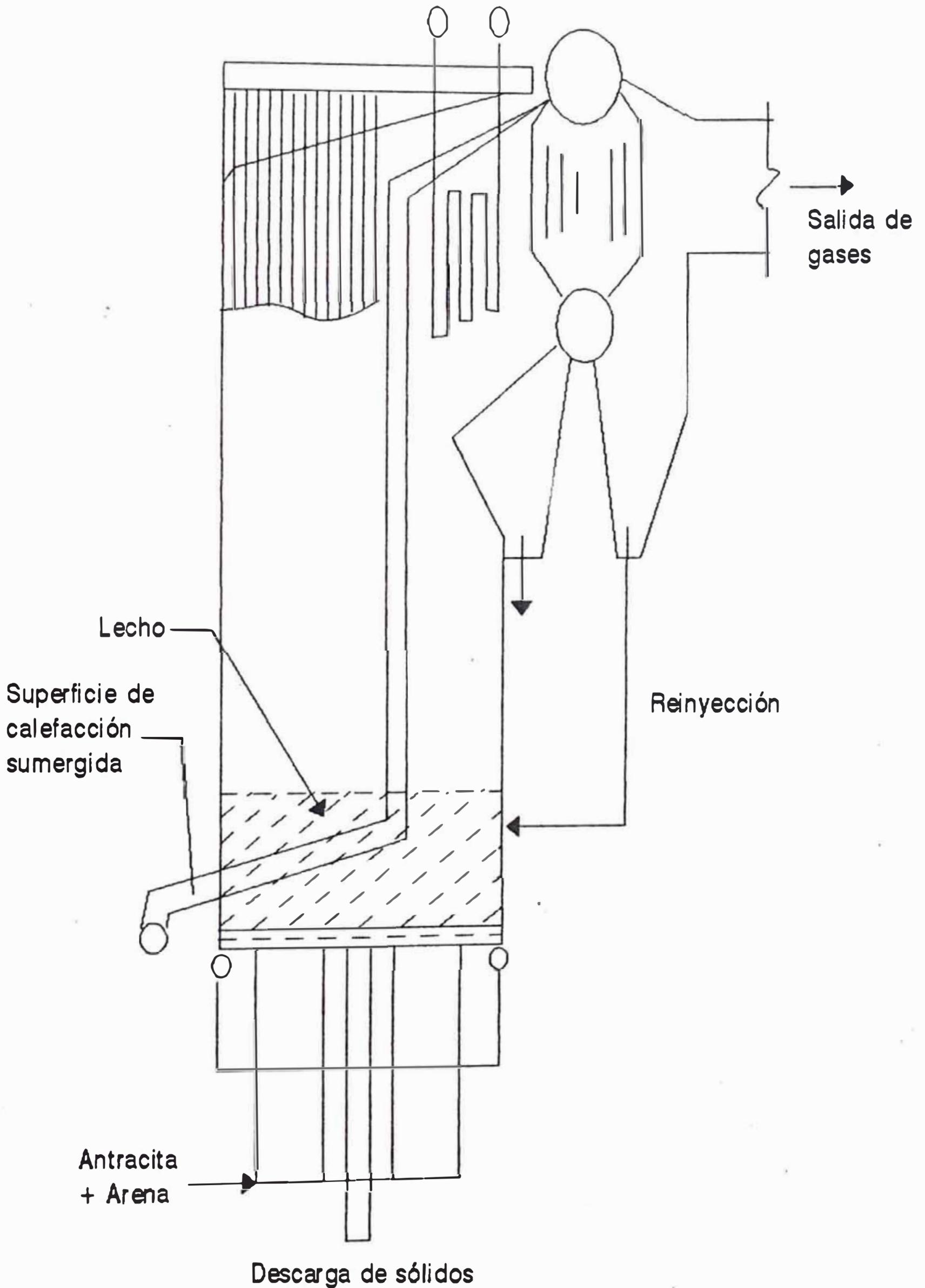
CAPACIDAD: 10 - 90 TON/H de Vapor

Fig. 5.1 Sistema de Parrilla viajera continua

Sistemas de Lecho Fluidizado.-En el lecho fluido la antracita junto con un material inerte, como arena, se mantienen en suspensión en la parte inferior de la cámara de combustión por la acción de aire distribuido desde abajo del lecho. Este tipo de lecho fluido se denomina burbujeante (Fig.5.2). La turbulencia del lecho hace que la masa de sólidos se comporte como un líquido; el violento mezclado permite generar calor a temperaturas bajas uniformes del orden de 815°C - 870°C , de modo que se libera el calor a un nivel equivalente al de un hogar convencional pero a mas baja temperatura y sin pérdida de eficiencia. El lecho fluido es prácticamente insensible a la cantidad y naturaleza de las cenizas de carbón y requiere un volumen de hogar menor ya que no es necesario enfriar las cenizas por debajo de su temperatura de ablandamiento antes de entrar a las superficies convectivas de la caldera. Asimismo esta baja temperatura de combustión reduce la formación de NO_x térmico y agregándose calizas o colomitas al lecho se puede absorber el SO_2 liberado en el proceso de combustión. Con carbón existe peligro de sinterización si la temperatura excede 950°C y la eficiencia de la combustión declina por debajo de 800°C .

El Lecho Fluido Circulante es aquel en donde se levantan los sólidos en una fase relativamente

Fig. 5.2 Caldera de lecho fluido burbujeante



diluida utilizando aire a alta velocidad 6m/seg. a 8m/seg., en comparación con 1m/seg. a 2m/seg. utilizada en el lecho fluido burbujeante. Los gases al salir del hogar entran a un sistema de separadores mecánicos, parte de cuya descarga de sólidos regresa al hogar para completar la combustión. De esta forma el lecho es continuamente circulado. Las calderas con lecho fluido circulante son generalmente mas económicas que las de lecho burbujeante por encima de 200000 lbs/h de vapor. El hogar alto de las grandes unidades con lecho circulante ofrece una mejor utilización del espacio, más tiempo de residencia de las partículas de combustible y mejor captura del SO₂.

Técnicamente los calderos de lechos fluidizados son las unidades ideales para quemar antracita peruana en las condiciones normales de producción en las minas, estos calderos requieren dimensiones especiales y tienen por lo tanto una capacidad mínima que justifique económicamente su implementación. Es así que un caldero de 250000 lbs/h cuesta alrededor de U.S.\$9'000,000.-; un caldero de 120000 lbs/h debe costar aproximadamente U.S.\$5'000,000. Se considera que los generadores de vapor con capacidad de alrededor de 60000 lbs/h a 100000 lbs/h son muy caros y no podrán competir con otro tipo de generadores de vapor a carbón que no son de lechos fluidizados.

En la industria pesquera los calderos de lechos fluidizados están fuera de escala no solo por su capacidad óptima sino además, por la gran inversión que requieren y su tiempo de implementación prolongado.

Sistemas de carbón en polvo.- Los calderos para carbón en polvo, no han sido diseñados y construidos especialmente para este combustible, en el caso de carbones bituminosos son los más fáciles de quemar, se alimenta el carbón en polvo de arriba hacia abajo en hornos de combustión muy altos en los que se hacen turbulencias especiales con aires primarios, secundarios, etc. para lograr un relativo prolongado contacto del O_2 con el carbón.

Esto indica que los calderos deben ser diseñados especialmente para este combustible que no es el caso de los calderos de Pescaperú, por lo tanto estos no pueden ser adaptados a este sistema de carbón en polvo. En el caso de calderos para carbón en polvo de antracita, en razón de la dificultad de quema de este combustible deben tener prendido un quemador de petróleo en forma constante a manera de bujía.

En el caso de emplearse en la industria pesquera en que requieren variación importante y a menudo de carga, se tendrían que arrancar automáticamente quemadores de petróleo para recuperar el nivel de carga, con ello la economía de combustible no es

plena y requiere además grandes inversiones en los calderos.

