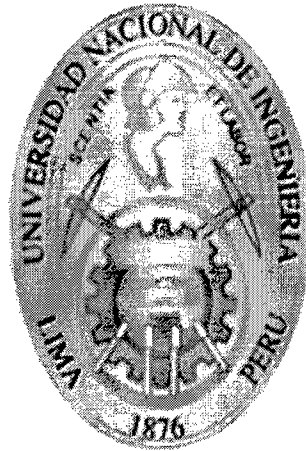


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
SECCIÓN DE POSGRADO Y SEGUNDA ESPECIALIZACIÓN
PROFESIONAL



TESIS:

**ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL RECURSO
ENERGÉTICO DE UNA PLANTA DE HARINA DE PESCADO**

**PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE MAESTRO EN CIENCIAS
CON MENCIÓN EN ENERGÉTICA**

PRESENTADO POR:

FERDINAN ESTRADA ALMANZA

PROMOCIÓN 2008

LIMA – PERÚ

Digitalizado por:

2012

A mis padres, por darme los valores y educación que me han permitido realizar todas mis metas y sueños.

A mi esposa e hijas que tanto apoyo me han brindado

AGRADECIMIENTOS

El esfuerzo y el tiempo dedicado a este estudio, ha sido posible gracias al apoyo de los docentes, compañeros y amigos del ámbito universitario y laboral, a los cuales extiendo mi más sincero agradecimiento.

Debo agradecer de manera especial al Dr. César López por inculcarme los valores y aprecio al estudio de la Ingeniería, al Dr. Salomé Gonzales por aceptarme para realizar esta tesis bajo su dirección y apoyo, al Dr. Gilberto Arévalo por sus aportes y consejos para desarrollar la metodología de investigación, a mi compañera de la vida Allinson por tener la paciencia y el apoyo para realizar el presente estudio.

ÍNDICE

RESUMEN	i
ABSTRACT	ii
NOMENCLATURA	iii
INTRODUCCIÓN	ix
CAPÍTULO I: ASPECTOS GENÉRICOS DE LA INVESTIGACIÓN	12
1.1 Problemática	12
1.2 Formulación del Problema	13
1.3 Objetivos	13
1.4 Hipótesis	14
1.5 Variables e Indicadores	14
1.6 Metodología de la Investigación	15
1.7 Importancia de la Investigación	16
1.8 Marco Regulatorio	17
1.9 Antecedentes	19
CAPÍTULO II: DESCRIPCIÓN DEL CASO	20
2.1 Descripción de la Materia Prima y los Productos	20
2.2 Secuencia del Proceso Productivo	21
CAPÍTULO III: FUNDAMENTO TEÓRICO	31
3.1 Conceptos de Termodinámica	31
3.2 Conceptos de Exergía	34

3.3 Eficiencia.....	38
CAPÍTULO IV: METODOLOGÍA DE CÁLCULO	41
4.1 Cálculo de Calores Específicos.....	41
4.2 Cálculos de Transferencia de Calor.....	43
4.3 Balance Energético en la Cocina.....	46
4.4 Balance Energético en el Secador Rotadisc.....	48
4.5 Balance Energético en el Secador Rotatubo	50
4.6 Balance Energético en Planta Evaporadora	53
4.7 Balance Energético en Intercambiadores de Calor.....	58
4.8 Vapor Recuperado del Condensado.....	60
4.9 Eficiencia de un Generador	62
CAPÍTULO V: CÁLCULO Y ANÁLISIS (DISCUSIÓN) DE RESULTADOS	76
5.1 Cálculo de Resultados.....	76
5.1 1 Determinación del Calor Especificolas Sustancias Multifásicas del Proceso	76
5.1 2 Balance de Energía y Exergía en la Cocina	86
5.1 3 Balance de Energía y Exergía en Secador Rotadisc	92
5.1 4 Balance de Energía y Exergía en Secador Rotatubo.....	101
5.1 5 Balance de Energía y Exergía en Intercambiadores de Calor.....	108
5.1 6 Balance de Energía y Exergía en Planta Evaporadora	114
5.1 7 Cálculo de Eficiencia en un Generador de Vapor	119
5.2 Análisis de Resultados	123
5.2 1 Análisis de Resultados del Calor Específico.....	123
5.2 2 Resultados del Proceso de Cocción	126
5.2 3 Resultados del Proceso de Secado en el Rotadisc.....	129

5.2 4 Resultados del proceso de secado en el Rotatubo	130
CAPÍTULO VI: DISCUSIÓN DE RESULTADOS	133
6.1 Optimización de Recursos Energéticos	133
6.2 Planteamiento de mejoras en los Sistemas de Vapor.....	136
CONCLUSIONES	143
RECOMENDACIONES	148
BIBLIOGRAFÍA	149
ANEXO A	153
ANEXO B	168
ANEXO C	175

RESUMEN

La tendencia actual en las plantas de harina de pescado, es la de reducir costos de producción y emisiones al medio ambiente, el presente estudio busca esta meta a través del ahorro energético, basándose en un análisis exergético, donde el calor específico es una variable fundamental.

Usando la teoría de sustancia pura basada en calores específicos, se obtiene entalpías, entropías y exergías de las sustancias del proceso, lo cual permite modelar los consumos y pérdidas energéticas en una planta. Para encontrar el calor específico se ha usado parámetros de operación muestreados por laboratorios de calidad de las plantas de harina, y modelos matemáticos de distintos autores, los resultados han sido comparados con valores de calores específicos de muestras de harina analizados en los laboratorios de la Facultad de Química de la Universidad Nacional de Ingeniería, obteniendo una diferencia 0,042 kJ/kg, lo cual permite tener valores con una desviación del orden del 2.5% respecto a valores reales de consumo de combustible, que representa aproximadamente el 75% del costo de la generación de vapor.

Con el análisis de exergía, se observa que una planta con un arreglo deficiente puede tener pérdidas del orden S/. 2 millones por mes, el análisis se efectúa en un programa que calcula el calor específico, entalpías, exergías, balances de masa de energía y exergía, usando la composición de grasa, humedad, sólidos, temperatura y presión parámetros normalmente controlados en plantas de harina de pescado.

En el Perú, el estado obliga a la reducción de emisión de gases y efluentes mediante normas constitucionales, la Ley General de Medio Ambiente N° 28611, Decretos y Resoluciones Ministeriales; para cumplir con esta normativa se está cambiando la tecnología de secado directo por el de secado indirecto; está proyectado que a fines del año 2013 no debería ya existir plantas de harina con secado indirecto (FAQ), por lo que el programa desarrollado será de ayuda para tomar decisiones durante la producción y el arreglo de plantas.

Palabras clave: Calor específico, exergía, energía, harina de pescado, flujos multifásicos

ABSTRACT

The current trend in fishmeal plants, is to reduce production costs and environmental emissions, this study seeks this goal through energy savings, based on exergy analysis, where the specific heat is a fundamental variable.

Using the theory of pure substance based on specific heat is obtained enthalpy, entropy and exergy of the substances in the process, which allows modeling the energy consumption and energy losses in a plant. To find the specific heat, it has been used operating parameters sampled in quality fish laboratories meal plants and mathematical models of different authors, the results have been compared with values of specific heats of flour samples analyzed in the Faculty of Chemistry of the National University of Engineering laboratories in which they obtain a difference of 0.042kJ/kg, having values with a to 2.5% compared to values of actual fuel consumption, which represents the 75 % of steam generation costs.

The Exergy analysis concludes that a plant can lose up to S/. 2 million per month. The analysis is performed in a program that calculates the values of specific heat, enthalpy, exergy, energy balance, exergy balance and mass balance with data of fat composition, moisture, solids, temperature and pressure, parameters that are normally controlled in fish meal plants.

In Peru, the state requires the reduction of gas emissions and effluents by constitutional standards, the General Environmental Law No. 28611, the Supreme Decree and Ministerial Resolution. To comply this law it is being changed direct drying technology into indirect drying. It is expected in late 2013, the fishmeal plants of indirect drying (FAQ), will be ceased, the program will help you make decisions during the design and production of fish meal plants

Keywords: Specific heat, exergy, energy, fish meal, multiphase flows

NOMENCLATURA

A_c	:	Masa de agua de cola, kg
A_d	:	Exergía destruida, kJ
A_E	:	Masa de agua evaporada, kg
a_{f_i}	:	Exergía en el punto i , kJ
A_t	:	Aire teórico (estequiométrico), kg_{as}/kg_{cq}
B	:	Ingresos de energía, kJ
B_a	:	Calor en el aire de entrada, kJ/kg_{cq}
B_f	:	Calor sensible en el combustible, kJ/kg_{cq}
B_m	:	Calor suministrado con la humedad que entra con el aire, kJ/kg_{cq}
B_z	:	Calor en el vapor de atomización, kJ/kg_{cq}
C	:	Carbono en el combustible, %
CO	:	Monóxido de carbono en los gases de escape, %
CO_2	:	Dióxido de carbono en los gases de escape, %
C_p	:	Calor específico a presión constante, $kJ /K.kg$
$C_{p_{as}}$:	Calor específico del aire seco, $kJ/kg_{as}.K$
C_{p_f}	:	Calor específico del combustible, $kJ/kg.K$
C_{p_g}	:	Calor específico de los gases secos, $kJ/kg.K$

C_{pv}	:	Calor específico del vapor, kJ/kg.K
C_v	:	Calor específico volumen constante kJ/kg.K
d	:	Diámetro, m
E_a	:	Exceso de aire,
e_n	:	Sufijo entrada
h	:	Entalpía específica, kJ
H	:	Entalpía, kJ/kg
H_2	:	Hidrógeno en el combustible, %
H_2O	:	Humedad en el combustible, %
H_{AA}	:	Entalpía de la purga continua, kJ/kg
H_f	:	Calor suministrado con el combustible, kJ/kg.
h_i	:	Coefficiente convectivo, kW/m.K
H_{pv}	:	Entalpía del vapor a la presión P_{mg} y T_{gas} , kJ/kg
H_{va}	:	Entalpía del vapor de atomización, kJ/kg
H_{vsat}	:	Entalpía de vapor saturado a T_{Ref} , kJ/kg
h_{wsat}	:	Entalpía del líquido saturado a T_{Ref} , kJ/kg
k	:	Conductividad térmica del fluido
K_{aisl}	:	Conductividad térmica del aislamiento

K_{tub}	:	Conductividad térmica del acero
L	:	Pérdidas en el generador de vapor, kJ/kg.
L_{co}	:	Pérdidas por la formación de CO, kJ/kg _{coq}
L_g	:	Pérdidas por gases secos, kJ/kg _{coq}
L_h	:	Pérdidas por la humedad producto de combustión del H ₂ , kJ/kg _{coq}
L_i	:	Pérdidas no determinadas, kJ / s
L_{ma}	:	Pérdidas por la humedad del aire, kJ/kg _{coq}
L_{mf}	:	Pérdidas por la humedad en el combustible, kJ/s
L_R	:	Pérdidas por radiación, kJ/s
M_g	:	Contenido de humedad en los gases de escape, kg _{agua} / kg _g
m_i	:	Masa en el punto i, kg/h
M_i	:	Masa de las sustancias en el punto i , kg/h
M_P	:	Materia prima, kg
N_2	:	Nitrógeno en el combustible, kg
Nu	:	Número de Nusselt
o	:	Sufijo ambiente
P_b	:	Presión barométrica del lugar, bar.
P_{mg}	:	Presión parcial de la humedad en el flujo de gases, bar.

Pr	:	Número de Prandtl
Q_{TE}	:	Calor Total que entra, kJ/s
Q_{AA}	:	Calor que entra con el agua de alimentación, kJ/s
Q_B	:	Calores de ingreso, kJ/s
Q_f	:	Calor que entra con el combustible, kJ/s
Q_i	:	Calor en el punto i
Q_P	:	Pérdidas en el generador de vapor, kJ/s
Q_{Pc}	:	Calor que sale con la purga continua, kJ/s
Q_V	:	Calor que sale con el vapor principal, kJ/s
Q_{Va}	:	Calor que sale con el vapor de alta presión, kJ/s
r_1	:	Radio de cámara, m
Re	:	Número de Reynolds
R_i	:	Resistencia térmica en el punto i
s	:	Sufijo de salida
S	:	Entropía
S_A	:	Masa de sanguaza, kg
S_T	:	Masa de suma de tortas, kg
T	:	Temperatura, K

t	:	Temperatura, °C
T_a	:	Temperatura del aire a quemadores, K
T_f	:	Temperatura del combustible, K.
T_g	:	Temperatura de los gases de escape, K
T_{Ref}	:	Temperatura de referencia, K
U_a	:	Energía interna, kJ
v	:	Velocidad, m/s
V	:	Volumen, m ³
vc	:	Sufijo volumen de control
W_a	:	Gasto de aire seco, kg _{as} / kg _{cq}
W_{AA}	:	Flujo másico del agua de alimentación, kg/s
W_{aw}	:	Humedad en el aire, kg _{agua} /kg _{as}
W_f	:	Gasto de combustible, kg/s
W_g	:	Gasto de gases secos, kg _{gas} /kg _{cq}
W_i	:	Masa de vahos en el punto i, kg/h
W_{N_2}	:	Gasto de nitrógeno, kg _{N₂} / kg _{cq}
W_s	:	Masa de vapor, kg/h
W_{ti}	:	Trabajo en el punto i, kJ

W_{va}	:	Flujo másico del vapor de alta presión, kg/s
W_{va}	:	Gasto de vapor de atomización externo a la unidad, kg/s
X_i	:	Fracción másica
Z	:	Altura, m
μ	:	Viscosidad dinámica, kg.s/m ²
ε	:	Eficiencia exergética
λ	:	Calor latente, kJ/kg
η	:	Eficiencia térmica
% C	:	Carbono en el combustible
% CO	:	Monóxido de carbono en los gases de escape
% CO ₂	:	Dióxido de carbono en los gases de escape,
% c _q	:	Combustible quemado
% H ₂	:	Hidrógeno en el combustible,
% N ₂	:	Nitrógeno en los gases de escape,
% O ₂	:	Oxígeno en los gases de escape,
% S	:	Azufre en el combustible,
% W _a	:	Gasto de aire seco, kg _{as} /kg _{cq}
%Ca	:	Porcentaje de carbohidratos
%Ce	:	Porcentaje de ceniza

%G	:	Porcentaje de grasa
%H	:	Porcentaje de humedad
%M _i	:	Porcentaje de componentes i
%Pr	:	Porcentaje de proteína
%S	:	Porcentaje de sólidos

INTRODUCCIÓN

La industria de harina de pescado, es considerada una de las actividades económicas más importantes en países como Perú y Chile, en Sur América; Dinamarca y Noruega, en Europa.

Perú y Chile, procesan el 45-50% de la harina de pescado y el 35-30% del aceite de pescado en el mundo. Perú es el líder mundial en exportaciones de harina y aceite de pescado con una participación en este mercado del 50,69%, seguido por Chile con el 30,82%.

La harina de pescado, es un polvo fino obtenido del cocinado, prensado, secado y molido de la materia prima (anchoveta). Es una fuente de alimentación rica con un alto contenido en proteínas, que es usada como ingrediente en la elaboración de alimentos balanceados para la avicultura, la acuicultura, la ganadería y animales de compañía. También se está realizando investigaciones para consumo humano.

En el Perú, se han desarrollado dos tipos de tecnología para la obtención de la harina de pescado, diferenciados fundamentalmente en el proceso de secado: directo e indirecto, la primera utiliza un sistema en el cual existe contacto entre la materia prima y el medio portador de energía térmica que son gases de combustión, este tipo de secado ya está siendo desplazado por las leyes peruanas debido a la excesiva contaminación del ambiente; la otra tecnología utiliza el sistema del tipo indirecto, la transferencia de calor se daba a través de superficies metálicas que pueden tener forma de tubos o discos.

En el capítulo 1, se plantea la metodología de la investigación en la cual el problema central es el de optimizar el uso de la energía en una planta de harina a través de un balance exergético, donde uno de los parámetros de mayor trascendencia es el calor específico de las sustancias multifásicas del proceso, se resalta también el uso de las emisiones y líquidos calientes de la planta; en el capítulo 2, se realiza una descripción general del proceso de fabricación de harina de pescado, y los equipos que se usan con este fin; en capítulo 3, tocamos el fundamento teórico, donde se toman conceptos de distintos autores para tener modelos matemáticos que

usaremos para simular el consumo de vapor en los distintos equipos, con lo cual podremos realizar los balances de exergía y determinaremos la eficiencia de la planta de harina; en el capítulo 4, se desarrollará la metodología de cálculo basada en los fundamentos teóricos del capítulo anterior, en este capítulo es donde se determinará los modelos matemáticos que se usarán para hallar el consumo de vapor de los equipos, donde se verá la importancia de conocer el modelo matemático del calor específico de las sustancias multifásicas del proceso de fabricación de la harina de pescado, con este valor es que se determinará las entalpías y exergías que se usarán para realizar los balances de energía y exergía, lo cual permite determinar la eficiencia del sistema, con lo cual se hallará el modelo óptimo de planta; en el capítulo 5, se determinan los valores de consumo de vapor de los distintos equipos con los distintos modelos matemáticos planteados, lo que nos permite realizar los balances energéticos y determinar la eficiencia energética y exergética de la planta de harina de pescado, estos resultados se analizarán con diagramas Sankey de los equipos principales y así comparar cuantitativamente los distintos acomodos de planta; en el capítulo 6, se discutirá los resultados y se contrastarán éstos con la hipótesis planteada, comparando distintos acomodos de planta y encontrando la disposición con mejor eficiencia energética y exergética.

CAPÍTULO I

ASPECTOS GENÉRICOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. PROBLEMÁTICA

Uno de los objetivos de las empresas dedicadas a la fabricación de harina de pescado, es el de optimizar sus recursos energéticos debido a los siguientes factores:

En la fabricación de harina, se usa vapor como insumo energético base, el cual es generado en calderas que utilizan combustibles residuales derivados del petróleo. Este tipo de combustible, hace que los costos operativos y de mantenimiento sean elevados. Cabe mencionar que existen distintas fuentes de energía en una planta, por lo cual la presente investigación limitará su estudio al uso de energía térmica proveniente de las calderas.

- Las ineficiencias durante el proceso son debidas a que en la producción de vapor se generan pérdidas de energía por combustión incompleta y gases de escape, e incrementadas por la regulación de carga y las paradas.
 - En la transferencia de calor del vapor a los procesos, durante el calentamiento de equipos, se generan emisiones y líquidos calientes que podrían utilizarse para calentar las sustancias multifásicas del proceso que en algunos casos se envían al medio ambiente, esto genera que las poblaciones aledañas se vean afectadas, por lo cual, el gobierno peruano a través del Ministerio de la Producción ha emitido leyes, normas y decretos supremos que establecen los límites máximos permisibles.
-

- El secado directo, produce una harina de menor calidad debido al proceso de secado, dado que la materia prima entra en contacto con los gases de combustión, lo que genera vahos que se envían al medio ambiente. El cambio de tecnología por el de secado directo se está implementando en las fábricas de harina para minimizar las emisiones de vahos y gases al ambiente.