Sistemas de carbón en polvo con fluidizante.-En la industria pesquera podría pensarse en la mezcla de carbón con aceites propios de la industria, esta posibilidad queda descartada por las siguientes causas:

-Requieren una inversión extremadamente alta porque habrá que comprar calderos nuevos

-Esta técnica no ha sido experimentada y hasta que se desarrolle tendrían que transcurrir muchos años

-Será necesario gastar mucha energía y equipo especial para pulverizar el carbón

-Desde el punto de vista de costo sólo del combustible carbón pulverizado más aceite por MBTU será mas caro que el valor de la antracita (sin conversión en polvo) por cada MBTU.

Sistema de carbón en briquetas.-Al costo adicional que representa el briqueteado, hay que adicionar su dificultad de quema ya que no podrá quemarse en calderos con parrillas puesto que por ser antracita fundirá las parrillas y tampoco puede usarse en los calderos actuales de la industria pesquera por no estar diseñados para combustibles sólidos y menos antracita.

Sistemas de gasógenos de lecho fijo.-El gasógeno de lecho fijo consiste básicamente de un reactor cilíndrico con camisa de agua, provisto en la parte inferior de una parrilla giratoria. El carbón desciende en contracorriente con el aire y vapor que se introduce a través de la parrilla. Se opera con menos oxígeno que el requerido para una combustión completa y se obtiene en la salida superior un gas pobre con un poder calorífico del orden de 140 a 180 BTU por pie cúbico. El gas combustible generalmente pasa luego a un separador de polvos y se puede quemar como gas caliente aprovechando su calor sensible (500°C) cuando el centro de consumo se encuentre cercano (menos de 100 m.). El tamaño de estas unidades va desde 3MW hasta 60 MW térmicos. Se emplean múltiples gasógenos para grandes capacidades lo que influye en los requerimientos de capital para su instalación.

La ceniza es continuamente eliminada por su rotación y es colocada en la tolva inferior.

La granulometría de la antracita requerida es 5mm-15mm, aproximadamente y no son adecuados para la combustión de finos en exceso de 15%-20%.

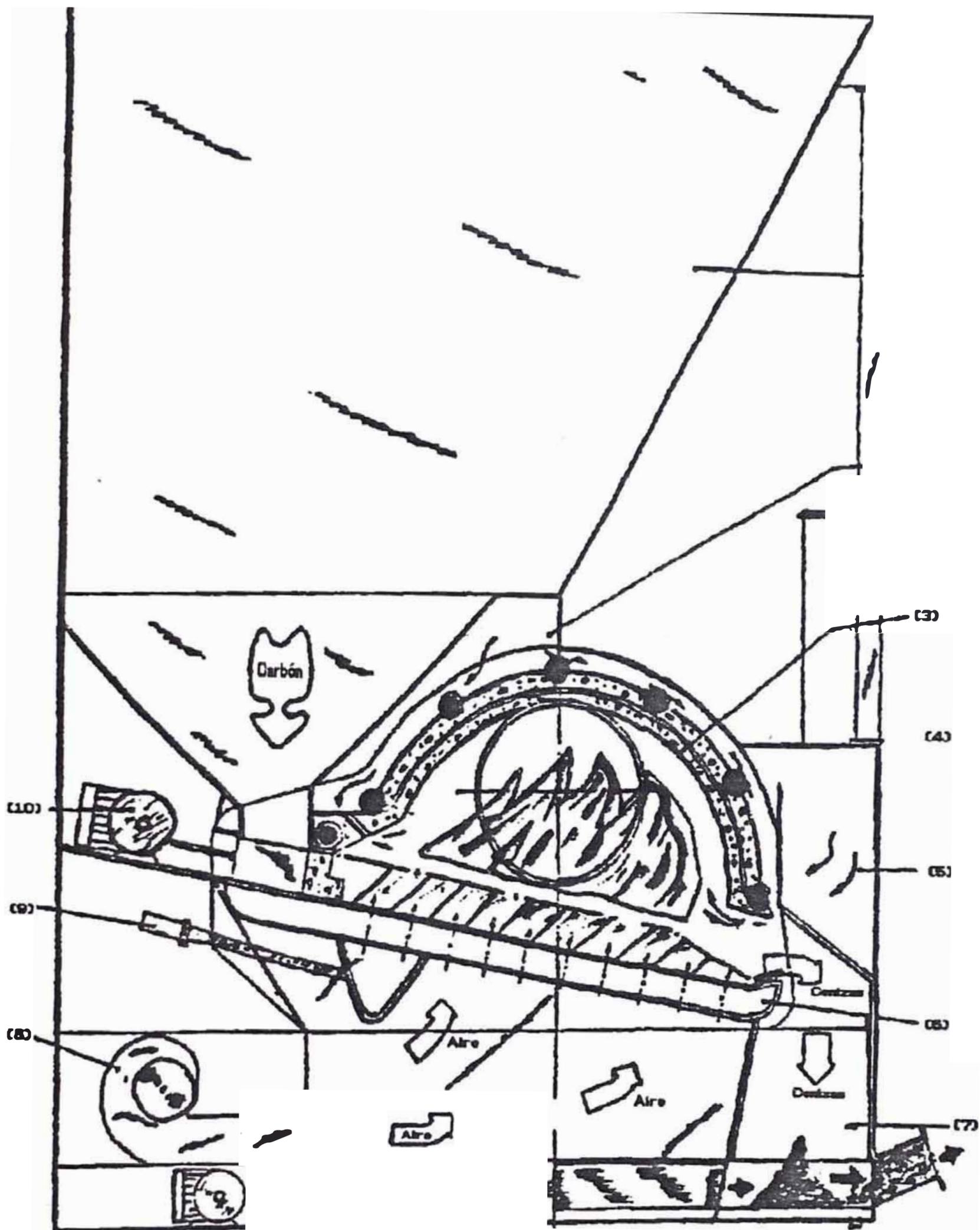
Para la industria pesquera sería útil este sistema en el caso que la ceniza volante procedente de la antracita que quema sobre parrilla sea inaceptable para un secador a fuego directo. Pero, de acuerdo a

nuestro análisis de optimización energética para la instalación sólo se requiere el secador a vapor indirecto, el cual resulta ser más eficiente que el anterior. Por lo tanto la implementación de un sistema de gasógenos de lecho fijo no sería recomendable para una planta de harina y aceite de pescado.

Sistema de Quemadores-Gasificadores.-Lo expuesto anteriormente descarta la posibilidad de implementación de todas las alternativas mencionadas y deja como única posible desde el punto de vista técnico-económico, a la que se refiere al empleo de quemadores-gasificadores.

De acuerdo a los fabricantes (Suxé-Desa) las características que imprimen estas unidades al proyecto, son principalmente las siguientes:

- No requieren el cambio de calderos, pudiéndose usar los actualmente instalados
- El tiempo de implementación es muy corto ya que puede efectuarse entre 3 a 5 meses
- No se requiere modificación en los calderos, sino solamente pequeñas adecuaciones para la conexión del quemador en sí, así como el sistema de circulación de agua de refrigeración
- El carbón no requiere tratamiento especial, salvo eliminación de trozos mayores y eliminación de finos en el supuesto improbable de que estos tengan



LEYENDA

- (1) Tolva de carbón
- (2) Cámara de aire secundario
- (3) Arco refractorio
- (4) Romp dor de es oria
- (5) Cámara de aire terciario
- (6) Parrilla enfriada con agua
- (7) Cámara de recepción de ceniza
- (8) Ventilador forzado
- (9) Ignición
- (10) Alimentador de carbón

Fig. 5.3 Quemador - Gasificador Suxé - Dosa

un porcentaje muy elevado que no es el caso de acuerdo a los análisis de los distintos estudios efectuados en la zona por instituciones especializadas como Minero Perú y otras

-No requieren pulverizado, aditivos fluidizantes ni petróleo piloto que encarecen notoriamente los costos de producción

-El calor ganado por el agua de refrigeración del quemador es aprovechado íntegramente, ya que se usa agua del propio caldero

-La alimentación del carbón no requiere de un sistema que opera continuamente ya que una carga por guardia sería suficiente

-La operación es muy simple y el personal que normalmente trabaja en la sección calderos, está ampliamente capacitado para llevarla a efecto

-El mantenimiento es simple ya que prácticamente en el quemador las partes sujetas a desgaste son muy escasas.

Calderos Nuevos.-Un estudio sobre el parque de calderas a petróleo instaladas en la industria pesquera, reveló que el 70% de ellas tiene 21 años o más por lo que pueden considerarse obsoletas y deberán renovarse. Hecho que coloca como segunda posibilidad la adquisición de calderos nuevos, específicamente diseñados para combustibles sólidos ó mezclas carbón-petróleo.

5.5 Proyecto Demostrativo de Quemador-Gasificador

Suxé-Desa. -La escasa experiencia de utilización de carbón mineral, como combustible para generación de vapor en nuestro medio y el potencial de sustitución mencionado, permiten considerar de singular importancia la realización de proyectos demostrativos como el proyecto Suxé-Desa, consistente en promover la adquisición de un quemador cuya tecnología ha sido aplicada con éxito en Gales y adoptada para quemar antracita peruana.

La construcción del quemador y la ejecución de pruebas fueron efectuadas en instalaciones de Pescaperú en Chimbote y Callao.

El presente informe representa el análisis objetivo de las características y circunstancias que se han presentado durante las diversas etapas de ejecución de las pruebas realizadas y se orienta a mostrar, además de la evaluación del propio quemador los múltiples problemas que se presentan en las condiciones actuales para desarrollar este tipo de proyectos pese a reconocerse su importancia y rentabilidad a nivel país.

Datos Generales. -Suxé Combustion asociado con Desa manufactura un variado rango de pre-quemadores diseñados para la combustión de antracita; básicamente este rango puede ser dividido en 2 tipos: Manual y automático.

Basados en la información conocida sobre las características de combustión de la antracita peruana Suxé-Desa optó por construir un quemador automático.

La capacidad de la unidad finalmente seleccionada fue $15 \cdot 10^6$ BTU/h la cual, tomando en cuenta el probable alto contenido de cenizas en los carbones peruanos, podría suministrar satisfactoriamente el calor necesario para la operación de un caldero pirotubular de 300 BHP.

El quemador-gasificador ha sido enteramente construido en el Perú por trabajadores peruanos. Los componentes importados han sido muy pocos: reductores de motor y controles electrónicos, parrilla y bomba de recirculación. Para hacer esto posible se hicieron algunos cambios en el diseño original.

El esfuerzo económico para este proyecto ha sido realizado con capitales propios de Suxé y Desa y por un préstamo de Cofide S.A. que ha apoyado efectivamente este proyecto vía dicho financiamiento y además mediante la donación del carbón utilizado en la primera etapa de pruebas.

Se desarrollaron 2 etapas de pruebas: la primera en Chimbote y la segunda en Lima utilizando para las pruebas las instalaciones y calderos de Pescaperú para incorporarles el quemador-gasificador evaluándose las condiciones de producción industrial.

Quemador-Gasificador Suxé-Desa.-Especialmente diseñado para quemar antracita es una unidad autosoportada y consta de una tolva de almacenamiento, sistema de alimentación de carbón y cámara combustión, sistema de extracción de cenizas, sistema de enfriamiento, sistema de aire de combustión y un control automatizado mediante un panel central con regulaciones electrónicas. Su capacidad de diseño es de 15×10^6 BTU/h (4400KW-350BHP) debiendo considerarse como la cantidad de calor que es capaz de proporcionar. La cantidad de producción de vapor dependerá del caldero. El quemador tiene un control de la presión negativa en la cámara de combustión comprendida entre 0 y 0,23 pulgadas de columna de agua. Finalmente el carbón se deposita en una plataforma de un transportador de tornillo. Antes de pasar al tornillo los trozos de carbón son cribados en una reja metálica de $2-3/4'' \times 2-3/4''$. El transportador de tornillo alimenta la tolva del quemador. La capacidad de la tolva es de aproximadamente 6 TM.

La cámara de combustión está refrigerada por agua que es recirculada del caldero al quemador y retornando al caldero en forma precalentada.

El quemador-gasificador tiene un sistema de enfriamiento de la parrilla recirculando el agua de la caldera mediante una bomba marca HALBERG. Los

datos de placa del motor eléctrico que accionaba la bomba son:

Marca=Delcrosa-Marelli; HP=12; RPM=1745; AMP=30

El ventilador de tiro inducido ha sido regulado para promover un adecuado tiro a través del caldero y obtener las condiciones apropiadas de combustión. Los datos de placa del motor que acciona el ventilador son: HP=12; RPM=1745.

El ventilador de tiro forzado suministra el aire de combustión y el aire de enfriamiento de la compuerta y pared de la cámara que a su vez sirve como aire suplementario de combustión. Los datos de placa del motor que acciona el ventilador son: HP=6, RPM=1790.

El tablero de control automático consta de los siguientes aspectos:

- 1.-Control de encendido-combustión normal
- 2.-Control de la alimentación de carbón
- 3.-Control de la extracción de cenizas
- 4.-Control de la bomba de circulación
- 5.-Control del ventilador de tiro inducido
- 6.-Control del ventilador de tiro forzado
- 7.-Control de temperatura del agua de refrigeración
- 8.-Control de tiro dentro de la caldera
- 9.-Control digital del período de accionamiento del mecanismo de alimentación.

Caldero Kewanee:Chimbote

Es de tipo pirotubular, tipo paquete, diseñado para quemar petróleo; el fondo de la cámara de combustión es seco.

Fabricante=KEWANEE BOILERS (construido en 1965 e instalado en 1967)

Capacidad=405 BHP

Presión de diseño=223 psig ($T_{sat.}=203^{\circ}C$)

Superficie de calentamiento=2064 pie²

Nº de recorrido de gases (pasos)=2

Diámetro de tubos=3"φ (con torbellinadores).

Caldero Apín:Callao

Es de tipo acuotubular tipo paquete, diseñado para quemar combustibles líquidos. Sus características térmicas son las siguientes:

Fabricante= APIN

Capacidad=10350 lbs/h

Presión de diseño=180 lb/pulg²

Superficie de radiación=286 pie²

Superficie de convección=719 pie²

Nº de serie=1086

Año de fabricación=1972

Pescaperú reparó y acondicionó este caldero quedando en buenas condiciones para las pruebas efectuadas.

El único inconveniente remarcable es la capacidad sobredimensionada de la bomba de alimentación del caldero. Su capacidad de bombeo excede los

requerimientos de agua del caldero lo cual exige que se trabaje con la válvula en un 30% de abertura.

5.6 Descripción de los Pruebas Realizadas.-

5.6.1 Primera Etapa de Prueba Realizadas por Suxé-Desa.-

El caldero Kewanee utilizado no se ajustaba precisamente a las características de diseño consideradas al construir el quemador-gasificador, representando con su capacidad 405 BHP para una exigencia mayor de lo calculado, además de presentar algunos inconvenientes sus características de diseño de 2 pasos de gases con torbellinadores, que para el caso de empleo de carbón podría ocasionar depósitos de cenizas; la conversión de la condición de tiro forzado a tiro inducido en este tipo de calderos imparte una condición diferente de registro de flujos de gases. Pese a estas consideraciones para probar la operación y el rendimiento del quemador resultó suficientemente adecuado, juzgando las comprobaciones efectuadas con el criterio técnico necesario para estos casos.

La secuencia de circunstancias que rodearon las primeras pruebas que se desarrollaron en forma privada, pueden resumirse en los siguientes hechos:

a) Se descubre la dificultad de las empresas mineras locales para garantizar un suministro de carbón en condiciones mínimas de calidad y cantidad requeridas para este proyecto. Las

limitaciones de tiempo para ejecución de las pruebas obligaron a seleccionar el carbón basándose en la disponibilidad inmediata, antes que en criterios o exigencias de calidad.

b) La primera impresión al encender por primera vez el quemador fue excelente. Utilizando la llama de una antorcha de oxi acetileno para el encendido inicial del carbón, el cual duró aproximadamente dos horas, durante las primeras horas de operación las condiciones de combustión se mantuvieron estables.

c) Posteriormente se aprecia que se comienzan a alterar las condiciones en el interior de la cámara de combustión, reduciéndose progresivamente la proporción de cama de fuego sobre la parrilla a un 40% ó 50% lo cual provoca el paso de aire primario a través de la sección apagada de la parrilla sin aportar nada a la combustión y disminuyendo en la misma proporción la producción efectiva de calor para el caldero.

d) Al determinar la causa se detecta la formación de una masa vitrificada pastosa y candente que no dejaba pasar el aire ni fluir adecuadamente el carbón sobre la parrilla.

e) En este punto se suspende las pruebas para realizar los análisis reportados sobre la fusibilidad de las cenizas del carbón utilizado y de la pizarra detectada como el principal

contaminante del carbón y la principal razón de los problemas de formación de costras de clinker referido.

f) Sometiendo la pizarra separada manualmente del carbón al calor de la antorcha de oxi-acetileno se comprobó la misma formación de clinker que se producía en el interior de la cámara de combustión. En cambio el carbón sometido a la misma prueba, combustionó con facilidad quedando como residuo finas partículas blanquecinas de ceniza.

g) Para disponer de un carbón de características adecuadas se adoptó un sistema de clasificación manual del carbón en la propia planta contratando mano de obra local.