La investigación, se apoyará en muestras analizadas en los laboratorios de Pesquera Diamante y de la Universidad Nacional de Ingeniería, con data recolectada en épocas de producción de harina de pescado, y la información bibliográfica que existente en el medio.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Optimizar el recurso energético de cada uno de los procesos de fabricación de la harina de pescado, a partir de la evaluación y análisis exergético, identificando las fuentes de energía útil que podemos reutilizar para calentar equipos y a la vez reducir emisiones y líquidos calientes que se liberan al medio ambiente, ocasionado más contaminación y costos de producción, las mejoras se cuantificarán a través de los ratios descritos en la sección 1.5.

Por medio de un análisis exergético en una planta de harina de pescado, se determinarán las irreversibilidades del sistema, con lo cual se determinará la energía que no está disponible para ser reutilizada, del mismo modo se determinará la energía útil que puede recuperarse, es decir con este análisis de energía útil se verá los puntos del proceso de fabricación de harina de pescado donde podemos recuperar y cuantificar la energía disponible.

El análisis exergético, se basa en entalpías, entropías y exergías que tienen como una de las variables más importantes el calor específico, el cual se determinará por modelos teóricos y experimentales.

1.3. OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

El objetivo general del presente estudio, es lograr la optimización del recurso energético de una planta de harina de pescado a través de un análisis exergético.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar el balance de energía y exergía en base al calor específico de las sustancias multifásicas del proceso de fabricación de harina de pescado, para encontrar la eficiencia del consumo de energía térmica.
- Encontrar un modelo matemático para determinar el calor específico de las sustancias multifásicas del proceso de fabricación de harina de pescado, basándose en modelos matemáticos de la bibliografía existente, con la recolección de datos en fábricas de harina y pruebas en laboratorios certificados.
- Determinar el balance de energía y exergía en base al calor específico de las sustancias multifásicas del proceso de fabricación de harina de pescado.
- Optimización del consumo de energía mediante el análisis energético y exergético, aprovechando emisiones al ambiente.

1.4. HIPÓTESIS

Un adecuado análisis exergético, permitirá optimizar el recurso energético en una planta de harina de pescado, desde la combustión del petróleo, hasta la transferencia de calor en cada uno de los aparatos térmicos, identificando los puntos del proceso dónde podemos reutilizar la energía, con lo cual se optimizarán los indicadores energéticos.

1.5. VARIABLES (INDEPENDIENTE Y DEPENDIENTE) E INDICADORES

La variable dependiente en la presente investigación, es la optimización del recurso energético aprovechando las emisiones gaseosas y líquidos calientes; la variable independiente está dada por el análisis de exergía a través de modelos matemáticos con los cuales se proyectan los consumos de vapor, entalpías y exergías, donde el calor específico de las sustancias multifásicas del proceso es el

parámetro de mayor relevancia, el cual se determinará por medio de modelos matemáticos de la bibliografía existente, basados en información tomada de los laboratorios de calidad de una planta de harina, contrastada con experiencias en laboratorios de la Universidad Nacional de Ingeniería.

Para poder comparar los distintos modelos de plantas de harina, nos basamos en el consumo de vapor que es la fuente más importante de energía para la fabricación de harina de pescado; dado que la cantidad de harina producida es función de la cantidad de vapor que se usa se ha determinado el siguiente ratio:

$$\text{Ratio de Vapor} = \frac{\text{kg de vapor}}{\text{tonelada de harina}}$$

Por medio de este ratio, se determinará la eficiencia de una planta de harina; una variante de este ratio conociendo la eficiencia de los generadores de vapor es:

$$\text{Ratio de combustible} = \frac{\text{gl de combustible (Petróleo R 500)}}{\text{tonelada de harina}}$$

Como en el costo de generar vapor, más del 75% es el del combustible, se puede usar un ratio que valore el costo de energía en la producción de harina de pescado para tener una aproximación al costo energético con el siguiente ratio:

$$\text{Ratio económico de energía} = \frac{\text{Soles (Costo de gl de combustible)}}{\text{tonelada de harina}}$$

1.6. METODOLOGÍA Y NIVEL DE INVESTIGACIÓN

El estudio, es de carácter cuantitativo, dado que se miden, calculan y analizan las variables dependientes e independientes.

La investigación, es de orden académico y científico, dado que se aplican nuevas metodologías de análisis (exergía) y determinación experimental de variables del proceso industrial de la harina de pescado (calores específicos de flujos multifase).

El nivel de la investigación, es explicativo, dado que tiene como objeto buscar las causas para optimizar el recurso energético, a través de un análisis exergético, se tiene como finalidad explicar el comportamiento de una variable en función de otra con una relación causa-efecto.

Para lograr modelar el uso de energía en una planta nos basaremos en bibliografía existente, recolección de data y pruebas en laboratorios certificados, determinando así, las variables que permitan simular el consumo de energía en una planta de harina.

1.7. IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN

La aplicación práctica de los resultados obtenidos en esta tesis, para la industria de la harina de pescado, es que mediante los ratios obtenidos, podremos realizar cálculos rápidos en campo, lo que mejora y aumenta la rapidez de la toma de decisiones durante el proceso de fabricación de la harina de pescado.

El presente estudio, modela el consumo de energía en una planta de harina de pescado, este modelo se basa en balances de energía y exergía que usan como variable fundamental el calor específico, uno de los aportes es el de encontrar un modelo matemático del calor específico que nos permita realizar balances energéticos y determinar la eficiencia de la planta de harina de pescado que se desea estudiar.

En la bibliografía consultada no se encuentra valores para calores específicos de las sustancias multifásicas del proceso de fabricación de harina de pescado, por lo que uno de los aportes del presente estudio es encontrar un modelo matemático que permita determinar el calor específico en base a datos de composición de las sustancias de proceso, esto se logra comparando modelos matemáticos de calor específico de distintos autores, con data obtenida en laboratorios de calidad de las plantas de harina y compararlos con valores reales obtenidos en los laboratorios de la Facultad de Química de la Universidad Nacional de Ingeniería.

Otro aporte, es el ahorro del consumo de combustible al que se puede llegar por medio de un análisis exergético, lo cual genera una reducción del costo de producción del producto y a la vez se logra una disminución de la emisión de sustancias contaminantes al medio ambiente, esta política de mejora del uso de la

energía permite al empresario invertir en las mejoras con un retorno a corto y mediano plazo, que a la vez será un beneficio para el medio ambiente y la población.

El tercer aporte del presente estudio, es el de mostrar una metodología para estimar el consumo de combustible en una planta de harina de pescado, este método ha servido para desarrollar un programa que permite realizar cálculos rápidos para determinar una mejor distribución de energía que permite tomar decisiones sobre el manejo energético en una planta de harina de pescado, este programa usa datos de proceso que se manejan normalmente en los laboratorios de calidad de las plantas de harina de pescado, como: composiciones de las sustancias del proceso, temperaturas y presiones leídas directamente de los instrumentos de los equipos, no se necesita tener tablas ni gráficos de ingeniería ya que los modelos y tablas están incorporados en el programa.

1.8. MARCO REGULATORIO

Normas Constitucionales

Artículo 2, inciso 22, de la Constitución Política del Perú.

Establece que toda persona tiene derecho a gozar de un ambiente equilibrado y adecuado al desarrollo de su vida.

Artículo 67, de la Constitución Política del Perú.

Establece que el estado determina la política nacional de ambiente.

Ley General de Medio Ambiente, N° 28611

Establece que toda persona tiene el derecho irrenunciable a vivir en un ambiente saludable, equilibrado y adecuado para el pleno desarrollo de su vida y el deber de contribuir a una efectiva gestión ambiental y de proteger el medio ambiente, así como sus componentes asegurando particularmente la salud de las personas en forma individual y colectiva, la conservación de la diversidad biológica, el aprovechamiento sostenible de los recursos naturales y el desarrollo sostenible del país.

En el artículo 33, inciso 1, se establece que la autoridad ambiental nacional dirige el proceso de elaboración y revisión de estándares de calidad ambiental y límites máximos permisibles.

Decreto Supremo N° 010-2008-Produce

El 30 de abril del 2008, se publicó este decreto, que trata sobre el establecimiento de los límites máximos permisibles para efluentes industriales (agua de bombeo) en la Industria de harina y aceite de pescado

Resolución Ministerial N° 621-2008 -Produce

El 24 de Julio del 2008, en el diario El Peruano, salió publicada la Resolución Ministerial N° 621-2008-PRODUCE, por la cual se "establecen disposiciones dirigidas a titulares de plantas de harina de aceite de pescado y de harina residual de pescado, a fin de realizar la innovación tecnológica para mitigar sus emisiones al medio ambiente". Esta norma está obligando a todos los EIP (Establecimientos Industriales Pesqueros) de harina o harina residual a lo siguiente:

Cambios Obligatorios de acuerdo a Resolución Ministerial N° 621-2008 - Produce

Cambiar la tecnología de secado directo por secado indirecto. Eliminar gases y vahos fugitivos de equipos básicos y complementarios mediante condensación. Cambiar el sistema de combustible de petróleo residual por el de gas natural en los lugares que cuentan con abastecimiento.

El cronograma y lugares para cumplir la RM N° 621-2008-PRODUCE es de acuerdo a la siguiente lista.

- Chimbote, 31 DIC 2009.
 - Callao, 31 DIC 2009.
 - Chancay, 31 DIC 2009.
 - Pisco, 31 DIC 2009.
 - Salaverry, 31 DIC 2010.
 - Bayóvar, 31 DIC 2011.
 - Supe, 31 DIC 2011.
 - Mollendo, 31 DIC 2011.
 - Ilo, 31 DIC 2011.
 - Otros, 31 DIC 2011.
-

Obligaciones Adicionales:

Las presentaciones de nuevos Estudios de Impacto Ambiental para traslados ya se encuentran obligadas a implementar estos cambios tecnológicos.

1.9. ANTECEDENTES

En la bibliografía revisada, no se ha encontrado estudios del calor específico de sustancias multifásicas que resultan durante la fabricación de harina de pescado. Los modelos matemáticos para determinar los calores específicos de acuerdo a la composición de las sustancias se han desarrollado en el mundo desde el año 1892 (Siebel¹); el análisis exergético ha sido investigado por distintos autores como Shapiro², Mei Gongn³.

A nivel nacional e internacional, se han encontrado estudios de ahorro de energía en plantas; esto demuestra que se está tomando mayor conciencia sobre la mejora de la eficiencia energética, tal es así, que en la último Seminario Latinoamericano y del Caribe de Eficiencia Energética, se mencionó lo siguiente:

Según datos de Olade, América Latina y el Caribe podrían lograr, entre 2003 y 2018, un ahorro acumulado de 311 mil 400 millones de dólares por la aplicación de estrategias y políticas nacionales de eficiencia energética.

La mejora en el uso de energía en el Perú, está siendo usada en el sector de secado, un ejemplo de ello son los diseños de plantas evaporadoras Stord, Esmital, etc. destinadas a la industria normalmente de alimentos; pero a pesar de aprovechar el vaho de secado en las plantas de agua de cola, hay una emisión de vahos y líquidos que se van al medio ambiente que pueden ser aprovechados.

En países europeos, el aprovechamiento máximo de vahos está ampliamente difundido, pero la diferencia con nuestro país es que en Europa se manejan plantas que procesan volúmenes pequeños en comparación a los nuestros que tiene cuotas hasta de 5 millones de toneladas anuales de pesca; con estos volúmenes, la tecnología tiene que tener modificaciones importantes.

1 Siebel, E.. Specific Heats of Various Products. Ice and Refrigeration.. 1892

2 M.J. Moran , H.N. Shapiro Fundamentos de termodinámica técnica Ed 2001

CAPÍTULO II

DESCRIPCIÓN DEL CASO

2.1 DESCRIPCIÓN DE LA MATERIA PRIMA Y DE LOS PRODUCTOS

Materia prima

La materia prima es la anchoveta *Engraulis Ringens*⁴, se encuentra al Sudeste del Océano Pacífico, especie pelágica de talla pequeña que puede alcanzar hasta los 20cm de longitud total, su color varia de azul oscuro a verdoso en la parte dorsal y es plateada en el vientre, vive en aguas moderadamente frías (promedio, 17 °C), tiene hábitos altamente gregarios formando enormes y extensos cardúmenes que en periodos de alta disponibilidad facilita que sus capturas sean de gran magnitud.

Nombre Científico	:	Engraulis Ringens
Nombre Común	:	Anchoveta
Nombre en Inglés	:	Anchovy
Nombre FAO	:	Anchoveta Peruana.

Harina de Pescado

La harina de pescado es la mejor fuente de energía concentrada para la alimentación de animales, sus principales productores en el mundo son Chile y el Perú, siendo este último el primer productor mundial.

Con un 70% a 80% del producto en forma de proteína y grasa digerible, su contenido de energía es notablemente mayor que muchas otras proteínas animales o vegetales ya que proporciona una fuente concentrada de proteína de alta calidad

⁴ Windsor and Barlow, Introduction to Fishery by-products, Ed 1981

y una grasa rica en ácidos grasos omega-3, DHA y EPA, indispensables para el rápido crecimiento de los animales.

Usos

Como alimento para aves, aves ponedoras, cerdos, rumiantes, vacas lecheras, ganado vacuno, ovino y el desarrollo de la piscicultura; disminuyendo notablemente los costos de producción industrial de estos animales por su rápido crecimiento, su mejor nutrición, la mejora de la fertilidad y la notoria disminución de enfermedades.

El aceite de pescado

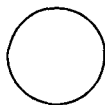
El aceite de pescado es un subproducto de la harina de pescado, es normalmente de color marrón-amarillento oscuro; se obtiene al final del tratamiento del líquido procedente de la prensa, después de haber sido sometido a operaciones de separación y centrifugación y normalmente pasado por una pulidora antes de ser almacenado en tanques.

Usos

El aceite de pescado se utiliza principalmente en piensos para peces de criadero, pero también se utiliza para elaborar cápsulas que contienen los ácidos grasos omega-3, como suplemento para la salud humana.

2.2 SECUENCIA DEL PROCESO PRODUCTIVO

2.2.1. DIAGRAMA DE FLUJO



Operación:

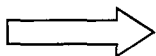
Indica las principales fases por las cuales pasa un proceso.

Por lo común, sucede una modificación de los insumos durante el avance de la operación.



Inspección:

Indica que se verifica la calidad, la cantidad o bien los procesos de operación.



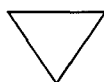
Transporte:

Indica el movimiento de los materiales de un lugar a otro. (no interesando si el proceso pierde continuidad o no)



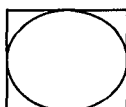
Depósito provisional o espera:

Indica demora en el desarrollo de los hechos. Este paso puede ser parte del proceso o no estar programado, por ejemplo: si el producto requiere de un enfriamiento antes de pasar a la siguiente etapa. En términos generales cuando el producto resultante de una etapa no puede pasar directamente a la siguiente.



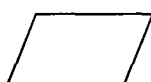
Almacenamiento:

Ocurre cuando se conserva deliberadamente un material durante un período de tiempo.



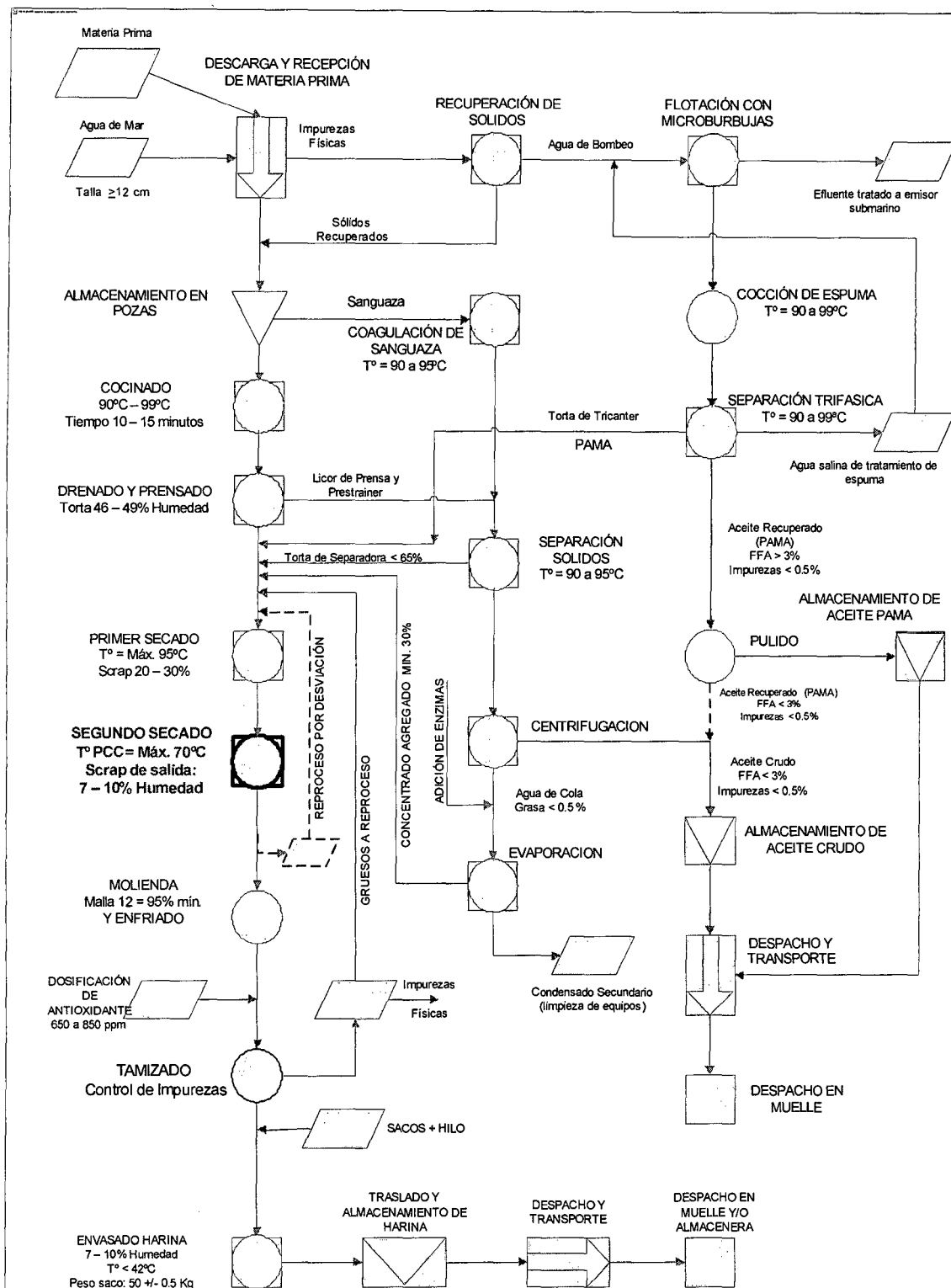
Actividades combinadas:

Para indicar que varias actividades son ejecutadas al mismo tiempo. Por ejemplo: la figura de un círculo dentro de un cuadrado representa la actividad de operación e inspección al mismo



Entrada/ Salida:

Las materias primas, insumos, agua, producto químico, etc., que serán una entrada en el proceso, o los residuos, productos no conformes que salen del proceso, tiempo.