Prueba de Demostración: Chimbote. - Considerando satisfactorias las condiciones de operación del quemador-gasificador se programó la realización de una prueba de demostración la cual se efectuó en la siguiente forma:

Condiciones de Funcionamiento. - Las pruebas se realizaron sin efectuar la regulación del quemador a diversos porcentajes de carga.

Se mantenía un nivel de depresión estable dentro de la cámara de combustión.

Los flujos de aire primario y secundario se mantuvieron en un nivel prefijado.

El flujo de carbón se podía regular mediante un

control eléctrico. No se pudo medir el flujo de vapor, en base a la medición del flujo de agua de alimentación ya que la capa de vidrio de protección del medidor estaba empañada haciendo imposible su lectura. Sin embargo debemos mencionar que la válvula de control de flujo de vapor estaba casi cerrada ya que si se abría completamente, la presión de vapor en el caldero disminuía rápidamente.

Cuando se formaba clinker (aglomeración de cenizas) se empleó un rastrillo para romperlo, ya que obstruía el paso del aire y alteraba la combustión normal.

Durante la operación del quemador se pudo apreciar que los sellos de la bomba de recirculación no funcionaban correctamente. Es necesario mencionar que el transportador helicoidal actuaba como un triturador de carbón produciendo muchos "finos".

Mediciones de las pruebas.-Se ha procedido a realizar mediciones de las pruebas cuando se lograron condiciones de funcionamiento estable. Los equipos utilizados se indican en la tabla 5.1

Mediciones físicas.-Se efectuaron mediciones de presiones, temperaturas y consumo de auxiliares según se indica en la tabla 5.2. En los humos de escape se midió un índice de Bacharach de 2

Análisis químico de los productos de combustión.- Solamente se hizo el análisis de los humos según se indica en la tabla 5.3.

5.6.2 Segunda Etapa de Prueba Realizadas por Suxé-Desa.-

Al no considerarse satisfactorios los resultados de las pruebas de demostración efectuadas en Chimbote y presentarse la posibilidad de disponer de un caldero de Pescaperú de capacidad mas apropiada en sus instalaciones del Callao, se decidió la realización de una segunda prueba con el quemador-gasificador acoplado esta vez a un caldero acuatubular de las características anotadas anteriormente.

Aprovechando la experiencia de Chimbote, Suxé-Desa realizó algunas modificaciones en el sistema del quemador, siendo las mas importantes:

a) Instalación de una linea de agua del caldero a la parte baja de la parrilla, para incorporar un factor de control, de la temperatura de la cámara de combustión que permita evitar el exceder la temperatura de fusión de las cenizas por sobrecalentamiento.

b) Modificar el ingreso de aire primario incorporando una circulación de aire precalentado para ingresar a la zona de alimentación del carbón a la parrilla, para permitir su rápida combustión.

c) Regular el sistema de control de alimentación del carbón a la parrilla para hacerlo en condiciones de mayor continuidad y mejor homogeneidad.

d) Construcción de una tolva en la descarga de cenizas para evitar cualquier polución al exterior.

Prueba de Demostración:Callao.-Las dificultades para conseguir el suministro de carbón de la calidad requerida se agudizaron por la lejanía respecto a las minas que supuestamente hubiesen podido atender los pedidos generados y por los problemas para conseguir el transporte de la mina al Callao. El problema de calidad de los carbones disponibles se mantuvo inalterable, lo cual demoró durante dos meses la realización de la prueba de demostración. Finalmente, Suxé-Desa consiguió la provisión de carbón clasificado y lavado proveniente de la mina San Benito. Esta mina tiene depósitos en Trujillo y Salaverry con loza de concreto y equipos para zarandeo, disponiendo eventualmente de 3 tipos de carbón en función de su tamaño (A,B y C) el tipo B es el que resulta más apropiado, adaptándose muy bien a los requerimientos de diseño y operación del quemador-gasificador.

El análisis del carbón que se muestra en la tabla adjunta presenta las características principales del combustible utilizado en estas pruebas.

Características de Combustión del carbón usado en el**Callao:**

Humedad	4,53%
Materia volátil	1,80%
Cenizas	5,87%
Carbono fijo	87,80%
Azufre	0,25%

Condiciones de Funcionamiento.-La excelente calidad del carbón se puso de manifiesto al producirse una combustión uniforme y efectiva en la cámara de combustión. El tamaño de cenizas producidas tenían una dimensión aproximada de 2cm. de diámetro, por lo cual permitían un efectivo paso de aire a través del carbón quemándose en la parrilla favoreciendo la combustión. Para controlar la producción de vapor del caldero se presentó un inconveniente: la bomba de alimentación de agua al caldero se encuentra sobredimensionada, por lo cual trabaja con la válvula de compuerta al ingreso del caldero con un 30% de abertura. El contómetro de agua instalado en la línea de 3 pulgadas, a través de un bypass en línea de 1 pulgada únicamente, al conectarse ocasiona problemas de insuficiencia de agua en la bomba con riesgo para la misma. Después de efectuarse 2 pruebas para efectuar la medición del flujo de agua por medio del contómetro, la bomba comenzó a cavitarse por lo cual se consideró inaplicable el sistema. Utilizando un flow-meter se

intentó la medición de flujo, pero igualmente la intermitencia frecuente de operación de la bomba no permitió obtener resultados representativos.

En estas circunstancias se produjo un incidente que alteró las condiciones de operación del sistema, pero resultó muy importante para observar la reacción del quemador en circunstancias problemáticas. Por efecto de los intentos de medición del flujo de agua utilizando el bypass de 1", se produjeron bolsas de aire en la alimentación de agua al caldero que posteriormente provocaron problemas en el indicador visual del nivel de agua, el cual no registraba agua en el caldero en cantidad suficiente. Por seguridad se optó por apagar el caldero habiendo interrumpido en operación durante 22 minutos. Al chequear el medidor y efectuar una purga de aire se comprobó esta anomalía, procediéndose a encender el quemador y normalizar la operación.

El resultado mostró una rápida recuperación de las condiciones de funcionamiento, y aunque se presentaron algunos inquemados en las cenizas posteriormente, el tiempo en que se recuperó las condiciones óptimas de operación resultó relativamente corto.

Para la segunda prueba realizada se tomaron algunas previsiones para calcular el consumo de agua en el

caldero registrando el volumen consumido en el tanque de alimentación; el sistema adoptado no resulta el mas moderno y cómodo, pero por ser necesario conocer el volumen de agua consumida para evaluar el trabajo del caldero, puede considerarse suficientemente representativo por ser una medición directa.

Durante esta prueba, la operación del sistema quemador-caldero se mantuvo estabilizada en condiciones normales de operación durante casi las 4 horas que duró la misma.

Resulta necesario anotar que la planta de aceite no se encontraba operando a capacidad plena durante estos días, por lo cual parte del vapor producido fue desechado. Por esta razón no se puede establecer comparaciones con suministro de cantidad de vapor que se acostumbra requerir del caldero que existe específicamente para este trabajo.

Mediciones Efectuadas.-En la tabla N°5.4 se incluyen las mediciones efectuadas durante los días de prueba. Se incluyen únicamente las que representan condiciones normales de operación por dos razones:

1.-En las condiciones descritas que se han producido las pruebas, se ha demostrado que el quemador-gasificador puede operar en forma normalizada, habiéndose repetido los resultados de análisis de gases efectuados en forma reiterada.

2.-Al producirse alteraciones en las condiciones de operación y consecuentemente variar el contenido de CO₂ y O₂ de los humos. Las razones para que ello suceda pueden ser de diverso origen y en algunos casos circunstanciales, por lo cual no pueden ser utilizadas en forma válida sin incurrir en la posibilidad de error.

Los equipos utilizados se indican en la tabla 5.1. Con los datos mencionados se determinó la eficiencia térmica global que se incluye en la tabla 5.5.

Observaciones.-

a) Las características de calidad del carbón han quedado confirmadas como el factor determinante para lograr una eficiente operación del quemador-gasificador y caldero Apín-Pescaperú.

b) En comparación con la primera prueba realizada, la mejor adecuación del caldero Apín a las características de diseño del quemador ha permitido apreciar mejor sus condiciones operativas.

c) Las modificaciones efectuadas respecto a Chimbote no han resultado determinantes en el mejor rendimiento logrado pero podrían resultar importantes en casos que el carbón utilizado no sea de la misma calidad del empleado.

d) El factor de carga del caldero (74%) resulta un valor conveniente para asegurar la normalidad de variables operativas durante las pruebas, pero se

observa un apreciable margen para mejorar este valor en condiciones de operación industrial normales.

e) La alimentación de carbón a la tolva se realizó utilizando un cargador frontal evitando en esta forma la pulverización (formación de finos) que se producía en el transportador helicoidal usado en Chimbote.

5.7 Evaluación Técnica del Proyecto Demostrativo del quemador-gasificador Suxé-Desa. -

A) El contenido de pizarra en los carbones y las características granulométricas de los mismos; resultan factores claves para la correcta operación del quemador-gasificador. Un contenido de pizarra alrededor de 5% resulta muy adecuado para producir una conveniente nodulización de las cenizas que prácticamente elimina la presencia de arrastre de partículas en los gases de combustión lo cual provoca problemas en el interior de los tubos en el caso de los calderos pirotubulares y contaminación ambiental. La granulometría requerida no permite la presencia de finos ni pedazos grandes. Ideal: 5mm-15mm.

B) El sistema de alimentación de carbón de la tolva a la parrilla establece rangos de frecuencia en un espectro que resulta suficiente produciendo los golpes de alimentación con una secuencia que de acuerdo a lo observado resulta conveniente, sean lo más corto que resulte posible.

C)El tiro inducido resulta un factor importante del sistema para regular la circulación de gases y la eficiencia de combustión. Su adaptación a calderos pequeños, normalmente de tiro natural, exige un estudio especial de dimensionamiento de la capacidad del ventilador extractor y la instalación de un damper de regulación.

D)El material aislante y refractario de la cámara de combustión no presentó ningún problema durante las pruebas, pero se pudo apreciar alguna tendencia a producirse incrustaciones.

E)El sistema de recirculación de agua permite una eficiente refrigeración de la parrilla y a la vez funciona como un economizador al precalentar el agua que vuelve con un considerable incremento entálpico al caldero para convertirse en vapor.

F)El sistema de control electrónico efectúa correctamente el comando de la operación del sistema ya sea en marcha normal o en "retén" (mantenimiento del fuego con muy poca generación térmica) pero se considera necesaria la participación de un operario en sistema "semiautomático" por existir condiciones de trabajo que deben ser controladas visualmente y con el criterio suficiente para actuar solucionando problemas muy difícilmente programables.

G)La variación de las condiciones del tiro forzado incorporando aire precalentado en el primer tercio de la parrilla resulta efectivo. Por lo demás el sistema

de tiro forzado permite una buena regulación del aire primario.

H)El sistema de descarga de cenizas resulta adecuado, pero requiere de un periódico control visual para una conveniente regulación de las condiciones operativas del sistema.

I)La generación térmica, una vez superados los problemas que evitaban una buena formación de cama en la parrilla, resultó bastante satisfactoria, comprobando el elevado potencial energético de las antracitas peruanas. La bóveda de refractario resulta importante para mantener una temperatura elevada en la cámara de combustión y favorecer la continua disponibilidad de alta temperatura de ignición de la antracita, superior a los 1000°C.

J)Con la finalidad de mostrar la performance del quemador-gasificador Suxé-Desa se prepararon los 3 gráficos:A, B y C.

-El gráfico A demuestra claramente el corto tiempo necesario para llevar la presión del caldero al valor deseado. Solo fue necesario tomar un tiempo de 19 minutos.

-El gráfico B es una indicación de la temperatura del gas a la salida del caldero.

-El gráfico C es una indicación de la eficiencia de combustión y es extremadamente útil para una calidad variable de combustible.

Especificación del carbón requerido
para el quemador-gasificador Suxé-Desa

Tamaño (ver nota 1)	Suxé grado dos 6mm a 12mm (por ejemplo carbón clasificado entre 2 mallas 12*12 y 6*6)
Humedad	8% máximo
Volátiles	10% máximo
Ceniza	10% máximo (desde el carbón solamente)
Contaminación de carbón entregado	Ninguno permitido en la forma de partículas separadas
Azufre	1% máximo
Poder Calorífico	11500 a 14500 BTU/lb
Indice de Hinchamiento	cero
Contenido de finos	10% máximo (menores a 2mm)
Temperatura inicial de deformación de ceniza	1260°C o más
Temperatura de fusión de ceniza	1400°C o más

Nota 1.-Otros tamaños de carbón pueden ser usados, pero afectarán la capacidad del quemador Suxé, a menos que éste sea específicamente diseñado para esos tamaños.

PRUEBAS DE FUSIBILIDAD DE CENIZAS

Resultados

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Muestra	Punto de Fusión
Cenizas de carbón	1475°C
Pizarra	1225°C
Compósito con 5% de pizarra	1455°C
Compósito con 13% de pizarra	1430°C

El punto de fusión o temperatura hemisférica corresponde a aquella en que el cono funde formando una semiesfera.

Comentarios

El punto de fusión correspondiente a la pizarra es bastante bajo probablemente porque la temperatura del horno no corresponde a la del cono el cual al contener una determinada proporción de carbón se encontraba a una mayor temperatura.

Nota.-Las pruebas fueron realizadas utilizando los procedimientos Standard A.S.T.M. (Designación D-1857-68) en la Facultad de Ingeniería Geológica Minera y Metalúrgica de la Universidad Nacional de Ingeniería.

TABLA Nº 5.1

Relación de Equipos utilizados en las pruebas de demostración del Quemador Suxe en PescaPerú - Chimbote y Callao

Nº	Equipo	Marca	Serie/Modelo
1	Analizador de gases (CO, O ₂ , AT)	Neotronics	3530/960.1
2	Medidor de gases (CO ₂ , O ₂)	Bacharach-Fyrite	10-800
3	Pirómetro infrarrojo	Omega	2000A
4	Medidor digital de temperatura tipo J	Omega	Mod. 871
5	Pinza potenciométrica	Epic	Mod. 480Z
6	Tubo Pitot mediano	Dheyer	
7	Medidor de humedad relativo	Omega	300-86_12 205 RH 206

TABLA Nº 5.2

Mediciones físicas efectuadas en la primera prueba de demostración - Chimbote

1) Hora : 11 h y 15 min.
 TBH : 17 °C
 Humedad Relativa : 70%
 Altitud : 0 m.s.n.m.

2) Hora : 15 h y 10 min.
 TBH : 20 °C
 Humedad Relativa: 70%
 Altitud : 0 m.s.n.m.