Esquema del proceso de fabricación de harina de pescado

2.2.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

La elaboración de harina de pescado, consiste en reducir la humedad y grasa de la materia prima (pescado). Las etapas principales del proceso son: el cocinado, prensado, secado, molienda y ensaque.

Para contener, en su composición final, porcentajes considerables de grasa, se agrega antioxidante dosificado después de la molienda, que actúa bloqueando la acción del oxígeno en los enlaces insaturados de las grasas, evitando la formación de peróxidos, que hacen que incremente la temperatura de la harina.

2.2.2.1. FASE SÓLIDA

Recepción de materia prima

La embarcación pesquera (bolichera), se acodera en un artefacto naval (chata), mediante manguerones que succionan la anchoveta; para ayudar el bombeo se usan mangueras auxiliares de agua en las bodegas. Las bombas de descarga transportan la materia prima a través de tuberías, las cuales llegan hasta los desagües rotatorios. En estos desagües se separa el agua de mar (agua de bombeo) del pescado, el cual es llevado mediante transportadores de malla a las balanzas; luego de pesado, el pescado se almacena en pozas.

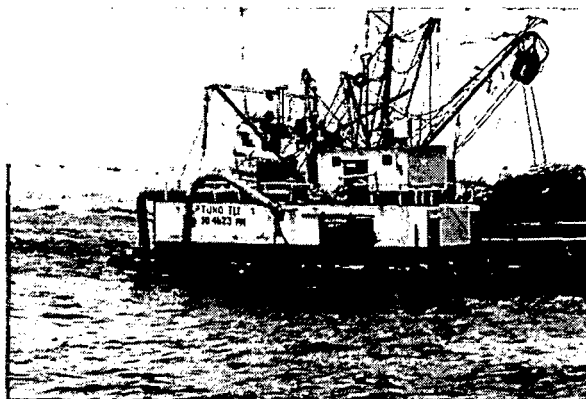


Figura 2. 1Artefacto naval denominado chata (estación de bombeo).

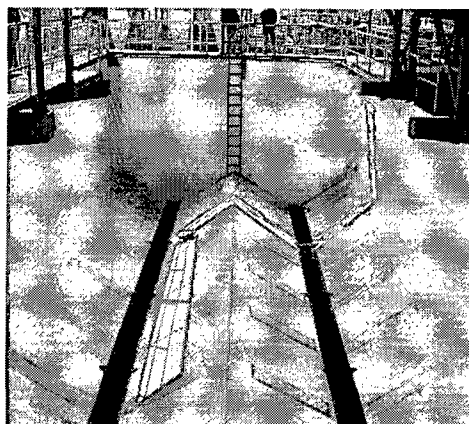


Figura 2.2 Poza de almacenamiento de la materia prima (pescado).

Cocinado

De las pozas, el pescado es trasladado mediante transportadores helicoidales y rastras a la cocina. En esta etapa, el proceso consiste en elevar la temperatura de la materia prima hasta un promedio de 95 °C, con un tiempo de residencia de 10 a 15 min.

La operación unitaria de cocción tiene como objetivo: coagular las proteínas y esterilizar, con el fin de detener la actividad enzimática y microbiana y liberar la grasa y el agua de las células adiposas.

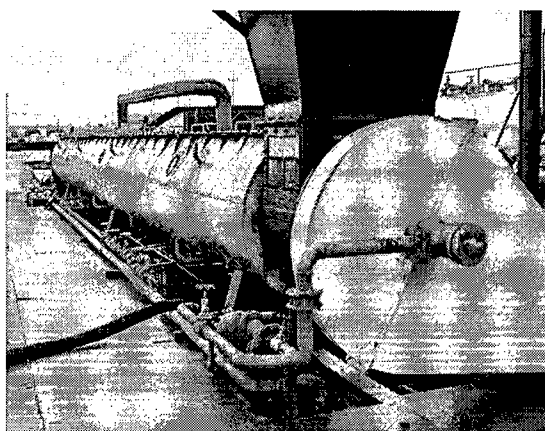


Figura 2.3 Cocina de vapor directo e indirecto, la materia prima se eleva de 15°C a una temperatura de 95°C en promedio.

Drenado

El objetivo del pre-desaguado, es efectuar un drenaje previo al prensado, con la finalidad de aumentar su capacidad. Toda la masa que sale del cocinador no puede ser tomada por la prensa sin disminuir en forma considerable su rendimiento, y con ello también toda la planta de procesamiento, esta etapa se logra con la ayuda de equipos denominados Prestrainer.

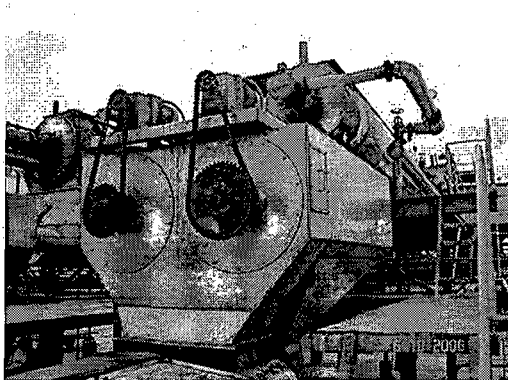


Figura 2.4 Equipo de drenaje con dos tambores

Prensado

La operación de prensado, tiene como objetivo la separación de agua y grasa de tal forma que la torta de prensa contenga la menor cantidad posible de estos dos componentes y el licor de prensa sea pobre en sólidos.

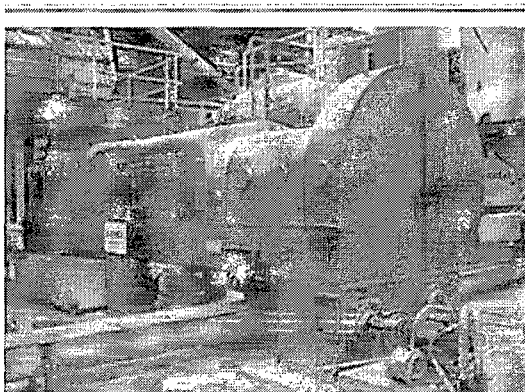


Figura 2.5 Prensa de doble tornillo

Secado

El objetivo, es deshidratar la torta de prensa, torta de separadora y el concentrado de agua de cola unida y homogenizada previamente, sin afectar la calidad del producto. La principal razón, es reducir la humedad del material a niveles de agua remanente, en donde no sea posible el crecimiento microbiano, ni se produzcan reacciones químicas que puedan deteriorar el producto.

La alimentación de los secadores, es una mezcla de torta de prensa, torta de separadoras y concentrado.



Figura 2. 6Secador Rotadisc

Molienda

El objetivo de la molienda, es la reducción del tamaño de los sólidos hasta que se satisfagan las condiciones y especificaciones dadas por los compradores.

La molienda del scrap, es de capital importancia, porque una buena apariencia granular incidirá favorablemente en la aceptación del producto en el mercado.

Dosificación del Antioxidante

Las grasas de las harinas de pescado, se estabilizan mediante la adición de antioxidante inmediatamente después de la fabricación.

Los antioxidantes, son compuestos químicos que retardan la auto-oxidación, la cual supone que una molécula de oxígeno reacciona con una molécula de lípido en un enlace no saturado para formar un peróxido, después que una o dos moléculas han sido activadas por medio de la absorción de una fracción de energía. El peróxido formado tiene la facultad de activar nuevas moléculas formando nuevos peróxidos, y de esta manera se establece una reacción en cadena a menos que se disipe la energía en una reacción alternativa. Si no se detiene la reacción, que es exotérmica, el producto combustiona, bajan los pesos moleculares y adicionalmente se produce mal olor y sabor rancio.

El transportador neumático, permite el enfriamiento y transporte de la harina desde los molinos hacia los ciclones secundarios con dirección al tolván y bomba dosificadora de antioxidante.

Envasado y Almacenamiento

La harina de pescado tratada con antioxidante, es transportada por medio de un helicoidal hacia la balanza ensacadora, ésta posee un pantalón de ensaque sobre el cual se vierte la harina, la que es recibida en sacos de polipropileno de 50 kg de capacidad.

Por medio de un transportador de tablillas, los sacos con su contenido de harina son llevados hacia un camión transportador.

Finalmente, la harina es pesada y almacenada en las pampas de almacenamiento, formado las llamadas rumas de harina de mil sacos cada una.

2.2.2.2. FASE LÍQUIDA

Tratamiento de líquidos provenientes de la prensa y prestrainers.

Los líquidos (licores), provenientes de los prestrainers y las prensas son pasados por intercambiadores para elevar su temperatura hasta los 90 – 95°C en promedio; luego pasan por decanters (centrífugas horizontales de 2 fases, líquido-sólido) donde se recuperan los sólidos en suspensión los cuales retornan al proceso, y la fase líquida (licor de separadora) es enviada a un intercambiador de calor para elevar su temperatura a un promedio de 95°C para alimentar

centrífugas, las cuales sacan tres fases: aceite, que es enviado a las pulidoras y, finalmente, almacenado en tanques para su venta; agua de cola, que es enviada a las plantas de agua de cola; y lodos, que son enviados en algunos casos a las plantas de agua de cola.

Las plantas de agua de cola, son evaporadores de múltiple efecto, los más comunes son: de tipo película descendente y tubo inundado; como fuente de energía usa los vahos provenientes de los secadores a vapor. De las plantas de agua de cola se obtiene un concentrado que es adicionado al proceso en la etapa de secado.

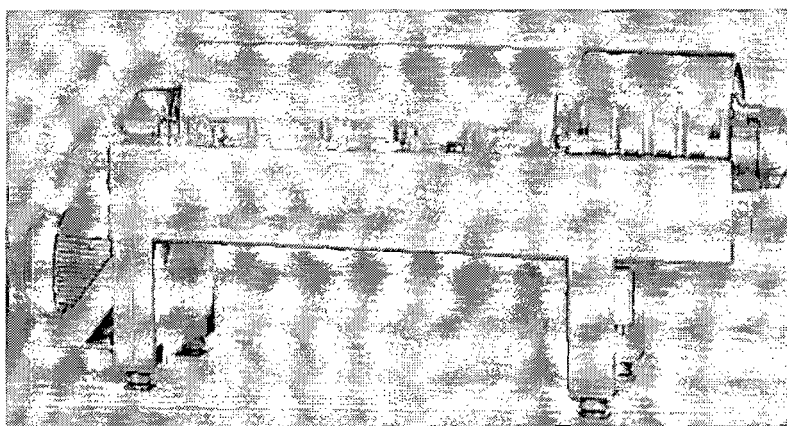


Figura 2.7 Decanter (Separadora Alfa Laval P2)

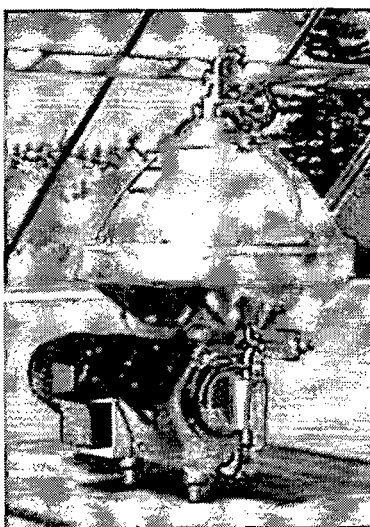


Figura 2.8 Centrífuga

Tratamiento de agua con sangre de pescado (sanguaza) proveniente de las pozas de almacenamiento.

La sanguaza, es colectada mediante desaguadores que normalmente se ubican en las esquinas de las pozas; esta sanguaza es guiada hasta una poza para luego ser bombeada a tanques en donde es calentada (coagulada) con vapor hasta una temperatura promedio de 95°C.

La sanguaza, se en algunos casos, es mezclada con el licor de prensa.

Recuperación secundaria del agua proveniente del los desaguadores de pescado.

El agua de bombeo utilizada en el transporte de pescado a la planta, es tratada para la recuperación de sólidos y grasas, y así, minimizar el contenido de éstos en el efluente al cuerpo marino receptor.

Los sólidos retenidos, son incorporados a las pozas de almacenamiento para su incorporación al proceso. El líquido filtrado es transportado a celdas de flotación para recuperar la mayor cantidad de sólidos y grasas.

El efluente final sale con niveles permisibles de grasas y sólidos.

CAPÍTULO III

FUNDAMENTO TEÓRICO

3.1 CONCEPTOS DE TERMODINÁMICA

La termodinámica, se define como el estudio de la energía, sus formas y transformaciones, así como sus interacciones con la materia⁵.

Mediante el análisis termodinámico, podemos determinar el comportamiento de los fluidos que necesitamos controlar, para aprovechar de una forma útil y eficiente la energía tan necesaria para la subsistencia del ser humano.

Los principios que serán las herramientas para el presente estudio son: el de Conservación de Masa, Primera Ley de la Termodinámica y Segunda Ley de la Termodinámica; los cuales nos permitirán desarrollar los balances de energía y exergía con los que se realizarán los estudios de energía de una planta de harina de pescado.

Muchos sistemas, se analizan de manera más adecuada como un sistema fijo en el espacio, que permite que la masa atraviese las fronteras. A ese sistema se le llama volumen de control (figura 3.1).

El análisis aplicado a un sistema abierto desde el punto de vista termodinámico, establece las siguientes formulaciones para los principios de conservación de masa y energía, respectivamente:

CONSERVACIÓN DE LA MASA

Se ha elegido una masa de control para presentar los enunciados fundamentales de conservación (figura 3.1); por lo tanto, ninguna masa cruza las fronteras del

sistema. Este principio de conservación se enuncia así: La masa de una masa de control nunca cambia lo cual se expresa matemáticamente como:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = m_{en} - m_s = \sum_{en} m - \sum_s m = 0 \quad (3.1)$$

El reconocimiento del calor y la energía interna como formas de energía sugiere una generalización de la ley de la conservación de la energía ⁶.

Esta ley también recibe el nombre de Conservación de la Energía. El balance de energía se enuncia como sigue: Un cambio de la energía total (cinética, potencial e interna) es igual al trabajo realizado en la masa de control más el calor transferido a dicha masa.

$$\left(h + \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{g} + \frac{g \cdot Z}{g} \right)_{en} \cdot m_{en} + Q_{vc} + W_{vc} = \left(h + \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{g} + \frac{g \cdot Z}{g} \right)_s \cdot m_s \quad (3.2)$$

SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Una propiedad importante en la segunda ley de la termodinámica es la entropía, que es un concepto en termodinámica, mecánica estadística y teoría de la información. La entropía se concibe como una "medida del desorden" o la "peculiaridad de ciertas combinaciones".

La entropía (S), es una propiedad extensiva del equilibrio, que siempre debe aumentar o permanecer constante en un sistema aislado. Por otro lado siempre que hay un desequilibrio de temperatura o presión entre el sistema y el entorno, hay capacidad de producir trabajo útil⁷.

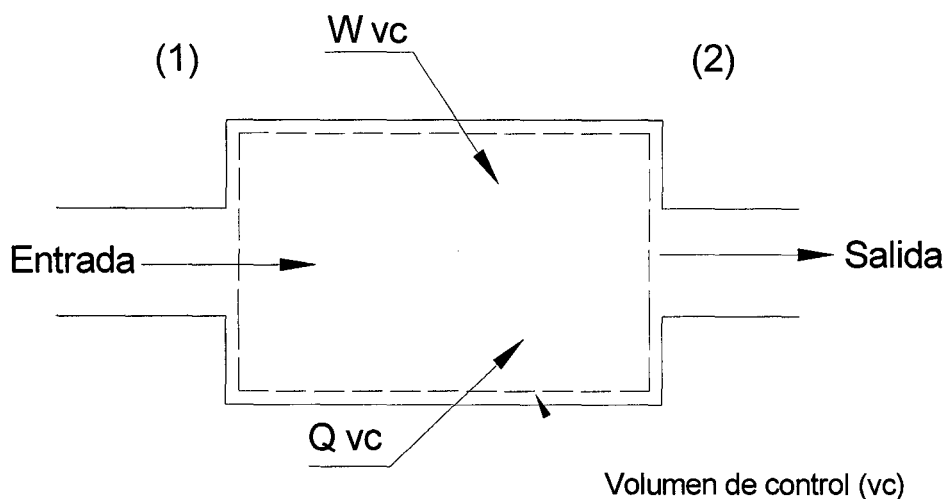


Figura 3.1. Volumen de Control mostrando las transferencias de masa y energía.

ANÁLISIS DE FLUJOS EN ESTADO ESTABLE

Considerando un sistema abierto, operando bajo condición de estado estacionario (Figura 3.1), implica que las propiedades del sistema, como densidad, energía específica y entropía específica no cambian con el tiempo. Sin embargo, tales propiedades pueden variar espacialmente de un punto a otro dentro del volumen de control^{6, 8}. En consecuencia, si el sistema opera de esta forma, los términos de la forma $d/dt = 0$, en las ecuaciones 3.1 y 3.2 desaparecen y toman la forma siguiente:

$$\sum_{en} \dot{m} = \sum_s \dot{m} \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{vc} + \dot{W}_{vc} = \sum_s \left(h + \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{g} + \frac{g \cdot Z}{g} \right) \dot{m}_s - \sum_{en} \left(h + \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{g} + \frac{g \cdot Z}{g} \right) \dot{m}_{en} \quad (3.5)$$

$$\dot{S}_{gen} = \sum_s \dot{m}_s \cdot s_s - \sum_{en} \dot{m}_{en} \cdot s_{en} - \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \geq 0 \quad (3.6)$$

Las ecuaciones 3.4, 3.5 y 3.6, constituyen las ecuaciones de conservación, y son la herramienta principal para analizar sistemas abiertos, que son los sistemas que caracterizan al proceso industrial que analizaremos.

3.2 CONCEPTOS DE EXERGÍA

PROCESOS IRREVERSIBLES

El proceso reversible, es una idealización y todos los procesos reales son irreversibles, aproximándose a los procesos reversibles sólo en casos especiales.

Las relaciones establecidas por la primera y segunda ley de la termodinámica, para el análisis un sistema en particular, han sido obtenidas en base a premisas en las cuales el sistema, para pasar desde un estado inicial a otro final, pasa por una serie de estados de equilibrio, los cuales son idealizaciones que facilitan describir en términos matemáticos los procesos reales, es decir, los procesos irreversibles.

La irreversibilidad de un proceso es establecida en la ecuación 3.6, a través de la SLT; en consecuencia, un proceso irreversible esta inevitablemente asociado a un incremento en la generación de entropía del sistema bajo análisis.

El objetivo final en el análisis de un sistema utilizando los principios de la segunda ley de la termodinámica es el de ser capaz de reconocer las irreversibilidades, evaluar su influencia y desarrollar los medios efectivos para reducirlas. La exergía es una propiedad termodinámica que está presente cuando se analizan procesos reales, es decir, procesos irreversibles.

DEFINICIÓN DE EXERGÍA

La energía está disponible en diferentes formas y puede ser transformada entre cualquiera de estas formas; diferentes energías tienen diferentes calidades, y este atributo (exergía), está definido por la cantidad teórica de energía que puede ser convertida en trabajo mecánico, esta conversión tiene sus limitaciones que implican que la calidad total de la energía decrece en cada conversión⁹.