Nº	Quemador		Paredes del Quemador		Tubos de Conexión	Paredes del Caldero		Chimenea
	Tcámara (°C)	Tcámara (°C)	Tsombra (°C)	Tsol (°C)	T (°C)	Tsombra (°C)	Tsol (°C)	Tgases (°C)
1	1140	995	31.7	71.2	160	32.2	55.7	235
2	1200	980	35	74.6	163	33	67	217

Consumo de Auxiliares (KW)

Bomba de Recirculación	Ventilador de Tiro inducido	Ventilador de Tiro forzado
3.5	6.8	5.1

TABLA Nº5.3**ANALISIS QUIMICO DE HUMOS**

HORA	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	EXCESO DE AIRE (%)	EFIC. DE COMBUST.
11:15	6	11,8	40	83%
15:10	11,2	7,8	105	73%

TABLA Nº 5.4**MEDICIONES EFECTUADAS-CALLAO****Condiciones normalizadas:**

-Análisis promedio de humos de combustión

Temp. de humos=250°C

Temp. ambiente=25°C

Contenido de O₂=5%

Contenido de CO₂=14,2%

Exceso de aire=30%

Indice de Bacharach=2

-Alimentación de carbón=355kg/h

-Producción de vapor=3460kg/h

-Capacidad nominal del caldero=4678 kcal/h

-Factor de carga=74%

TABLA Nº 5.5
BALANCE TERMICO GLOBAL

Tiempo base=1 hora

Temperatura base=25°C

A) Calores entrantes

-Combustión:

$$355\text{kg} \cdot 7000 \text{ kcal/kg} = 2485 \cdot 10^3 \text{ kcal}$$

B) Calores salientes

-Vapor:

$$3460\text{kg} \cdot (660 - 100) \text{ kcal/kg} = 1938 \cdot 10^3 \text{ kcal}$$

-Humos:

$$(1,3 \cdot 19,92 \cdot 355 + 355) \text{ kg} \cdot 0,25 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 225^\circ\text{C} =$$

$$537 \cdot 10^3 \text{ kcal}$$

-Pérdidas:

$$(2485 - 1938 - 537) \cdot 10^3 = 10 \cdot 10^3 \text{ kcal}$$

C) Eficiencia Global

$$\eta = \frac{1938 \cdot 1000}{2485 \cdot 1000}$$

$$\eta = 0,78 \text{ (78\%)}$$

CAPITULO 6

ANTEPROYECTO DE MODIFICACIONES EN LA INSTALACION PARA SU AHORRO ENERGETICO TOMANDO EL CARBON COMO COMBUSTIBLE

De acuerdo al Estudio de Optimización Energética en 4.4 y a la Evaluación Técnica mostrada en el Capítulo 5 las modificaciones necesarias serían:

6.1 Instalación de 3 precalentadores de aire de combustión.-Son necesarios para los calderos #2, #5 y #8 considerados en el Capítulo 3. Los precalentadores de aire serán de las características adecuadas para dichos calderos.

La variación de temperatura en los gases de combustión por enfriamiento en el precalentador es:

$$\Delta t_g = 236^\circ\text{C} - 180^\circ\text{C} = 56^\circ\text{C}$$

La variación de temperatura en el aire por calentamiento en el precalentador es:

$$\Delta t_a = 90^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} = 65^\circ\text{C}$$

Flujo de gases: $\dot{m}_g = 11973 \text{ kg/h}$

Flujo de aire: $\dot{m}_a = 11270 \text{ kg/h}$

Considerando un calentamiento en contraflujo:

$$\Delta T_1 = 236^\circ\text{C} - 90^\circ\text{C} = 146^\circ\text{C} ; \Delta T_2 = 180^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} = 155^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 / \Delta T_2 = 0.94 < 1.5$$

La media logarítmica de la diferencia de temperatura total será:

$$MLDT=(146 + 155)/2=150.5^{\circ}C$$

El flujo de calor transferible:

$$Q=11270*0,24*(90-25)$$

Considerando un coeficiente total de transferencia de calor de: 15 kcal/m²-°C-h (gas-aire)

Area de la superficie de transferencia:

$$A=77,9 \text{ m}^2$$

Por lo tanto se usarán 3 precalentadores de aire con A=78 m² ; MLDT=150,5°C.

6.2 Implementación de la Unidad Termodinámica

Propuesta. -Los nuevos equipos de la Unidad Termodinámica propuesta minimizan el daño térmico sobre la calidad nutritiva y permiten un control preciso durante toda la producción y con intervalos de segundos entre cada ciclo de control. De este modo los ajustes casi instantaneos de algunas variables del proceso permiten obtener un producto de calidad homogénea.

La materia prima utilizada es la misma de harinas convencionales sólo que debe tratarse pescado fresco con nitrógeno total volátil (NTV) inferior a 50mg por cada 100mg de muestra en el momento de la elaboración para la harina de mejor calidad. Con la especie sardina española (sardinops sagax) utilizada como materia prima, es posible obtener un producto de las siguientes características:

-Proteína 68% mínimo, perfectamente balanceada con lisina disponible superior a 6,5% sobre la proteína

-Grasa 12% máximo, humedad 10% máximo, sal 3% máximo

-Digestibilidad 94% mínimo.

El sistema está compuesto básicamente por:

6.2.1 Planta Evaporadora MISA HIFS 3-26.-La planta tiene una capacidad de evaporación de 26000 kg/h concentrando el agua de cola a un contenido de sólidos totales entre un 30% y 40%. El evaporador opera con energía proveniente del aire húmedo que sale de los secadores a vapor, la cual es de 12789 kg/h. El equipo cuenta con un sistema automático de control para su limpieza química, utilizando agua, soda cáustica y ácido; denominado sistema CIP, la que se puede realizar durante la operación continua de la planta.

La planta está compuesta por tres efectos incluyendo un finisher en el primero de éstos. Las características de los efectos son los siguientes:

Efecto Nº 1

Diámetro menor=1350mm

Diámetro mayor=1900mm

Altura=15764mm

Sup. de transf.=620 m²

502 Un. Tubo

Ø 42,4*1,5*10000mm SIS 2343

Espesor del manto=5 y 6mm

SIS 2333

Efectos N°2 y 3

Diámetro menor=1300mm

Diámetro mayor=1900mm

Altura=15715mm

Sup. de transf.=595 m²

481 Un. Tubo

Ø 42,4*1,5*10000mm SIS 2343

Espesor del manto=5 y 6mm

SIS 2333

La planta incluye intercambiadores de calor entre efectos, estanques de condensado, soda cáustica y estanque de alimentación; sistema de agua de enfriamiento y sello para las bombas.

El condensador barométrico y estanque de ácido nítrico se fabrican en acero inoxidable, de igual forma el intercambiador de calor para el agua del sistema de enfriamiento de sello de las bombas.

Los equipos contarán con todas las válvulas, trampas, tuberías, fittings y accesorios necesarios para su completa operación. Los efectos 1,2 y 3 e intercambiadores de calor entre efectos cuentan con espejos de 20mm. de espesor en calidad SIS 2343 certificado.

La planta incluye un juego completo de bombas, construidas enteramente en acero inoxidable y que cuentan con sello mecánico doble y circuito de refrigeración mediante agua de condensación proveniente del evaporador.

6.2.2 Precocedor-cocedor MISA W/HIK 1515.-Se trata de un equipo que está construido como una sola unidad, en acero inoxidable y tiene un sistema motriz común, es del tipo transportador helicoidal y cuenta con doble pared en el helicoide y en la carcasa.

El sistema de calefacción está dividido en dos partes independientes siendo la primera (precocedor) calefaccionado con agua caliente y la segunda (cocedor) con vapor vivo de la caldera.

Se puede proveer con sistema motriz dotado de velocidad variable mediante el variador mecánico o bien mediante conversor de frecuencia. Tanto la alimentación de vapor como la de agua caliente se realiza mediante juntas rotativas Johnson y cuenta con un sistema de alimentación que puede automatizarse para garantizar su pleno llenado.

6.2.3 Secador Indirecto a vapor ROTADISC MISA HDT-550.-

Con capacidad de evaporación de 4500 a 5500 kg/h. Se construye para una operación continua con vapor vivo proveniente de la caldera a 6,3 kg/cm² manométrico.

El rotor está constituido por 45 discos de diámetro 3000mm. en plancha de 10mm de espesor, calidad St52-3N. El eje rotor tiene un diámetro 1117,6mm.; 41,28mm de espesor, y un largo de 8500mm calidad HII. La carcaza se fabrica en plancha de 10mm de espesor en acero inoxidable SIS 2333 certificados, alimentados con vapor a 6,3kg/cm². Las bases del secador y soporte de los descansos, se fabrican en acero al carbono.

Los ejes motriz y conducido, se fabrican en acero forjado, calidad St52-3 certificados.