La exergía, término introducido por Rant en 1956, es la porción de energía que puede ser transformada en trabajo mecánico (la parte restante, sin utilidad práctica, recibe el nombre de energía).

9. Göran Wall, *Exergy a useful concept*, Physical Resource Theory Group, Göteborg 1986, 3rd edition.

La exergía, es la medida cuantitativa de la máxima cantidad de trabajo que puede obtenerse de un desequilibrio, entre un sistema físico y el ambiente que lo rodea, o entorno; determina de forma cuantitativa, el valor termodinámico de cualquier recurso, y permite analizar rigurosamente el desperdicio de los recursos en las actividades de una sociedad, estableciendo pautas cuantitativas para su ahorro y uso eficiente.

CONCEPTO DE ENTORNO Y MEDIO AMBIENTE

Todo sistema evoluciona cuando interactúa con su entorno, por lo que es importante distinguir entre los conceptos de medio ambiente y de entorno.

Se define como el *entorno* todo aquello que no estando incluido en el sistema está en contacto térmico con su superficie de intercambio (medio exterior cercano), mientras que el concepto de *medio ambiente* es mucho más amplio y se aplica a aquella región (medio exterior lejano) en la que sus propiedades intensivas son uniformes y no cambian significativamente como resultado del proceso que se efectúe.

Las irreversibilidades se pueden considerar localizadas en el interior del sistema (irreversibilidades internas) o en su entorno inmediato (irreversibilidades externas).

El *medio ambiente* se supone libre de irreversibilidades, y se define como un sistema simple, compresible, de grandes dimensiones, que se mantiene siempre a una presión p_0 y temperatura T_0 uniformes², valores que pueden coincidir, o no, con las condiciones ambientales del entorno. Sus propiedades intensivas no se modifican, pero las extensivas, como la energía interna U_a , entropía S_a y volumen V_a , pueden variar como resultado de la interacción con otros sistemas, estando relacionadas por la ecuación:

$$\Delta U_a = T_0 \Delta S_a - p_0 \Delta V_a \quad (3.7)$$

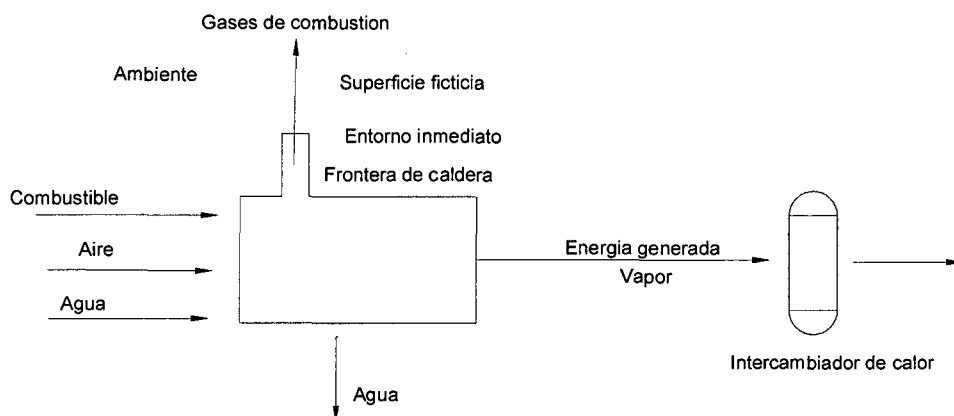


Figura 3.2 Volumen de control mostrando la diferencia entre entorno y ambiente.

CONCEPTO DE ESTADO MUERTO

Si el estado de la materia que constituye el sistema cerrado, es diferente al del medio ambiente, existe la posibilidad de generar un trabajo. Sin embargo, a medida que el sistema va evolucionando hacia el equilibrio con el medio ambiente, dicha posibilidad disminuye, desapareciendo por completo cuando se alcanza el equilibrio termodinámico; a este estado particular del sistema se le denomina *estado muerto*, y en esta situación el sistema cerrado se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a la temperatura T_0 y presión p_0 . En el estado muerto, tanto el sistema cerrado como el medio ambiente poseen una cierta energía, pero el valor de su exergía es cero, ya que no es posible que se produzca un cambio espontáneo en el sistema cerrado o en el ambiente por cuanto no pueden existir interacciones entre ellos.

BALANCE DE EXERGÍA EN SISTEMAS ABIERTOS

El análisis de los sistemas, lo realizaremos en un estado estacionario. En la figura 3.2. se muestra los parámetros que actúan sobre el volumen de control.

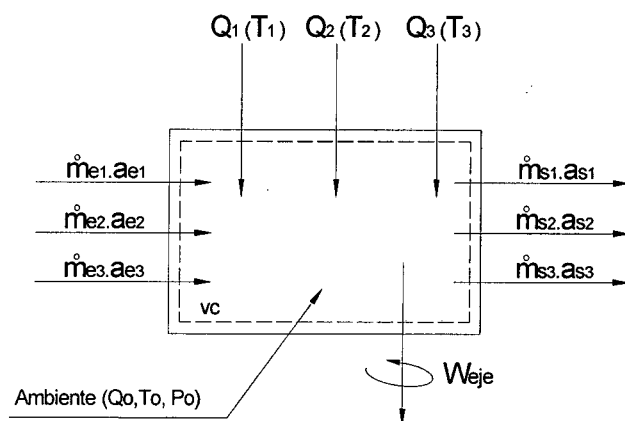


Figura 3.3 Flujos de exergía asociados a un volumen de control.

A diferencia de un balance de energía, en el que partimos de un principio de conservación, en la exergía no existe una ley de conservación. Por tanto, para poder realizar un balance de exergía debemos incluir el término correspondiente a la pérdida de exergía. El balance de exergía se expresa mediante la siguiente ecuación²:

$$\frac{dA_{VC}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q_j^* - W_{VC}^* + \sum_i \dot{m}_s^* a_s - \sum_j \dot{m}_e^* a_e - A_d^* \quad (3.8)$$

Donde:

- a_e, a_s : Son las exergías de la materia que entra y sale del sistema respectivamente.
- $\frac{dA_{VC}}{dt} = 0$: Variación de exergía por unidad de tiempo, nula, debido a que consideramos el sistema un estado estacionario.
- W_{VC} : Es el trabajo desarrollado por el sistema.
- A_d : Flujo de exergía destruida por unidad de tiempo.

3.3 EFICIENCIAS

EFICIENCIA TÉRMICA

Se dice que la eficiencia, es la relación entre la salida de la energía que se busca tener, y la entrada de energía en un volumen de control. Se puede decir que en una maquina térmica, la energía que se busca, es el trabajo y la energía que cuesta es el calor de la fuente de alta temperatura (costo del combustible) la eficiencia térmica se define como:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_F} \quad (3.9)$$

EFICIENCIA EXERGÉTICA.

La eficiencia exergética, es un parámetro importante utilizado en el análisis de exergía, para su utilización es necesario identificar los flujos de materia que interactúan con el sistema, una es el denominado "producto" y el otro el "fuel". El criterio "producto" debe ser consistente con la función para la que ha sido construido el sistema. Mientras que el criterio "fuel" debe plasmar la representación de los recursos energéticos utilizados para generar el producto en el sistema y, no necesariamente debe ser un combustible real (gas, petróleo o carbón); tanto el "producto" como el "fuel" están expresados en términos de exergía.

El modelo que se usará para mostrar la eficiencia exergética es el siguiente:

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{T_o^*}{T_u}\right) Q_u}{\left(1 - \frac{T_o}{T_u}\right) Q_F} \quad (3.10)$$

Esta expresión se puede reducir si integramos la Ec. 3.9

$$\varepsilon = \eta \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_o^*}{T_u}\right)}{\left(1 - \frac{T_o}{T_F}\right)} \quad (3.11)$$

Tanto η como ε miden la efectividad de la conversión de recursos y productos.

RAZONES DE DESTRUCCIÓN Y PÉRDIDA DE EXERGÍA:

Los valores de la razón de destrucción de exergía, y de pérdida de exergía proporcionan la medida termodinámica de las ineficiencias del sistema.

La denominada “mejora potencial” de un sistema es una medida de cuánto y con qué facilidad el sistema puede ser mejorado para propósitos de optimización, y es obtenida a partir de irreversibilidad y la efectividad del sistema.

MODELAMIENTO DE SUSTANCIA INCOMPRESIBLE

El volumen específico de las sustancias en fase líquidas y en sólidos varía poco; la energía interna varía específicamente con la temperatura, este comportamiento se asemeja al de una sustancia incompresible.

En los cálculos relativos a sólidos o líquidos se considera al volumen específico o la densidad, constante, y que la energía interna varía sólo con la temperatura.

Puesto que la energía interna específica de una sustancia definida como incompresible, depende sólo de la temperatura, el calor específico C_v , es también función sólo de la temperatura².

$$C_v(T) = \frac{du}{dt} \quad (3.12)$$

Aunque el volumen específico es constante, y la energía interna depende sólo de la temperatura, la entalpía varía tanto con la presión como con la temperatura.

$$h(T, p) = u(T) + pv \quad (3.13)$$

Los calores específicos C_v y C_p son iguales, por lo tanto en un modelo de sustancia incompresible no es necesario distinguir entre C_v y C_p , la entalpía se puede definir como²:

$$h_2 - h_1 = C(T_2 - T_1) + v(p_2 - p_1) \quad (3.14)$$

Para la entropía partimos de la ecuación:

$$Tds = dH - Vdp \quad (3.15)$$

Para una sustancia incompresible, asumiendo un volumen específico constante y que el calor específico únicamente depende de la temperatura, $C_v=C(T)$, de acuerdo con esto, el cambio diferencial en la energía interna específica es $du=C(T)dT$ concluimos:

$$S_2 - S_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C(T)}{T} \cdot dT \quad (3.16)$$

CAPÍTULO IV

METODOLOGÍA DE CÁLCULO

4.1. CÁLCULO DE CALORES ESPECÍFICOS

Uno de los aportes de mayor importancia de la presente tesis, es la determinación experimental de los calores específicos de las sustancias del proceso, las mismas que tienen carácter multifásico (sólido, grasa y vapor).

Para el cálculo del calor específico, se han tomado las siguientes consideraciones:

- La materia prima y sustancias durante el proceso de fabricación de harina están compuestas por un porcentaje de sólidos (%S), porcentaje de grasa (%G) y un porcentaje de humedad (%H).
- El porcentaje de humedad es la cantidad de agua presente en la materia prima o sustancia.
- El porcentaje de grasa es la cantidad de lípidos presentes en la materia prima o sustancias generadas durante el proceso.
- El porcentaje de sólidos es la suma de proteína y cenizas (cloruros y sales minerales).

Conociendo las composiciones de los distintos componentes de los productos, Choi y Okos ¹⁰ proponen la ecuación siguiente:

$$C_p = \sum (C_{pi} \cdot X_i) \quad (4.1)$$

Donde C_{pi} es el calor específico del componente i , mientras X_i es la fracción másica del componente i .

La materia prima y las sustancias que procesamos, constan principalmente de tres componentes: grasa, sólidos (proteínas y cenizas) y agua. Para determinar el calor específico de las sustancias usaremos la ecuación 4.1.

Para determinar los valores específicos de cada componente, nos basaremos en:

Calor específico del agua: El calor específico de la humedad en el producto, se puede modelar de acuerdo a los siguientes modelos extraídos de Choi y Okos^{10,11}, C.E. Orrego¹².

$$C_p = 4,0187 - 5,3062 \times 10^{-3} t + 9,9516 \times 10^{-4} t^2 \quad 4.2$$

$$C_p = 4,1762 - 9,0864 \times 10^{-3} t + 5,4731 \times 10^{-4} t^2 \quad 4.3$$

Donde: t : temperatura °C

Cabe mencionar, que también se tiene los valores de tablas. En este caso se usarán las del anexo 1

Calor específico del aceite de pescado (% de grasa): Para determinar el calor específico del aceite, nos basamos en la publicación de Alton y Bailey¹² La cual menciona los siguientes modelos:

Para el aceite líquido, desde 15° a 60°C:

$$C_p = 0,462 + 0,00061 t \quad (4.4)$$

Para el aceite líquido parcialmente hidrogenado, desde 40° a 70°C:

$$C_p = 0,475 + 0,00055 t \quad (4.5)$$

Para el aceite líquido fuertemente hidrogenado, desde 60° a 80° C :

$$C_p = 0,458 + 0,00097 t \quad (4.6)$$

Para el aceite líquido, con disolvente, desde 0° a 40° C:

$$C_p = 0,476 + 0,00065 t \quad (4.7)$$

Donde: t : temperatura en °C

Calor específico del sólido

Para calcular la fase sólida del pescado, nos basamos en los estudios de Charm¹³ el cual usa el siguiente modelo:

$$C_p = 0,34 \% Ca + 0,37 \% Pr + 0,2 \% Ce \quad (4.8)$$

¹⁰ Choi, Y., Okos, M. R. *The thermal properties of tomato juice concentrates*. . Ed 1983.

¹¹ Choi, Y., Okos, M. R. *Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods*. Ed.1986.

Donde:

%Ca : porcentaje de carbohidratos

%Pr : porcentaje de proteína

%Ce : porcentaje de ceniza

Para evaluar el calor específico se usarán las fórmulas de la tabla 4.1

Tabla 4.1: Fórmulas para el calor específico en sustancias multifásicas

Autor	Año	Fórmula
Siebel [31]	1892	$C_p = 0,837 + 0,034 \cdot \%Humedad$
Leninger&Beverloo [18]	1975	$C_p = (0,5 \cdot \%Grasa + 0,3 \cdot \%Sólidos + \%Humedad) \cdot 4,18$
Charm [3]	1978	$C_p = 2,094 \cdot \%Grasa + 1,256 \cdot \%Sólidos + 4,18 \cdot \%Humedad$
Dickerson [6, 23]	1968	$C_p = 1,675 + 0,025\%Humedad$
Choi & Okos [4]	1986	$C_p = \sum (C_{pi} \cdot M_i)$
Dirección General Académica-Chile [7]	1983	$C_p = (\%Humedad + 0,4 \cdot \%Sólidos) \cdot 4,18$

4.2. CÁLCULOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para determinar las pérdidas de calor al medio ambiente, usaremos la transferencia de calor basado en Kreith, F.; Boehm¹⁴. En la figura 4.1, se muestra las resistencias al flujo de calor:

¹⁴ Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. al. "Heat and Mass Transfer" Mechanical Engineering Handbook, Ed 1999.

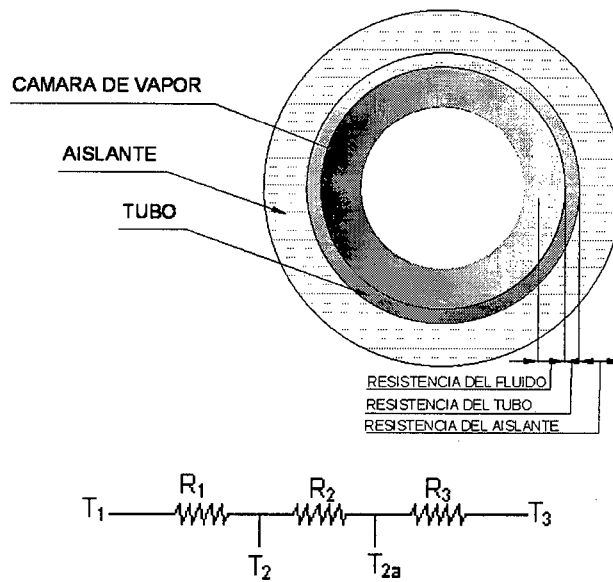


Fig. 4. 1 Resistencias al flujo de calor desde la cámara de vapor al ambiente

Para el cálculo de flujo de calor se usarán las siguientes ecuaciones:

$$q = \frac{t_1 - t_3}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (4.9)$$

$$R_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot r_1 \cdot h_i} \quad (4.10)$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot K_{\text{tub}}} \quad (4.11)$$

$$R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot K_{\text{aisl}}} \quad (4.12)$$

Donde

- t_1 : Temperatura en la cámara.
- t_3 : Temperatura en la superficie de aislamiento.
- r_1 : Radio de cámara de vapor.
- h_i : Coeficiente convectivo.
- K_{tub} : Conductividad térmica del acero.
- K_{aisl} : Conductividad térmica del aislamiento.

Determinación del coeficiente de convección

Para determinar el coeficiente de convección dentro de la cámara de vapor, nos basaremos en la ecuación 4.13^{14,15}, que es válida para flujo turbulento, para fluidos con números de Prandtl variando entre un valor cercano a 0,6 y 100.

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad (4.13)$$

$$Nu = 0,0214 (Re^{0,8} - 100) Pr^{0,4}, \text{ Para } 0,5 < Pr < 1,5; 10^4 < Re < 5 \times 10^6 \quad (4.14)$$

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4}, \text{ Para } 1,5 < Pr < 500; 3.000 < Re < 10^6 \quad (4.15)$$

$$Re = \frac{d \cdot G \max}{\mu} \quad (4.16)$$

$$G \max = \frac{\text{caudal}_{\text{evapor}}}{\text{Area}_{\text{libre}}} \quad (4.17)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (4.18)$$

Donde:

- h_i : Coeficiente de convección en cámara de vapor
- Nu : Número de Nusselt
- k : Conductividad térmica del fluido
- d : Diámetro de la cámara de vapor
- Re : Número de Reynolds
- Pr : Número de Prandtl
- μ : Viscosidad dinámica
- C_p : Calor específico

14 Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. al. "Heat and Mass Transfer" Mechanical Engineering Handbook, Ed 1999.

15 J.P. Holman. Transferencia de Calor. Octava edición

4.3. BALANCE ENERGÉTICO EN LA COCINA

4.3.1. BALANCE DE ENERGÍA DE UN COCINADOR

El objetivo del balance de energía, es determinar la cantidad de vapor que usaremos durante el proceso de cocción de la materia prima, de acuerdo al volumen de control mostrado en la figura 4.2.

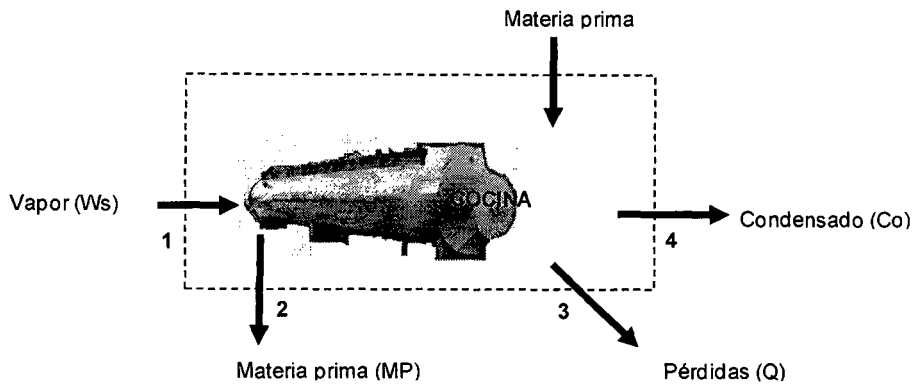


Figura 4.2 Volumen de Control de una Cocina

Aplicando la primera ley de la termodinámica

$$Q + W = MP \cdot h_2 + Co \cdot h_4 - Ws \cdot h_1 - MP \cdot h_5 \quad (4.19)$$

Desarrollando las ecuaciones

$$Q = MP \cdot (h_2 - h_5) - Ws \cdot \lambda \quad (4.20)$$

El valor del vapor requerido es:

$$Ws = \frac{MP \cdot Cp \cdot (T_2 - T_5) - Q}{\lambda} \quad (4.21)$$

Donde:

Materia prima	:	MP
kg de vapor	:	Ws
Entalpía en el punto i	:	h _i
Calor específico	:	C _p
Temperatura en el punto i	:	T _i

Calor latente del vapor a la temperatura T_5	:	λT_5
Calor cedido por el alimento	=	$MP \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)$
Calor por pérdidas	=	Q

Estimación de pérdidas de calor (Q)

Para la estimación de pérdidas de T.C en la cocina, usaremos la ecuación 4.9, donde se tomarán las siguientes consideraciones:

- El material del cocinador es ASTM A36
- El aislamiento será de fibra de vidrio de 3 pulgadas de espesor (76,2 mm)
- Temperatura promedio de la superficie de aislamiento 30°C

4.3.2. BALANCE DE EXERGÍA DE UN COCINADOR.

Con el volumen de control de la figura 4.2, en el balance de exergía, no consideramos trabajo, obteniéndose la ecuación:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q + \sum_e m_e \cdot a_{fe} - \sum_s m_s \cdot a_{fs} - Ad \quad (4.22)$$

$$a_{fi} = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (4.23)$$

$$\sum_e m_e \cdot a_{fe} = a_{fe1} + a_{fe5} \quad (4.24)$$

$$\sum_s m_s \cdot a_{fs} = a_{fs2} + a_{fs3} + a_{fs4} \quad (4.25)$$

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \cdot Q \quad (4.26)$$

Donde:

a_{fe}	:	Exergía de entrada
a_{fs}	:	Exergía de salida
a_{fi}	:	Exergía en el punto i
h	:	Entalpía en el punto de frontera del volumen de control
h_0	:	Entalpía a la temperatura del ambiente

T_o	:	Temperatura del ambiente
T_F	:	Temperatura de la frontera
m_e	:	Flujos de ingreso al volumen de control
m_s	:	Flujos de salida del volumen de control
Ad	:	Exergía destruida
Q	:	Pérdidas de calor al ambiente

4.4. BALANCE ENERGÉTICO DEL SECADOR ROTADISC

4.4.1. BALANCE DE ENERGÍA DEL SECADOR ROTADISC

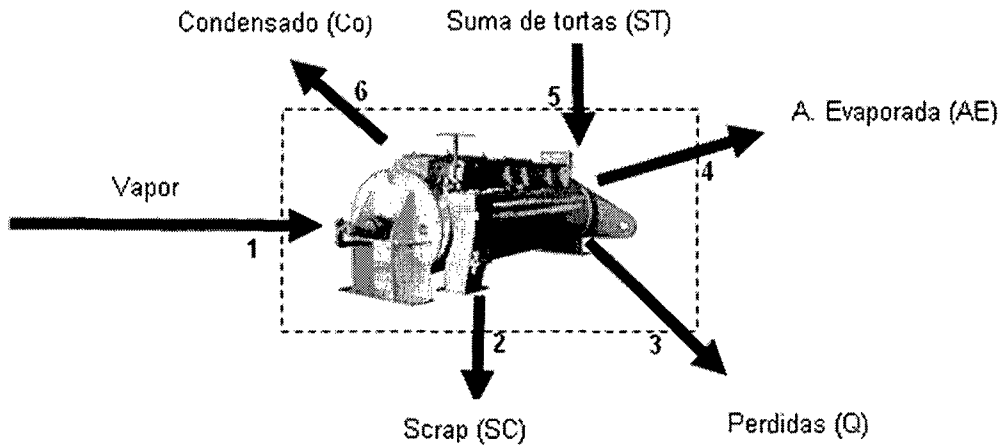


Figura 4.3. Volumen de Control de Secador Rotadisc

En un secador, nos interesa la cantidad de vapor que necesitamos para evaporar el agua del alimento, y obtener la humedad deseada a su salida. Para determinar la cantidad de vapor usaremos la primera ley de la termodinámica.

Aplicando la primera ley de la termodinámica

$$Q + W = SC \cdot h_2 + AE \cdot h_4 + Co \cdot H_6 - W_s \cdot h_1 - ST \cdot h_5 \quad (4.27)$$

Desarrollando las ecuaciones

$$Q = AE \cdot (h_4 - h_5) + ST \cdot (h_2 - h_5) + W_s \cdot \lambda \quad (4.28)$$

El valor del vapor requerido es:

$$W_s = \frac{(ST - AE) \cdot (h_2 - h_5) + AE \cdot (h_4 - h_5) - Q}{\lambda} \quad (4.29)$$

Donde:

Suma de tortas	:	ST
Agua evaporada	:	AE
Scrap	:	SC
kg de vapor	:	W_s
Entalpía en el punto i	:	h_i
Calor específico	:	C_p
Calor latente del vapor a la temperatura T_5	:	λT_5
Calor por pérdidas	:	Q

$$\text{Calor cedido por el alimento} = ST \cdot (h_2 - h_5) = ST \cdot C_p \cdot (T_2 - T_5)$$

$$\text{Calor del agua evaporada} = AE \cdot (h_4 - h_5) = AE \cdot C_p \cdot (T_4 - T_5) + AE \cdot \lambda T_5$$

El ratio práctico que normalmente es usado, es el de kg de vapor / kg de agua evaporada.

$$\text{Ratio} = \frac{W_s}{AE} \quad (4.30)$$

4.4.2. CÁLCULOS DE EXERGÍA EN EL SECADOR ROTADISC

Para el balance de exergía del secador usaremos el volumen de control de la figura 4.3; no se considera exergía de trabajo, sólo de calor. El procedimiento es el mismo usado en el capítulo 4.3.2,

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q + \sum_e m_e \cdot a_{fe} - \sum_e m_e \cdot a_{fs} - Ad \quad (4.31)$$

$$a_{fi} = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (4.32)$$

$$\sum_e m_e \cdot a_{fe} = a_{fe1} + a_{fe5} \quad (4.33)$$

$$\sum_s m_s \cdot a_{fs} = a_{fe2} + a_{fe3} + a_{fe4} \quad (4.34)$$

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \cdot Q \quad (4.35)$$

Donde

a_{fi}	:	Exergía en el punto i
h	:	Entalpía en el punto de frontera del volumen de control
h_0	:	Entalpía a la temperatura del ambiente
T_0	:	Temperatura del ambiente
T_F	:	Temperatura de la frontera
m_e	:	Flujos de ingreso al volumen de control
m_s	:	Flujos de salida del volumen de control
Ad	:	Exergía destruida
Q	:	Pérdidas de calor al ambiente

4.5. BALANCE ENERGÉTICO DEL SECADOR ROTATUBO

4.5.1. BALANCE DE ENERGÍA DEL SECADOR ROTATUBO

Como en el caso del balance del secador rotadisc, realizamos el balance de energía con el fin de obtener la cantidad de vapor necesaria para deshidratar la materia prima con los parámetros que requiere el cliente.

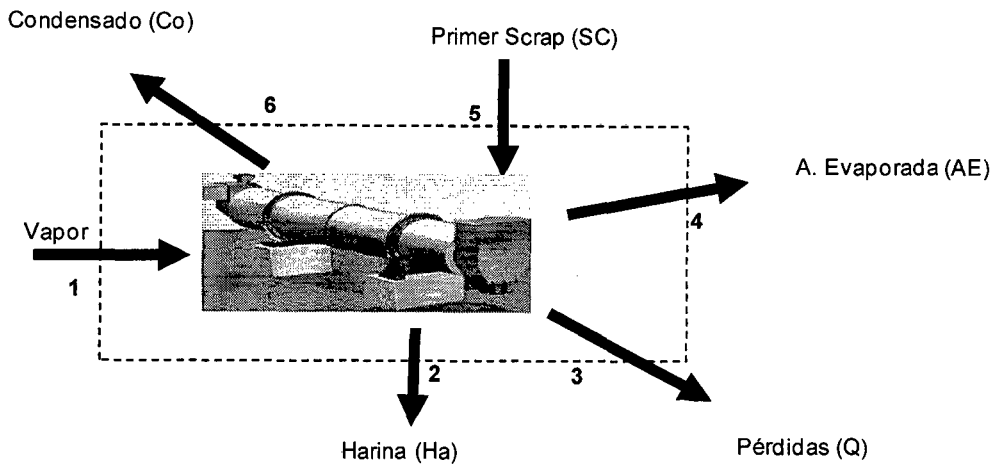


Figura 4.4 Volumen de Control de Secador Rotatubero

Aplicando la primera ley de la termodinámica, obtenemos fórmulas muy parecidas a las del capítulo 4.4, la diferencia radica en los productos de ingreso y salida. Debido a esto se repite el procedimiento de cálculo, pero con ingresos y salidas diferentes

$$Q + W = Ha \cdot h_2 + AE \cdot h_4 + Co \cdot h_6 - Ws \cdot h_1 - ST \cdot h_5 \tag{4.36}$$

Desarrollando las ecuaciones

$$Q = AE \cdot (h_4 - h_5) + ST \cdot (h_2 - h_5) + Ws \cdot \lambda \tag{4.37}$$

El valor del vapor requerido es:

$$Ws = \frac{ST \cdot (h_2 - h_5) + AE \cdot (h_4 - h_5) - Q}{\lambda} \tag{4.38}$$

Donde:

- kg/h de harina : Ha
- Suma de tortas : ST
- Agua evaporada : AE
- kg de vapor : Ws
- Entalpía en el punto i : h_i
- Calor específico : C_p

Calor latente del vapor a la temperatura T_5 : λT_5

Calor cedido por el alimento = $ST \cdot (h_2 - h_5) = ST \cdot C_p \cdot (T_2 - T_5)$

Calor del agua evaporada = $AE \cdot (h_4 - h_5) = AE \cdot C_p \cdot (T_4 - T_5) + AE \cdot \lambda T_5$

Calor por pérdidas = Q

El ratio práctico que normalmente es usado es el de kg de vapor / kg de agua evaporada.

$$\text{Ratio} = \frac{W_s}{A_E} \quad (4.39)$$

4.5.2. CÁLCULOS DE EXERGÍA EN EL SECADOR ROTATUBO

Para el balance de exergía del secador rotatubo, usaremos el volumen de control de la figura 4.4; no se considera exergía de trabajo, sólo de calor, y las fórmulas a usar son las mismas del capítulo 4.3.2.

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q + \sum_\epsilon m_\epsilon \cdot a_{f\epsilon} - \sum_\epsilon m_\epsilon \cdot a_{f_s} - Ad \quad (4.40)$$

$$a_{f\epsilon} = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (4.41)$$

$$\sum_\epsilon m_\epsilon \cdot a_{f\epsilon} = a_{f\epsilon 1} + a_{f\epsilon 5} \quad (4.42)$$

$$\sum_F m_s \cdot a_{f_s} = a_{f\epsilon 2} + a_{f\epsilon 3} + a_{f\epsilon 4} \quad (4.43)$$

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \cdot Q \quad (4.44)$$

Donde:

- a_{fi} : Exergía en el punto i
 - h : Entalpía en el punto de frontera del volumen de control
 - h_0 : Entalpía a la temperatura del ambiente
-

T_o	:	Temperatura de ambiente
T_F	:	Temperatura de frontera
m_e	:	Flujos de ingreso al volumen de control
m_s	:	Flujos de salida del volumen de control
Ad	:	Exergía destruida
Q	:	Pérdidas de calor al ambiente

4.6. BALANCE ENERGÉTICO DE LA PLANTA EVAPORADORA

4.6.1. BALANCE DE ENERGÍA DE LA PLANTA EVAPORADORA

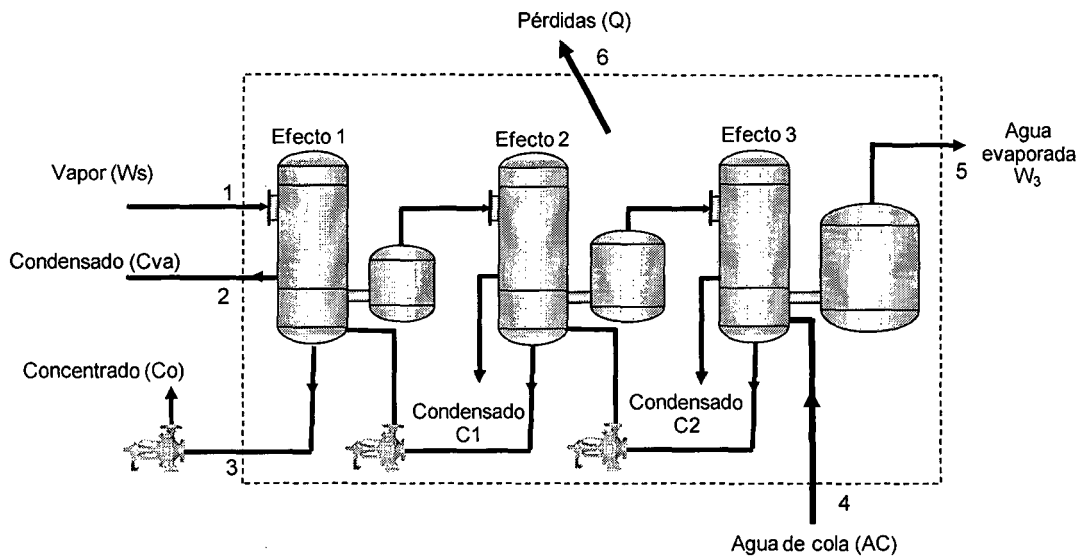


Figura 4.5 Volumen de control de la planta evaporadora

La planta evaporadora a modelar, es una de película descendente de tres efectos, cada uno con una cámara de evaporación¹⁶, cabe mencionar que la energía suministrada a esta planta proviene de los vahos o del agua evaporada proveniente de los secadores.

Para determinar el vapor consumido, el agua evaporada y la exergía de esta planta dividiremos el cálculo en tres etapas.

Los datos de ingreso son:

- Caudal y temperaturas del agua de cola
- Caudal y temperaturas del agua de mar
- Caudal y temperaturas de los vahos de ingreso
- Caudal y temperaturas del concentrado.
- Parámetros de temperatura y presión en los tres efectos.

4.6.1.1. BALANCE DE ENERGÍA EN EL EFECTO 3

16 Donald Q. Kern. *Procesos de Transferencia de Calor*, Ed Mc Graw-Hill Book Company INC 1986.

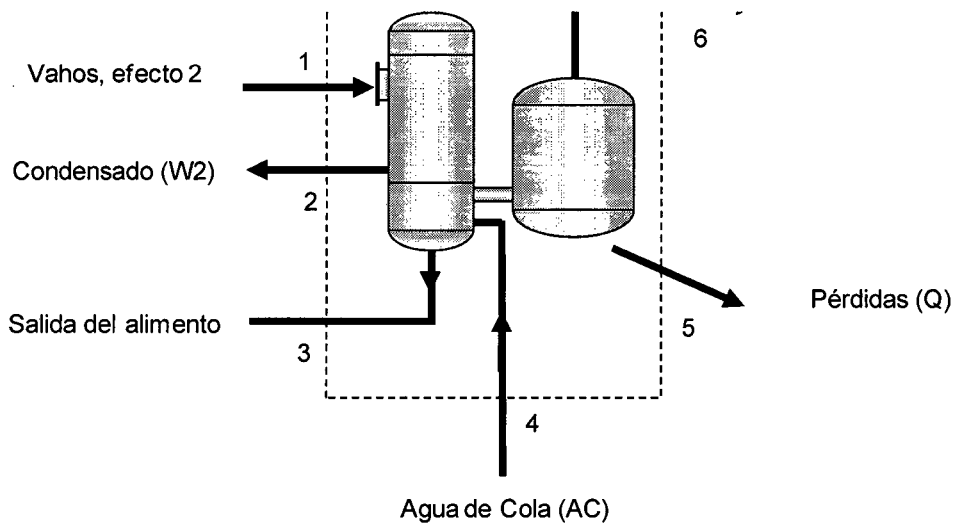


Figura 4.6 Volumen de control de efecto 3

Aplicando la primera ley de la termodinámica en el volumen de control del efecto 3 :

$$Q + W = W_2 \cdot h_1 + W_2 \cdot h_2 + F_2 \cdot h_2 - AC \cdot h_4 - W_2 \cdot h_5 \quad (4.45)$$

Con : $F_2 = AC - W_2$

Se obtiene :

$$Q = -W_2 \cdot \lambda_2 + \lambda_2 \cdot W_2 - AC - (h_1 - h_2) \quad (4.46)$$

Donde:

Agua de cola	:	AC
Vahos del efecto 2	:	W_2
Vahos del efecto 3	:	W_3
Calor específico	:	C_p
Calor latente del vapor a la temperatura T_i	:	λ_1
Calor por pérdidas	:	Q
Calor cedido por el alimento	=	$AC - (h_2 - h_5) = AC \cdot C_p \cdot (T_4 - T_2)$

4.6.1.2. BALANCE DE ENERGÍA EN EL EFECTO 2

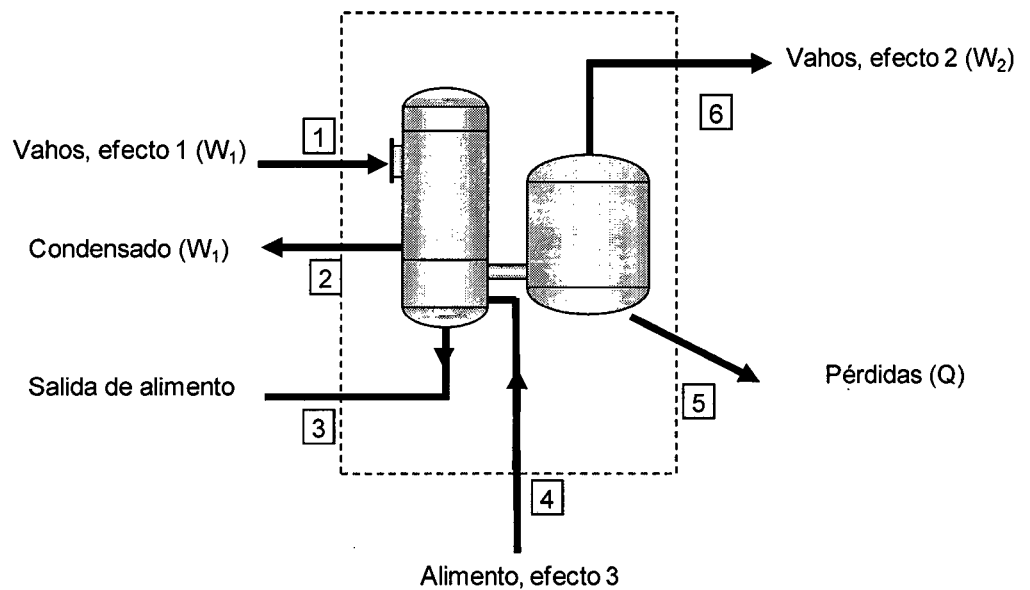


Figura 4.7 Volumen de control del efecto 2

Aplicando la primera ley de la termodinámica en el volumen de control del efecto 2 :

$$Q + W = W_1 \cdot h_1 + W_1 \cdot h_2 + F_2 \cdot h_2 - F_2 \cdot h_4 - W_2 \cdot h_5 \quad (4.47)$$