El rotor va montado sobre dos descansos, compuestos por soportes de pie SKF SD3164, tolerancia E7 y por rodamientos SKF23072CCK/W33, tolerancia C3 y C4, gira a una velocidad angular de 7 RPM.

La cubierta está constituida por una estructura básica de perfiles de acero negro y planchas de acero inoxidable SIS 2333, consta de cuatro tapas de inspección en acero inoxidable SIS 2333, con levante por medio de un sistema motriz

semiautomático.

La carcaza y cubierta van aisladas con lana mineral de 100mm de espesor, densidad 80 kg/m³, recubiertas en planchas de acero inoxidable SIS 2333 de 1mm de espesor.

La red de vapor, condensado y desaireador, se acoplan al secador por medio de juntas rotatorias Johnson de diámetros 6", 3" y 3/4" respectivamente, las que a su vez se conectan a las matrices a través de flexibles metálicos enflanchados. Para un funcionamiento correcto, cada equipo está provisto de válvulas, trampas, accesorios y fittings necesarios para acoplarse a las redes de vapor y condensado. El sistema motriz del secador está compuesto por un motor de 200KW, un acoplamiento hidrodinámico marca Voith, tipo VTK 562 TVYRIC con polea en V diámetro 355spc8 y un reductor Santasalo 4TC-710, con sistema de enfriamiento del aceite por aire. Cada secador cuenta con un tornillo transportador con velocidad variable en la alimentación y otro en la descarga. Ambos contruidos en acero inoxidable y con sello diseñado para impedir el ingreso masivo de aire al equipo.

6.2.4 Sistema de Revaporizado MISA M1.-El revaporizador es un equipo destinado a utilizar el residual de energía presente en el condensado a alta presión, produciendo expansiones sucesivas. Esto genera vapores de baja presión que pueden ser usados en forma muy eficiente en cocimiento de sanguaza, calefacción de licores, calefacción de concentrado e incluso calefacción de agua para el precocedor.

El equipo consiste en un depósito de acero, dotado de control de nivel y presión que permite la expansión del condensado generado en el secador a vapor indirecto a 7 bar hasta 4 bar. Esto produce vapor de 4 bar que será usado en el calentamiento de la sanguaza y el aceite de centrifugadora por medio de calefactores indirectos.

6.2.5 Generador de Agua Caliente MISA.-Este generador es del tipo gas-líquido con 41000 lt/h de capacidad y operará en circuito cerrado con el precocedor.

6.2.6 Computador Taylor MOD System.-El sistema de control distribuido MOD System; presenta un concepto integral en sistemas de control y de información de proceso, las comunicaciones y el manejo de información. El sistema MOD, es un sistema de control funcional y geográficamente distribuido desde el punto de vista de hardware y software. Esta capacidad funcional se provee en el sistema empleando múltiples componentes o

subsistemas que incluyen:

- Subsistema controlador
- Subsistema instrumentos
- Subsistema adquisición de datos
- Procesador de datos
- Consola de operación
- Subsistema multifunción
- Red de comunicaciones
- Procesador de enlace (Gateway)

6.3 Instalación de Quemadores Gasificadores Suxé-Desa.-

El quemador-gasificador de carbón es el equipo central utilizado para la transformación del caldero. Está constituido por una cámara de combustión de carbón externa al caldero (postizo), en la cual se combustiona el carbón antracita.

Sus dimensiones son similares a las del caldero, siendo de estructura metálica totalmente formada con ladrillos refractarios de alta alúmina.

En su exterior tiene una tolva de recepción-alimentación de carbón, el sistema de alimentación es totalmente automático esparciendo el carbón al interior de la cámara de combustión (a las parrillas de hierro fundido). Asimismo en el exterior se encuentra el equipo que insufla aire primario y secundario al interior de la cámara, para hacer posible que la combustión se realice lo mas completa posible generando para ello una turbulencia que

permita la combustión de la antracita y la generación de una llama azulina.

La salida del gas de carbón se realiza a altas temperaturas, ingresando de esta manera al interior del caldero.

El quemador-gasificador es acoplado al caldero, pero se encuentra descansando sobre rieles que permiten su traslado y apertura para el mantenimiento y la evacuación de cenizas del respectivo cenicero.

Su máxima capacidad es de $25 \cdot 10^6$ BTU/h (600 BHP).

Por lo tanto, necesitaremos de 3 quemadores-gasificadores para un número igual de calderos de 600 BHP.

CAPITULO 7

ANALISIS ECONOMICO

De acuerdo a los análisis de Optimización Energética efectuados en 4.4 determinamos algunas acciones necesarias que no requieren inversión algunas; pero que sí permiten conseguir importantes ahorros de combustible tales como:

- Reducción del exceso de aire
- Disminución de la temperatura de los gases de combustión
- Incremento de la temperatura de atomización del petróleo residual 6

Otras acciones necesarias que si requieren inversión serian:

- Incremento de la temperatura del agua de alimentación; que aprovecha calor residual proveniente del aceite de pescado pero que no lo consideramos para efectos de nuestro análisis por ser poco significativo su aporte en el ahorro de combustible
- Precalentamiento del aire de combustión
- Implementación de Unidad Termodinámica propuesta en 4.4.4

-Finalmente, la instalación de un quemador-gasificador de carbón propuesto en el capítulo 5.

7.1 Cotización de Equipos.-

	U.S.\$	U.S.\$
	C/U	
Linea de secado:		
-Tres secadores MISA HDT 550	476075	1'428225
-Sistema de control de secadores	9700	29100
-Tuberías y accesorios en secadores	10235	30705
Planta evaporadora:		
-Un evaporador WHE MISA HIFS 3-26	839836	839836
-Bombas de evaporador	62256	62256
-Tuberías y accesorios en, evaporador	89050	89050
-Ventilador HV 890	14800	14800
-Control automático para planta	91780	91780
-Computador Taylor MOD System	208020	208020
Sistema Desodorizador:		
-Desodorizador	99050	99050
-Ventilador HV 890	14800	14800
-Sistema de control	1880	1880
Sistema de revaporizado:		
-Flash Tank M1	22000	22000
-Sistema de control	24150	24150

Sistema de cocinado:

-Un precocedor-cocedor (incluido sistema motriz sin sistema CIP)	382427	382427
-Un generador de agua caliente	78044	78044
-Tres precalentadores de aire $A=78m^2$; $MLDT=150,5^{\circ}C$	1395	4185

Conversión a carbón:

-Tres quemadores-gasificadores de $25 \cdot 10^6$ BTU/h, adecuados a calderos de 600 BHP	127250	381750
TOTAL		3'802058

7.2 Factibilidad Económica.**7.2.1 Consumo de petróleo.**-Para la Unidad Termodinámica

actual el consumo real medido es:

-Durante el funcionamiento de los cocinadores=
250gal/h

-Durante el funcionamiento de la planta
evaporadora=180gal/h

-Durante el funcionamiento de los secadores de
fuego directo=490gal/h

Para una producción equivalente a 15200 kg/h

Indice de consumo de petróleo residual 6 en
gal/ton. de harina:

$$(250+180+490)/15,2=60,5\text{gal/ton.}$$

De acuerdo al Apéndice N°2 el índice promedio de consumo de petróleo residual 6 es:54,9gal/ton.

Para la Unidad Termodinámica propuesta el consumo de petróleo considerando la eficiencia promedio igual a 82,81% (caldero #8 optimizado) en todos los calderos y el flujo de vapor igual a 24012,4 kg/h sería: 512gal/h;para una producción de harina equivalente a 14640 kg/h.