Con: $F_2 = F_2 - W_2$

Se obtiene:

$$Q = -W_1 \cdot \lambda_1 + \lambda_2 \cdot W_2 - F_2 - (h_4 - h_2) \quad (4.48)$$

Donde:

Agua de cola	:	AC
Vahos del efecto 2	:	W_2
Vahos del efecto 3	:	W_3
Calor específico	:	C_p
Calor latente del vapor a la temperatura T_i	:	λ_i
Calor cedido por el alimento	=	$F_2 \cdot (h_2 - h_5) = F_2 \cdot C_p \cdot (T_4 - T_2)$
Calor por pérdidas	:	Q

4.6.1.3. BALANCE DE ENERGIA EN EL EFECTO 1

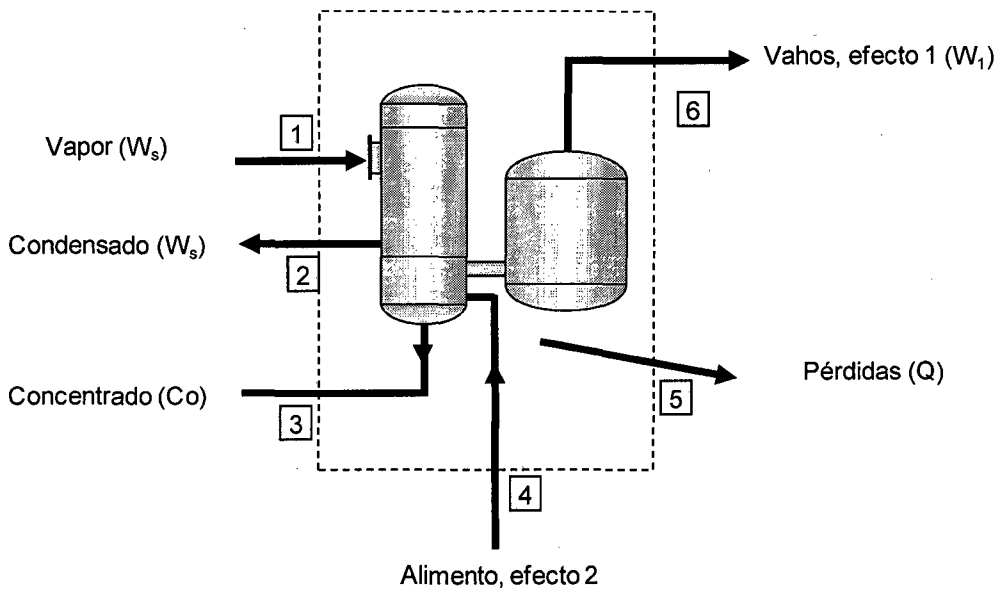


Figura 4.8 Volumen de control del efecto 1

Aplicando la primera ley de la termodinámica en el volumen de control del efecto 3 :

$$Q + W = W_s \cdot h_1 + W_s \cdot h_2 + F_2 \cdot h_2 - F_2 \cdot h_4 - W_2 \cdot h_6 \quad (4.49)$$

Con: $Co = F_2 - W_1$

Se obtiene:

$$Q = -W_s \cdot \lambda_s + \lambda_1 \cdot W_1 - F_2 \cdot (h_4 - h_2) \quad (4.50)$$

Donde:

Agua de cola	:	AC
Vahos del efecto 1	:	W ₁
Vahos del efecto 2	:	W ₂
Vahos del efecto 3	:	W ₃
Calor específico	:	C _p
Calor latente del vapor a la temperatura T _i	:	λ _i
Calor cedido por el alimento	=	F ₂ · (h ₂ - h ₅) = F ₂ · C _p · (T ₄ - T ₂)
Calor por pérdidas	:	Q

De la solución de las ecuaciones 4.46, 4.48, 4.50 se obtienen: W_s, W₁, W₂, W₃;

Donde el agua evaporada es: W₁ + W₂ + W₃

Un dato muy usado en plantas evaporadoras es el ratio:

$$\text{Ratio} = \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de agua}} \quad (4.51)$$

4.6.2. BALANCE DE EXERGÍA DE LA PLANTA EVAPORADORA

El balance de la planta evaporadora, se realiza sobre el volumen de control de la figura 4.5; en el balance de exergía no consideramos trabajo, y el procedimiento es similar al del capítulo 4.3.2., obteniéndose las mismas ecuaciones.

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q + \sum_\varepsilon m_\varepsilon \cdot a_{f\varepsilon} - \sum_\varepsilon m_\varepsilon \cdot a_{f\varepsilon} - Ad \quad (4.52)$$

$$a_{f\varepsilon} = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (4.53)$$

$$\sum_{e} m_e \cdot a_{fe} = a_{fe1} + a_{fe5} \quad (4.54)$$

$$\sum_{s} m_s \cdot a_{fs} = a_{fe2} + a_{fe3} + a_{fe4} \quad (4.55)$$

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \cdot Q \quad (4.56)$$

Donde:

a_{fi}	:	Exergía en el punto i
h	:	Entalpía en el punto de frontera del volumen de control
h_0	:	Entalpía a la temperatura del ambiente
T_0	:	Temperatura de ambiente
T_F	:	Temperatura de frontera
m_e	:	Flujos de ingreso al volumen de control
m_s	:	Flujos de salida del volumen de control
Ad	:	Exergía destruida
Q	:	Pérdidas de calor al ambiente

4.7. INTERCAMBIADORES DE CALOR

4.7.1. BALANCE DE ENERGÍA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

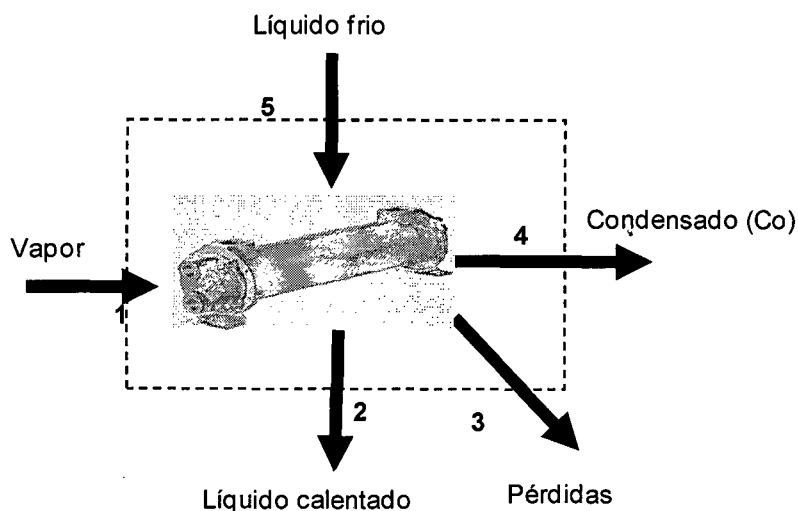


Figura 4.9 Volumen de Control de un Intercambiador de Calor

Para el cálculo del vapor en los distintos intercambiadores de calor de la planta, usaremos el mismo modelo que a continuación describimos.

Aplicando la primera ley de la termodinámica al volumen de control de la figura 4.9

$$Q + W = -SA \cdot h_2 + Co \cdot h_4 - Ws \cdot h_1 - SA \cdot h_5 \quad (4.57)$$

Desarrollando las ecuaciones

$$Q = SA \cdot (h_2 - h_5) + Ws \cdot \lambda \quad (4.58)$$

El valor de la cantidad de vapor requerido es:

$$Ws = \frac{SA \cdot (h_2 - h_5) + Q}{\lambda} \quad (4.59)$$

Donde:

Sanguaza	:	SA
kg de vapor	:	Ws
Entalpía en el punto i	:	h _i
Calor específico	:	C _p
Calor latente del vapor a la temperatura T ₅	:	λT ₅

$$\begin{aligned} \text{Calor cedido por la sanguaza:} &= SA \cdot (h_2 - h_5) = ST \cdot Cp \cdot (T_2 - T_5) \\ \text{Calor por pérdidas} &: Q \end{aligned}$$

4.7.2. BALANCE DE EXERGÍA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Con el volumen de control de la figura 4.9, realizamos el balance de exergía, en donde no consideramos trabajo. Hacemos el mismo procedimiento del capítulo 4.3.2 obteniéndose las ecuaciones:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q + \sum_e m_e \cdot a_{fe} - \sum_s m_s \cdot a_{fs} - Ad \quad (4.60)$$

$$a_{fi} = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (4.61)$$

$$\sum_e m_e \cdot a_{fe} = a_{fe1} + a_{fe5} \quad (4.62)$$

$$\sum_s m_s \cdot a_{fs} = a_{fs2} + a_{fs3} + a_{fs4} \quad (4.63)$$

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \cdot Q \quad (4.64)$$

Donde:

a_{fe}	:	Exergía de entrada
a_{fs}	:	Exergías de salida
a_{fi}	:	Exergía en el punto i
h	:	Entalpía en el punto de frontera del volumen de control
h_0	:	Entalpía a la temperatura del ambiente
T_0	:	Temperatura de ambiente
T_F	:	Temperatura de frontera
m_e	:	Flujos de ingreso al volumen de control
m_s	:	Flujos de salida del volumen de control

Ad : Exergía destruida
Q : Pérdidas de calor al ambiente

4.8. VAPOR RECUPERADO DEL CONDENSADO

4.8.1. BALANCE DE ENERGÍA DEL VAPOR RECUPERADO DEL CONDENSADO

Una forma de recuperar los condensados, es mediante el uso del tanque flash, el cual viene a ser un recipiente, en donde el condensado ingresa y sufre un cambio de presión, con lo cual se recupera un vapor remanente; para determinar el porcentaje recuperado, realizaremos un balance en el volumen de control de la figura 4.10.

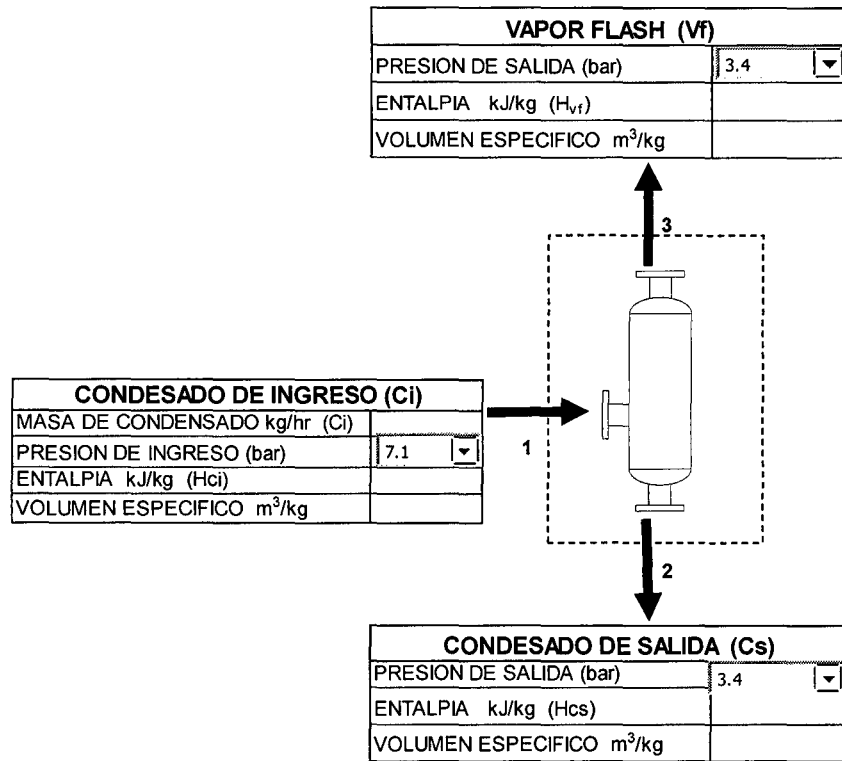


Figura 4.10 Volumen de control de un tanque flash

Aplicando la primera ley de la termodinámica obtenemos:

$$Q + W = m_{ci} \cdot h_1 - m_{cs} \cdot h_2 - m_{vf} \cdot h_3 \quad (4.65)$$

Aplicando la Conservación de Masa

$$Q + W = m_{ci} \cdot h_1 - m_{cs} \cdot h_2 - m_{vf} \cdot h_3 \quad (4.66)$$

Donde:

Q : Calor cedido al ambiente

W : Trabajo realizado en el volumen de control, el cual es nulo

m_i : Masa de las sustancias en los puntos 1,2 y 3 del volumen de control

h_i : Entalpías de ingreso y salida del volumen de control

4.8.2. BALANCE DE EXERGÍA DE UN TANQUE FLASH

Con el volumen de control de la figura 4.9, realizamos el balance de exergía; no consideramos trabajo, obteniéndose la ecuación:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q + \sum_e m_e \cdot a_{fe} - \sum_s m_s \cdot a_{fs} - Ad \quad (4.67)$$

$$a_{fi} = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (4.68)$$

$$\sum_e m_e \cdot a_{fe} = a_{fe1} + a_{fe5} \quad (4.69)$$

$$\sum_s m_s \cdot a_{fs} = a_{fe2} + a_{fe3} + a_{fe4} \quad (4.70)$$

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \cdot Q \quad (4.71)$$

Donde

a_{fe}	:	Exergía de entrada
a_{fs}	:	Exergías de salida
a_{fi}	:	Exergía en el punto i
h	:	Entalpía en el punto de frontera del volumen de control
h_0	:	Entalpía a la temperatura del ambiente
T_0	:	Temperatura de ambiente
T_F	:	Temperatura de frontera
m_e	:	Flujos de ingreso al volumen de control
m_s	:	Flujos de salida del volumen de control
Ad	:	Exergía destruida
Q	:	Pérdidas de calor al ambiente

4.9. EFICIENCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR

Para el cálculo de la eficiencia energética del generador de vapor, se utilizará como referencia el "Código PTC 4.1" para unidades de generación de vapor, de acuerdo a la norma ASME". El código establece dos métodos para determinar la eficiencia: el método de pérdidas de calor y el método de entradas y salidas (directo).

1. El método de pérdidas de calor, o sea la determinación de la eficiencia mediante la sustracción, en porcentaje, de la suma de las pérdidas medidas en la caldera.
-

2. El método directo, o energía que entrega la caldera en el vapor contra la energía entregada a la caldera.

Se recomienda utilizar el método de pérdidas, dado que la información requerida por el método directo obliga al uso de equipos e instrumentos de difícil obtención y operación.

4.9.1. MÉTODO DE PÉRDIDAS DE CALOR

Consiste en la evaluación de las pérdidas de calor en el generador de vapor, y del calor suministrado como crédito (calor ganado por la caldera debido al ingreso de fluidos distintos al combustible) con los fluidos que entran a él. Para la aplicación del método de pérdidas de calor se requiere determinar lo siguiente:

4.9.1.1. TOTAL DE PÉRDIDAS DE CALOR

- Por gases secos.
- Por formación de CO.
- Por radiación.
- Por la combustión del H₂.
- Por la humedad del aire.
- Por la humedad en el combustible.
- Pérdidas no determinadas.

4.9.1.2. INGRESOS DE ENERGÍA

- Calor en el aire de entrada.
- Calor sensible en el combustible.
- Calor que entra con la humedad del aire.
- Calor en el vapor de atomización (externo).

La eficiencia, será cuantificada mediante la siguiente expresión:

$$\text{Eficiencia} = (1 - \text{Pérdidas}) \times 100\%$$

4.9.2. ENTRADAS Y SALIDAS DE ENERGÍA.

Con este método, lo que se pretende es cuantificar la forma en que es utilizado el calor suministrado por el combustible, el agua de alimentación y los créditos. Esto es, cuánto de este calor es usado para la producción del vapor, que es el objetivo del sistema de generación, y cuánto calor es perdido por la purga continua y las pérdidas del generador de vapor. Para el método de entradas y salidas se requiere evaluar lo siguiente:

- _ Calor que entra con el combustible.
- _ Calor que entra con el agua de alimentación.
- _ Calor que entra por créditos.
- _ Calor que sale con el vapor generado.
- _ Calor que sale con la purga continua.
- _ Calor que sale con las pérdidas en el generador de vapor.

La eficiencia será cuantificada mediante la siguiente expresión:

$$Eficiencia = \frac{Q_{APROVECHADO}}{Q_{SUMINISTRADO}} \times 100\% \quad (4.72)$$

4.10. DETERMINACIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN UN PLANTA DE HARINA

Un factor determinante en el costo de la energía es el combustible. Para determinar el consumo de combustible en una planta de harina, necesitamos determinar la eficiencia del generador de vapor.

4.10.1. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA.

La eficiencia de un generador, será calculada por el método de pérdidas de acuerdo al siguiente concepto:

$$Eficiencia = 100 - \left[\frac{L}{(H_f + B)} \right] \cdot 100\% \quad (4.73)$$

- L : Pérdidas en el generador de vapor, kJ/kg.
 H_f : Calor suministrado con el combustible, kJ/kg.
 B : Ingresos de energía, kJ/kg.

4.10.2. BALANCE DE MASAS

Para realizar el balance de masa, empezaremos por hallar los flujos de ingreso y salida del generador de vapor.

4.10.3. MASA DE NITROGENO

$$W_{N_2} = \left[\frac{\left(\frac{28.02 \cdot N_2}{12.01 + (CO_2 + CO)} \right) \cdot \left(C + \frac{12.01 \cdot S}{32.07} \right)}{100} \right] \quad (4.74)$$

Donde:

- W_{N₂} : Gasto de nitrógeno, kg_{N₂}/kg
 N₂ : % de nitrógeno en los gases de escape.
 CO₂ : % de dióxido de carbono en los gases de escape.
 CO : % de monóxido de carbono en los gases de escape.
 C : % de carbono en el combustible.
 S : % de azufre en el combustible.

4.10.4. MASA DE AIRE

$$W_a = \frac{(W_{N_2} - N_2)}{100} 0,7685 \quad (4.75)$$

Dónde:

- as : Aire seco.
 cq : Combustible quemado.
 W_a : Gasto de aire seco, kg_{as}/ kg_{cq}
-

W_{N_2} : Gasto de nitrógeno, kg_{N_2}/kg_{cq}

N_2 : % de nitrógeno en el combustible.