El índice de consumo de petróleo residual 6 sería:

$$512/14,64=35\text{gal/ton.}$$

7.2.2 Ahorro económico sin considerar el carbón.-

Teniendo en cuenta una producción promedio anual de 49851,3 toneladas de harina (Apéndice N°2) obtendremos en promedio:

-Unidad Termodinámica actual

$$49851,3*54,9=2\text{'736836 gal/año}$$

-Unidad Termodinámica propuesta

$$49851,3*35=1\text{'744795,5 gal/año}$$

-Costo de petróleo	U.S.\$/gal
Precio Petroperú	0,38
Impuesto selectivo al consumo	0,51
Flete en Chimbote	0,02
Costo de petróleo en Chimbote	0,91

El monto total equivalente en dólares anuales sería:

-Unidad Termodinámica actual

$$2'736836 * 0,91 = 2'490521 \text{ U.S. \$/año}$$

-Unidad Termodinámica propuesta

$$1'744795,5 * 0,91 = 1'587764 \text{ U.S. \$/año}$$

-Ahorro anual: 902757 U.S. \\$/año

Petróleo que se dejaría de usar: 23620 Barriles/año

7.2.3 Ahorro económico considerando el carbón.-Teniendo

en cuenta los siguientes Poderes Caloríficos:

10500 kcal/kg para el petróleo residual 6

7000 kcal/kg para el carbón

La relación petróleo-carbón es la siguiente:

1 tonelada de petróleo = 1,5 toneladas de carbón

-Requerimiento de antracita

$$\frac{1'744795,5}{275} * 1.5 = 9517 \text{ ton./año}$$

-Costo de carbón	U.S. \\$/T.M
Extracción	11,00
Otros hasta cancha de mina	2,00
Utilidad de productor	3,00
	<hr/>
	16,00
Transporte de mina a almacén Chimbote	20,00
Transporte de almacén a planta	4,00
	<hr/>
Costo en planta Chimbote	40,00

El monto total al usar el carbón sería:

$9517 \text{ ton.} * 40.00 \text{ U.S.} \$/\text{T.M.} = 380680 \text{ U.S.} \$/\text{año}$

Diferencia de dólares en consumo de combustible:

Petróleo 2´490521 U.S. \$/año

Antracita 380680 U.S. \$/año

Ahorro anual 2´109841 U.S. \$/año

-Costos adicionales

Retiro de ceniza.-Considerando la fórmula oficial de costo de transporte por tonelada y por kilometraje se asume un costo anual de :
5629 U.S./año

Costo de mano de obra adicional.-Dado que la Unidad Termodinámica propuesta trabaja fundamentalmente con las mismas operaciones de cocción, prensado y secado no se requeriría mano de obra adicional en estos equipos pero si en los siguientes:

+Sistema de revaporizado MISA M1:

1 operador/guardia

$200 \text{ U.S.} \$/\text{mes} * 12 * 3 = 7200 \text{ U.S.} \$/\text{año}$

+Generador de agua caliente MISA:

1 operador/guardia

$200 \text{ U.S.} \$/\text{mes} * 12 * 3 = 7200 \text{ U.S.} \$/\text{año}$

+Quemador-gasificador Suxé-Desa:

1 operador/guardia

$200 \text{ U.S.} \$/\text{mes} * 12 * 3 = 7200 \text{ U.S.} \$/\text{año}$

CONCLUSIONES

- 1.-La Auditoría Energética presente se efectuó para una situación determinada en el funcionamiento normal de la planta, es decir, los resultados obtenidos no se aproximan a una situación de arranque, a plena carga, a media carga, etc. de la planta. Pero, es una base referencial para un próximo estudio que permita obtener el punto óptimo de funcionamiento desde el punto de vista energético.
- 2.-Se concluye que un balance exergetico determina el grado de magnitud de las pérdidas reales en un equipo térmico mientras que un balance energético solo indica la eficiencia global de un sistema termodinámico; es por ello, que un balance exergetico nos permite establecer la necesidad de una innovación tecnológica en los procesos y un adecuado mantenimiento energético.
- 3.-La presente Auditoría Energética es incompleta, en el sentido que no toma en cuenta las pérdidas de energía eléctrica, las cuales probablemente serían muy altas y llevarían quizás a concluir en la necesidad de usar un sistema de cogeneración, solución que planteo específicamente para la Unidad Operativa de Atico (ubicada en el sur del país), zona que no está ligada

al sistema interconectado.

- 4.-Las características de combustión de las antracitas peruanas han resultado comprobadas en las pruebas realizadas para el quemador-gasificador difícil ignición pero excelente rendimiento en la combustión.
- 5.-Para la utilización de carbón en calderos, actualmente no existen condiciones mínimas de posibilidades de abastecimiento en forma regular y de la calidad requerida. Existe poca exigencia de calidad de parte de las ladrilleras y en general del mercado existente.
- 6.-De acuerdo a los resultados del Análisis Económico concluimos que es mas conveniente optar por la conservación y la sustitución energética dado que resulta rentable optimizar energéticamente usando el carbón como combustible.
- 7.-De acuerdo al Apéndice N°3 el alto consumo de petróleo residual 6 por parte de las empresas pesqueras, es factible desarrollar la actividad del carbón en sus principales cuencas, como las del Alto Chicama, El Santa y Oyón; sin embargo, este desarrollo no existe debido a la falta de apoyo financiero. Sin este requisito indispensable, es imposible poner en marcha un proyecto carbonífero de importancia.

BIBLIOGRAFIA

- 1.-Aleman Abad, Oscar Norberto; "El Carbón peruano y sus aplicaciones en los calderos de vapor"; Tesis de Bachiller PUC; Lima,1983
- 2.-Aucahuasi Morales, Augusto Rosales; "Exportación de carbón antracita al mercado coreano"; Tesis de Grado UNI; Lima,1983
- 3.-Castillo Neira, Percy; "Manual práctico de la combustión industrial"; Servicios Integrados, 1ra edición; Perú 1989
- 4.-Castillo Neira, Percy; "Ahorro de energía en la operación de calderos industriales"; Servicios Integrados, 1ra edición; Perú 1991
- 5.-Consultoría y Computación S.R.L.; "Evaluación técnica de la utilización de calderas en la industria"; Bibl. Procarbón; Perú 1986
- 6.-Díaz Guadalupe, Doris; "Energía desde la gasificación del carbón, evaluación técnico-económica para la producción de gas combustible desde el carbón para uso industrial en el Perú"; Tesis de Grado UNI; Lima, 1981
- 7.-Garcés Diez, Arnaldo Oscar; "Selección de tecnologías de calderas para quemar antracita"; Cenergía; Lima,1987
- 8.-Holman,J.P.; "Termodinámica"; Edit. Mc Graw Hill; U.S.A., 1975
- 9.-Instituto de Pesquisas Tecnológicas; "Conservación de energía en la industria celulosa y del papel"; Consejo Nacional de Petróleo ; Sao Paulo, 1985
- 10.-ITINTEC; "Manual para el ahorro de energía en la industria"; COFIDE; Lima, 1986
- 11.-Jack Dale & Associates Inc; "Energy Audits Manual"; Governement Institutes; Rockville, MD, 1986
- 12.-Kern, Donald Q.; "Procesos de transferencia de calor"; Editorial Mc Graw Hill Book Company Inc.; 19ava edición; New York, 1986
- 13.-Kirillin, V.A.; "Termodinámica Técnica"; Editorial Mir Moscú,1976

- 14.-Kotas,T.J.; "The exergy method of thermal plant analysis"; England 1985; Bibl. PUC.
- 15.-Kreith, Frank; "Principios de transferencia de calor"; International Textbook Company; Pennsylvania, 1968
- 16.-Loebl Z., Samy; "Accesibilidad y costos de transporte para la cuencas carboníferas del Perú"; Perú, 1986
- 17.-Ministerio Australiano de Comercio y Recursos; "Seminario sobre la utilización de carbón"; Australia, 1982
- 18.-Mujica Aliaga, José Víctor; "Análisis Termodinámico de un secador indirecto para 10 ton. de harina de pescado"; Tesis de Bachiller UNI; Lima, 1972
- 19.-O.N.U.D.I.; "Guide book for factory engineers on energy conservations diagnosis"; New York, 1984
- 20.-Padilla Rios, Aurelio Marcelo; "Análisis energético-exergético de una caldera"; Tesis de Bachiller UNI; Lima, 1977
- 21.-P.N.U.D.; "1^{er} Curso de optimización del consumo de energía eléctrica y combustibles en la industria: Auditorías Energéticas"; Lima, 1986
- 22.-Sanabria Lozano, Carlos; "Conservación de energía importancia de la medición y el control"; Lima, 1980
- 23.-Spirax Sarco; "Condensate rates in steam mains"; England, 1971
- 24.-Suxé Combustion S.A.; "Solid fuel burner"; Lima, 1987