4.10.5. MASA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

$$W_g = \left[\frac{(44.01 \cdot CO_2 + 32 \cdot O_2 + 28.02 \cdot N_2 + 28.01 \cdot CO) \cdot \left(C + \frac{12.01 \cdot S}{32.07} \right)}{\left[\frac{12.01 \cdot (CO + CO_2)}{100} \right]} \right] \quad (4.76)$$

Donde:

W_g : Masa de gases secos, $kg \text{ gas}/kg \text{ cq}$

CO_2 : % de dióxido de carbono en los gases de escape.

O_2 : % de oxígeno en los gases de escape.

N_2 : % de nitrógeno en los gases de escape.

C : % de carbono en el combustible.

S : % de azufre en el combustible.

CO : % de monóxido de carbono en los gases de escape.

4.10.6. RELACIÓN CARBONO /HIDRÓGENO

$$\frac{C}{H} = \frac{C}{H_2} \quad (4.77)$$

Donde:

C : % de carbono en el combustible.

H_2 : % de hidrógeno en el combustible.

4.10.7. PRESIÓN PARCIAL DE LA HUMEDAD EN EL FLUJO DE GASES

$$m_g = 8,936 \times H_2 / 100 + W_a \times W_{aw} \quad (4.78)$$

$$P_{m_g} = \frac{P_b}{\left[1 + \left(1,5 \times C / m_g \times (CO_2 + CO) \right) \right]} \quad (4.79)$$

Donde:

Mg	:	Contenido de humedad en los gases de escape, kg _{agua} /kg _{gas}
H ₂	:	% de hidrógeno en el combustible.
W _a	:	Gasto de aire seco, kg _{as} /kg _{cq}
W _{aw}	:	Humedad en el aire, kg _{agua} /kg _{as}
P _{mg}	:	Presión parcial de la humedad en el flujo de gases, bar.
P _b	:	Presión barométrica del lugar, bar.
m _g	:	Contenido de humedad en los gases de escape, kg _{agua} /kg _{gas}
CO ₂	:	% de dióxido de carbono en los gases de escape.
CO	:	% de monóxido de carbono en los gases de escape.
C	:	% de carbono en el combustible.

4.10.8. EXCESO DE AIRE

$$W_g = \left[\frac{(11.51 \cdot C + 34.3 \cdot (H + \frac{O}{7.937}) + 4.335 \cdot S)}{100} \right] \quad (4.80)$$

Donde:

A _t	:	Aire teórico (estequiométrico), kg _{as} /kg _{cq}
C	:	% de carbono en el combustible.
H ₂	:	% de hidrógeno en el combustible.
S	:	% de azufre en el combustible.

$$E_a = \frac{100 \times (O_2 - \frac{CO}{2})}{0,2682 \times N_2 - (O_2 - \frac{CO}{2})} \quad (4.81)$$

Donde:

E _a	:	Exceso de aire.
CO	:	% de monóxido de carbono en los gases de escape.
O ₂	:	% de oxígeno en los gases de escape.
N ₂	:	% de nitrógeno en los gases de escape.

4.11. CALORES DE ENTRADA

4.11.1. CALOR EN EL AIRE DE ENTRADA

$$B_a = W_a \times C_{pas}(T_a - T_{Ref}) \quad (4.82)$$

Donde:

- B_a : Calor en el aire de entrada, kJ/kg_{coq}.
 W_a : Gasto de aire seco, kg_{as}/kg_{coq}.
 C_{pas} : Calor específico del aire seco, kJ/kg_{gas} °C.
 T_a : Temperatura del aire a quemadores, K.
 T_{Ref} : Temperatura de referencia, K

4.11.2. CALOR SENSIBLE EN EL COMBUSTIBLE

$$B_f = C_{pf} \times (T_f - T_{Ref}) \quad (4.83)$$

Donde:

- B_f : Calor sensible en el combustible, kJ/kg_{coq}
 C_{pf} : Calor específico del combustible, kJ/kg °C
 T_f : Temperatura del combustible, °C.

4.11.3. CALOR EN EL VAPOR DE ATOMIZACIÓN

$$B_z = \frac{W_{va} \times (h_{va} - h_{v_{sat}})}{W_f} \quad (4.84)$$

Donde:

- B_z : Calor en el vapor de atomización, kJ/kg_{coq}
 W_{va} : Gasto de vapor de atomización externo a la unidad, kg/s
 h_{va} : Entalpía del vapor de atomización, kJ/kg
-

$h_{v_{sat}}$: Entalpía de vapor saturado a T_{Ref} , kJ/kg

W_f : Gasto de combustible, kg/s

4.11.4. CALOR SUMINISTRADO CON LA HUMEDAD QUE ENTRA CON EL AIRE

$$B_m = W_a \times W_{aw} \times C_{pv} [T_a - T_{Ref}] \quad (4.85)$$

Donde:

B_m : Calor suministrado con la humedad que entra con el aire, kJ/kg cq

W_a : Gasto de aire seco, kg as/kg cq

W_{aw} : Humedad en el aire, kg $agua/kg$ as

C_{pv} : Calor específico del vapor, kJ/kg $^{\circ}C$

T_a : Temperatura del aire a quemadores, K

T_{Ref} : Temperatura de referencia, K

4.12. PÉRDIDAS DE CALOR

4.12.1. PÉRDIDAS POR GASES SECOS

$$L_g = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{Ref}) \quad (4.86)$$

Donde:

L_g : Pérdidas por gases secos, kJ/kg cq

W_g : Gasto de gases secos, kg gas/kg cq

C_{pg} : Calor específico de los gases secos, kJ/kg $^{\circ}C$

T_g : Temperatura de los gases de escape, K

T_{ref} : Temperatura de referencia, K

4.12.2. PÉRDIDAS POR FORMACIÓN DE CO

$$L_{co} = \frac{(CO \times 1,0160 \times 1,0549 \times 2,205 \times \frac{C}{100})}{(CO_2 + CO)} \quad (4.87)$$

Donde:

L_{co} : Pérdidas por la formación de CO, kJ/kg cq

CO_2 : % de dióxido de carbono en los gases de escape.

CO : % de monóxido de carbono en los gases de escape.

C : % de carbono en el combustible.

4.12.3. PÉRDIDAS POR RADIACIÓN. (L_R)

Para determinar las pérdidas por radiación nos basaremos en la tabla de la figura 4.10, obtenida del Código PTC 4.1, para unidades de generación de vapor de ASME.

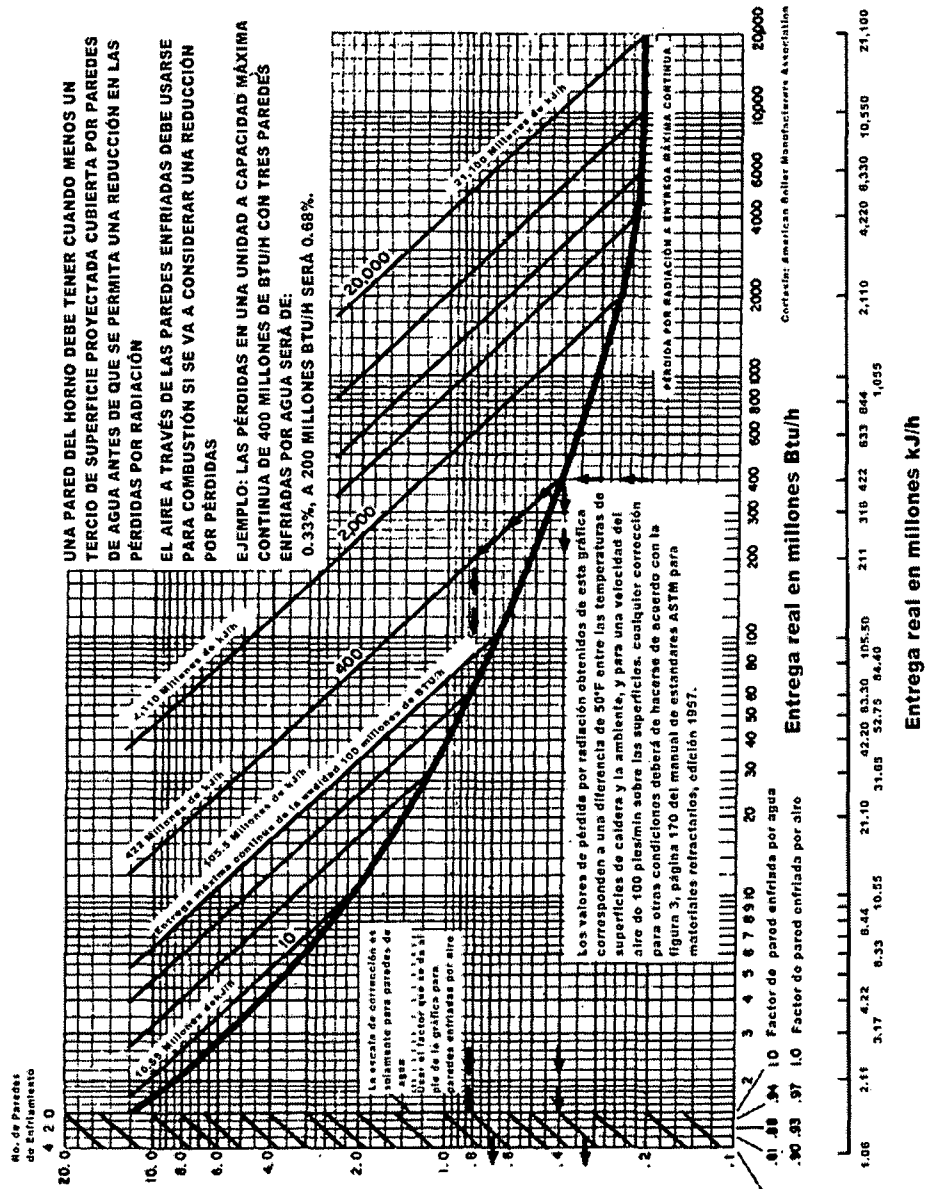


Fig. 4.11 Gráfico de pérdidas por radiación en un caldero, según norma ASME

4.12.4. PÉRDIDAS POR LA HUMEDAD PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN DEL HIDRÓGENO

$$L_h = 8.936 \cdot H_2 \cdot (h_{pv} - h_{wsat}) \cdot O_2 \quad (4.88)$$

Donde:

- L_h : Pérdidas por la humedad producto de la combustión del H_2 , kJ/kg $_{ca}$
 H_2 : % de hidrógeno en el combustible.
 h_{pv} : Entalpía del vapor a la presión P_{mg} y temperatura T_{gas} , kJ/kg
 h_{wsat} : Entalpía del líquido saturado a T_{Ref} , kJ/kg

4.12.5. PÉRDIDAS POR LA HUMEDAD DEL AIRE

$$L_{ma} = W_a \times W_{aw} \times (h_{pv} - h_{wsat})$$

$$L_{ma} = W_a \cdot W_{aw} \cdot (h_{pv} - h_{wsat}) \quad (4.89)$$

Donde:

- L_{ma} : Pérdidas por la humedad del aire, kJ/kg $_{ca}$
 W_a : Gasto de aire seco, kg $_{as}/kg$ $_{ca}$
 W_{aw} : Humedad en el aire, kg agua/kgas
 h_{pv} : Entalpía del vapor a la presión P_{mg} y T_{gas} , kJ/kg
 h_{wsat} : Entalpía del líquido saturado a T_{Ref} , kJ/kg

4.12.6. PÉRDIDAS POR LA HUMEDAD EN EL COMBUSTIBLE

$$L_{mf} = \frac{H_2O \times (h_{pv} - h_{wsat})}{100} \quad (4.90)$$

Donde:

- L_{mf} : Pérdidas por la humedad en el combustible.
 H_2O : % de humedad en el combustible.
-

- h_{pv} : Entalpía del vapor a la presión P_{mg} y T_{gas}
 h_{wsat} : Entalpía del líquido saturado a T_{Ref}

4.12.7. PÉRDIDAS NO DETERMINADAS (L_i)

Este tipo de pérdida, normalmente es un dato del fabricante con las pruebas realizadas en sus equipos

Tabla 4.1: Cuadro para estimar pérdidas indeterminadas de acuerdo a PTC 4.1 para unidades de generación de vapor de acuerdo a la norma ASME".

Pérdidas	Condición
1,0%	Combustibles líquidos
1,5%	Combustibles sólidos
4%	Generador de vapor en mal estado

4.13. DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS EN EL CALDERO

$$1. \quad \text{Pérdidas de los gases secos} \quad \frac{L_g \times 100}{H_f + B}, \% \quad (4.91)$$

$$2. \quad \text{Pérdidas por formación de CO} \quad \frac{L_{CO} \times 100}{H_f + B}, \% \quad (4.92)$$

$$3. \quad \text{Pérdidas por radiación} \quad L_{R_r}, \% \quad (4.93)$$

$$4. \quad \text{Pérdidas por humedad producto de la combustión del hidrógeno} \quad \frac{L_h \times 100}{H_f + B}, \% \quad (4.94)$$

$$5. \quad \text{Pérdidas de humedad del aire} \quad \frac{L_{ma} \times 100}{H_f + B}, \% \quad (4.95)$$

$$6. \quad \text{Pérdidas por humedad del combustible} \quad \frac{L_{mf} \times 100}{H_f + B}, \% \quad (4.96)$$

$$7. \quad \text{Pérdidas no determinadas} \quad L_i, \% \quad (4.97)$$

$$(4.98)$$

Eficiencia = $100 - \sum$ % Pérdidas

4.14. BALANCE DE CALOR EN EL GENERADOR DE VAPOR

4.14.1. COMBUSTIBLE Y CRÉDITOS

Calor que entra con el combustible:

$$Q_f = W_f \times h_f \quad (4.99)$$

Donde:

- Q_f : Calor que entra con el combustible.
 W_f : Gasto de combustible.
 H_f : Calor suministrado con el combustible.

Ingresos de energía

$$Q_B = B \times W_f, B = (B_a + B_f + B_z + B_m) \quad (4.100)$$

Donde:

- Q_b : Calor por ingresos de energía
 B : Ingresos de energía
 W_f : Flujo másico de combustible
 B_a : Calor en el aire de entrada,

$$B_a = W_a \times (T_a - T_{Ref}) \quad (4.101)$$

- B_f : Calor sensible en el combustible.

$$B_f = W_{p_f} \times (T_f - T_{Ref}) \quad (4.102)$$

- B_z : Calor en el vapor de atomización.

$$B_z = W_{v_{af}} \times (T_f - T_{Ref}) / W_f \quad (4.103)$$

- B_m : Calor suministrado con la humedad que entra con el aire,
-

$$E_m = W_a \times W_{aw} \times C_{Pv} \times (T_a - T_{Ref}) \quad (4.104)$$

4.14.2. VAPOR Y AGUA DE ALIMENTACIÓN

Calor que sale con el vapor

$$Q_{Va} = W_{Va} \times h_{Va} \quad (4.105)$$

Donde:

- Q_{Va} : Calor que sale con el vapor de alta presión, kW
 W_{Va} : Flujo másico del vapor de alta presión, kg/s
 h_{Va} : Entalpía del vapor de alta presión, kJ/kg

Calor que entra con el agua de alimentación

$$Q_{AA} = W_{AA} \times h_{AA} \quad (4.106)$$

Donde:

- Q_{AA} : Calor que entra con el agua de alimentación, kW
 W_{AA} : Flujo másico del agua de alimentación, kg/s
 h_{AA} : Entalpía del agua de alimentación, kJ/kg

Calor que sale con la purga continua

$$Q_{Pc} = W_{Pc} \times h_{Pc} \quad (4.107)$$

Donde:

- Q_{AA} : Calor que sale con la purga continua, kW
 W_{AA} : Flujo másico de la purga continua, kg/s
 h_{AA} : Entalpía de la purga continua, kJ/kg

4.14.3. Pérdidas en el Generador de Vapor

Pérdidas en el Generador de vapor

$$Q_p = L_q + L_{CO} + L_{co} + L_R + L_h + L_{ma} + L_{mf} + L_i \quad (4.108)$$

Dónde:

- Q_p : Pérdidas en el generador de vapor, kW
-

L_g : Pérdidas por gases secos, kW

L_{co} : Pérdidas por la formación de CO, kW

L_R : Pérdidas por radiación, kW

L_h : Pérdidas por la humedad producto de la combustión del H_2 , kW

L_{ma} : Pérdidas por la humedad del aire, kW

L_{mf} : Pérdidas por la humedad en el combustible, kW

L_i : Pérdidas no determinadas, kW

Calor total que entra

$$Q_{T.E} = Q_f + Q_B + Q_{AA} \quad (4.109)$$

Dónde:

$Q_{T.E}$: Calor total que entra, kW

Q_f : Calor que entra con el combustible, kW

Q_B : Calores de ingreso, kW

Q_{AA} : Calor que entra con el agua de alimentación, kW

Calor Total que Sale

$$Q_{T.E} = Q_V + Q_{Pc} + Q_P \quad (4.110)$$

Donde:

$Q_{T.E}$: Calor total que sale, kW

Q_V : Calor que sale con el vapor principal, kW

Q_{Pc} : Calor que sale con la purga continua, kW

Q_P : Pérdidas en el generador de vapor, kW

Con los datos anteriores, podemos determinar la eficiencia por el método de entradas y salidas de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Eficiencia = \left(\frac{Calor\ de\ Salida}{Calor\ de\ Entrada} \right) + 100\% \quad (4.111)$$

CAPÍTULO V

CÁLCULO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. CÁLCULO DE RESULTADOS

El análisis se efectuará a una Planta de Harina de Secado Indirecto (SteamDried) de una capacidad de 100 t/h de pescado, en el cual se considera los siguientes aspectos:

- Los parámetros térmicos tales como entalpías, entropías y exergías de los sólidos y líquidos durante el proceso se basan en el calor específico.
- Metodología de cálculo: Identificaremos todas las operaciones unitarias en un diagrama de bloques, incluyendo los flujos de materia, energía y exergías en cada bloque.
- Se ha modelado todos los procesos con un balance de masa, energía y exergías con apoyo de hojas Excel, y parámetros de operación obtenidos en distintas pruebas.
- Nuestro análisis, no considera los términos de: exergía química específica, exergía potencial específica y exergía cinética específica.

5.1.1 DETERMINACIÓN DE CALOR ESPECÍFICO EN LAS SUSTANCIAS MULTIFÁSICAS DEL PROCESO

El calor específico de las sustancias multifásicas, es un parámetro fundamental para el desarrollo del cálculo y el modelamiento del proceso de fabricación de harina de pescado, ya que nos basaremos en este parámetro para determinar las entalpías, entropías, exergías y todas las propiedades termodinámicas que se necesitan para efectuar un balance energético y exergético.

Uno de los aportes de mayor importancia de la presente tesis, es la determinación de los calores específicos de las sustancias del proceso, las mismas que tienen

carácter multifásico (sólido, grasa, vapor). Para determinar los calores específicos nos basaremos en las ecuaciones de Choi y Okos.¹¹

CALOR ESPECÍFICO DEL AGUA

Para el cálculo del calor específico, nos basaremos en los modelos de Choi y Okos¹¹ y C.E. Orrego¹², los cuales se muestran en la figura 5.1,

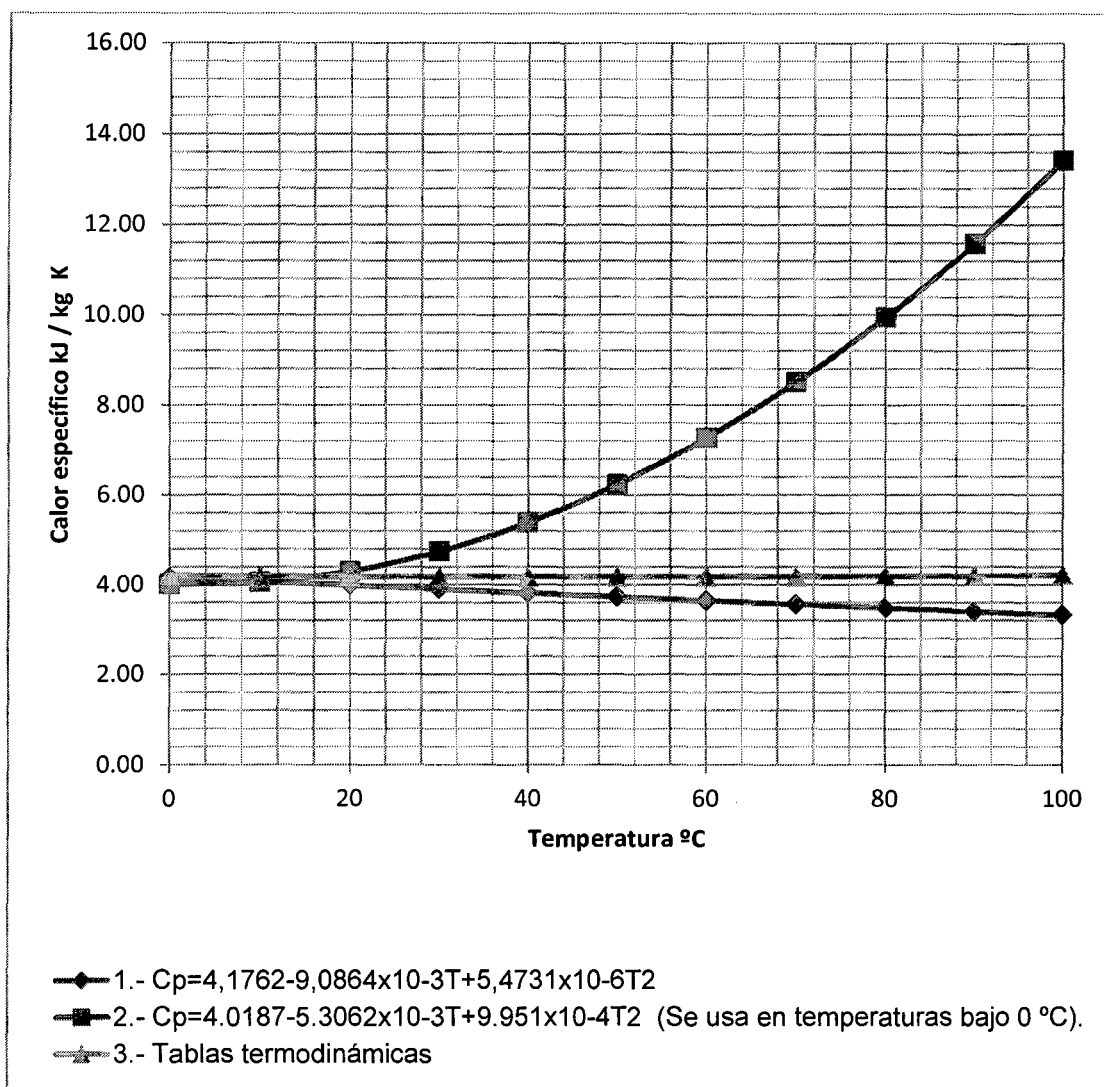


Fig. 5.1 Variación del calor específico del agua en función de la temperatura, comparando los modelos de Choi y Okos y las tablas termodinámicas, Anexo 2

En el gráfico de la figura 5.1, observamos que el calor específico de la humedad de los modelos 1 y 3 tienen una tendencia parecida, el modelo 2 varía dado que es un modelo que trabaja mejor en condiciones de temperatura bajo cero, temperaturas

que no usaremos para el proceso de fabricación de la harina. Los valores a considerar como valores de calor específico de la humedad están entre 3,73 a 4,18 kJ/kg K como nos muestra la tabla 5.1.

Tabla 5.1 Variación del calor específico en función de la temperatura

Temperatura	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	$\frac{\int_{T_1}^{T_2} C_p dT}{\Delta T}$
1.- $C_p=4,1762-9,0864 \times 10^{-3}T+5,4731 \times 10^{-6}T^2$	4.17	4.08	3.99	3.90	3.82	3.73	3.64	3.56	3.48	3.40	3.32	3.73
3.- Tablas termodinámicas	4.21	4.19	4.18	4.18	4.18	4.18	4.18	4.18	4.19	4.20	4.21	4.19
Promedio de calor específico de los modelos 1 y 3, kJ/kg K												3.96

CALOR ESPECÍFICO DEL ACEITE DE PESCADO (% DE GRASA)

Para el cálculo del calor específico, nos basaremos en los modelos matemáticos publicados por Alton E. Bayley¹⁰

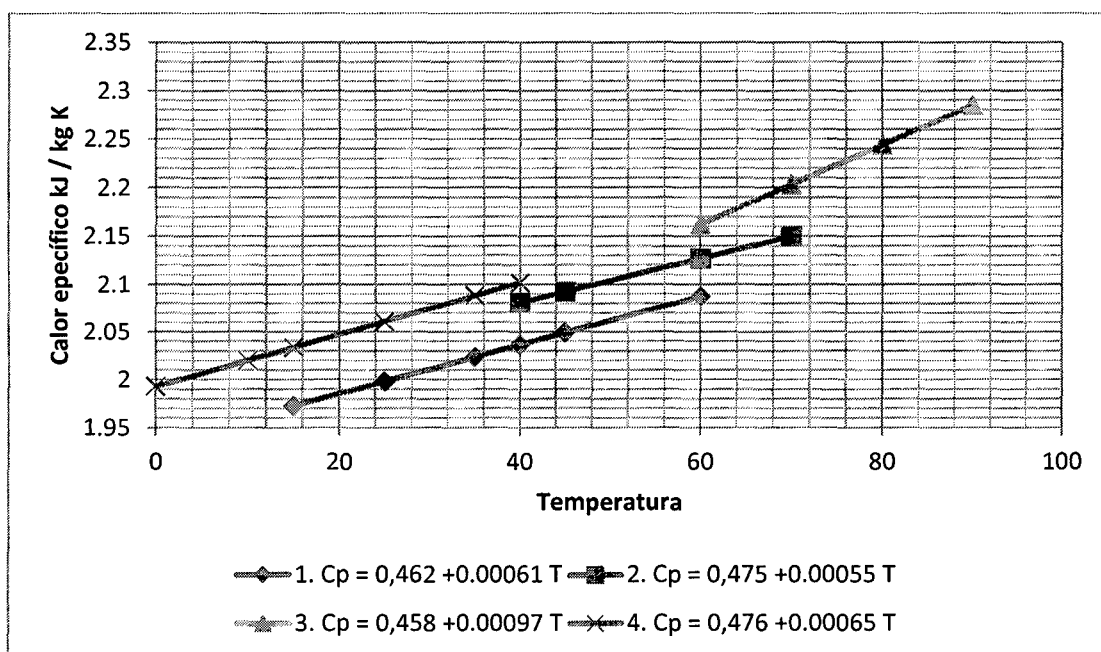


Fig. 5.2 Variación del calor específico de las grasas en función de la temperatura, de acuerdo al modelo publicado por Alton:E. Bayley

En el grafico 5.2, observamos que el rango de variación de los 4 modelos se encuentra entre 1,96 y 2,26 kJ/kg °C, para facilidad de cálculo se trabajará con un valor de promedio de calor específico de las grasas de 2,1 kJ /kg °C de acuerdo a los valores obtenidos en la tabla 5.2.

Tabla 5.2 Variación del Calor Específico en función de la Temperatura

Temperatura (°C)	0	10	15	25	35	40	45	60	70	80	90	100	$\frac{\int_{T_1}^{T_2} C_p dT}{\Delta T}$
1. $C_p = 0,462 + 0.00061 T$			1.97	2.00	2.02	2.04	2.05	2.09					2.03
2. $C_p = 0,475 + 0.00055 T$						2.08	2.09	2.13	2.15				2.12
3. $C_p = 0,458 + 0.00097 T$								2.16	2.20	2.24	2.28		2.22
4. $C_p = 0,476 + 0.00065 T$	1.99	2.02	2.03	2.06	2.09	2.10							2.10
Calor específico promedio kJ /kg K													2.1

CALOR ESPECÍFICO DE LOS SÓLIDOS DE PESCADO (% DE SÓLIDOS)

Para determinar el calor específico de los sólidos en las sustancias multifásicas del proceso, nos basaremos en el modelo matemático de Charm¹³ el cual modela el comportamiento del calor específico en función de las proteínas, carbohidratos y cenizas presentes en el proceso, para obtener valores nos basaremos en un análisis de proteínas, carbohidratos y cenizas presentes en la de harina, análisis que se realizó en los laboratorios de Pesquera Diamante, los resultados de este análisis se muestran en las figura 5.3, y la tabla 5.3.

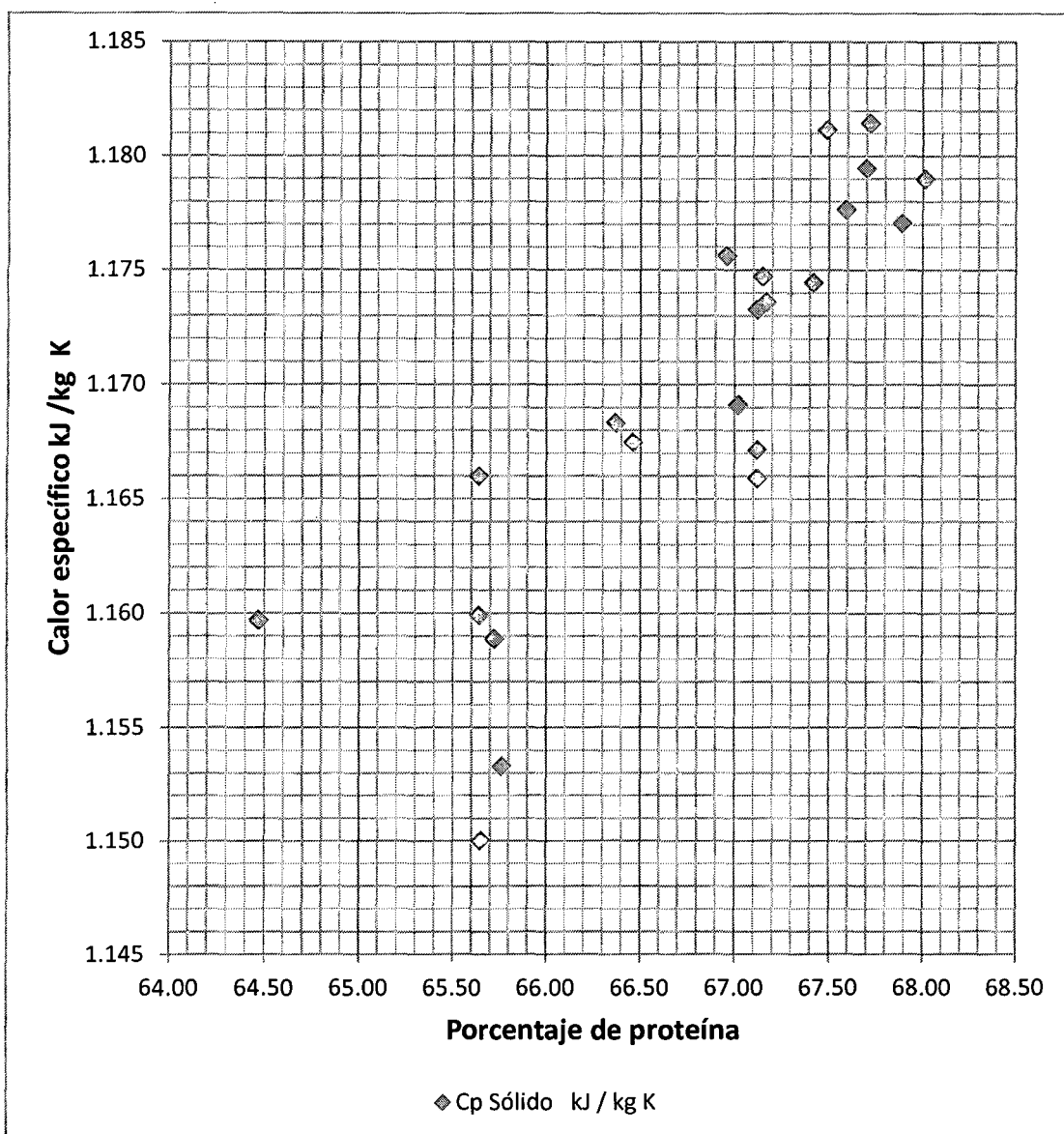


Fig. 5.3 Variación del calor específico de los sólidos en función del porcentaje de proteína, carbohidratos y cenizas según el modelo propuesto por Charm¹³

De la tabla y figura 5.3, se concluye que un valor promedio para el calor específico de los sólidos es de 1,18 kJ/ kg K, del gráfico se observa que el valor del calor específico cambia poco con las variaciones de proteína, por lo que para fines prácticos, se puede considerar que el calor específico se mantiene constante en un rango de proteínas de 64 a 68,5%.

Tabla 5.3 Calor específico de los sólidos basados en análisis de componentes de muestras de harina obtenidas de los laboratorios de Pesquera Diamante de acuerdo al modelo propuesto por Charm¹³

RUMA N°	CLASE ANÁLISIS	Tipo de Saco	Fecha de Producción	TURNO	Proteínas	Cenizas	Carbohidrato	$\frac{\int_{T_1}^{T_2} C_p dT}{\Delta T}$
					%	%	%	Cp Sólido kJ / kg K
1-084	C	sunrise	02-04-2011 03/04/2011	Noche 02(400) Dia 03 (600)	67,12	15,29	0,00	1,166
1-085	C	sunrise	03/04/2011	Dia 03(1000)	67,17	16,12	0,00	1,174
1-086	C	sunrise	03/04/2011	Dia 03(1000)	67,15	16,29	0,00	1,175
1-087	C	sunrise	03/04/2011	Dia 03 (800) Noche 03 (200)	67,12	15,44	0,00	1,167
1-092	C	sunrise	03/04/2011	Noche 03 (1000)	67,89	15,20	0,00	1,177
1-093	C	sunrise	03/04/2011	Noche 03 (1000)	67,02	15,86	0,00	1,169
1-094	D	sunrise	03/04/2011	Noche 03(100) Dia 04 (900)	66,37	16,97	0,00	1,168
1-095	D	sunrise	04/04/2011	Dia 04 (400) Noche 04 (600)	67,72	16,04	0,00	1,181
1-096	D	sunrise	04/04/2011	Dia 04 (1000)	66,46	16,70	0,00	1,167
1-097	D	sunrise	04/04/2011	Dia 04 (1000)	65,64	17,31	0,00	1,160
1-107	C	sunrise	06/04/2011	Noche 06 (1000)	67,70	15,84	0,00	1,179
1-108	C	sunrise	06/04/2011	Noche 06 (1000)	67,49	16,43	0,00	1,181
1-109	D	sunrise	07/04/2011	Dia 07 (1000)	67,12	16,17	0,00	1,173
1-110	C	sunrise	07/04/2011	Dia 07 (400) Noche 07 (600)	67,59	15,83	0,00	1,178
1-114	A	sunrise	08/04/2011	Noche 08 (1000)	68,01	15,21	0,00	1,179
1-118	D	sunrise	09/04/2011	Dia 09 (1000)	66,96	16,75	0,00	1,176
1-119	C	sunrise	09/04/2011	Dia 09 (283) Noche 09 (717)	67,42	15,76	0,00	1,174
1-127	D	sunrise	10/04/2011	Dia 10 (1000)	65,65	16,11	0,00	1,150
1-128	D	sunrise	09/04/2011	Dia 09(1000)	65,76	16,30	0,00	1,153
1-129	D	sunrise	10/04/2011	Noche (1000)	64,47	19,45	0,00	1,160
1-130	D	sunrise	10/04/2011	Noche (1000)	65,64	18,04	0,00	1,166
1-131	D	sunrise	10/04/2011	Noche (1000)	65,72	17,04	0,00	1,159
PROMEDIO EN LA PRODUCCIÓN EN EL MES DE ABRIL - 2011					67,16	16,12	0,00	1,2

CALOR ESPECÍFICO DE LAS SUSTANCIAS MULTIFÁSICAS DURANTE EL PROCESO.

Para determinar el calor específico de las sustancias del proceso, nos basaremos en los modelos matemáticos de la tabla 4.1, los cuales modelan el calor específico en base a los componentes de la sustancias multifásicas.

En la tabla 5.4, se muestra la composición química de las sustancias principales durante el proceso, esta data la usaremos para obtener las tendencias del calor específico. Cabe mencionar que uno de los aportes del presente estudio es la data que se muestra que es un resumen de una temporada de producción, información que fue procesada por los laboratorios de Pesquera Diamante, la cual permite analizar el comportamiento del calor específico de las diferentes sustancias durante el proceso de fabricación de la harina de pescado.

Tabla 5.4 Valores de sólidos, grasa, y humedad en sustancias del proceso de acuerdo al laboratorio de Pesquera Diamante – Callao

Sustancias durante el proceso de fabricación de harina de pescado	Humedad %H	Grasas %G	Sólidos %S
Harina producto final del proceso	8,00%	8,92%	83,08%
Suma de tortas secador rotadisc	22,00%	7,56%	70,44%
Suma de tortas secador rotatubo	52,27%	4,33%	40,39%
Materia prima (Anchoveta)	72,50%	7,50%	20,00%
Licor de prensa - Líquido obtenido en el prensado	83,00%	8,76%	8,24%
Sanguaza - líquido obtenido del drenaje de pozas	83,80%	8,00%	8,20%
Licor de separadora - obtenido en las decanter	84,00%	8,95%	7,05%

En la tabla 5.5, se muestra los valores del calor específico de las diferentes sustancias del proceso, estos valores, se obtienen de las ecuaciones modeladas por Siebel, Leninger&Beverloo, Charm, Choi&Okos y la Dirección General Académica de Chile

En la figura 5.4, se muestran la tendencia de los valores de calor específico de los modelos matemáticos de la tabla 5.5.

Tabla 5.5 Calor específico de las sustancias en análisis de componentes de muestras de harina de acuerdo al modelo propuesto por Charm

	%H	Modelo Dickerson (Humedad entre 26% y 100%)	Modelo Siebel	Leninger & Beverloo	Charm	Dirección General Académica Chile	Choi & Okos
Harina	8,0%	1,68	0,84	1,67	1,57	1,73	3,09
Suma de tortas rotadisc	22,0%	1,68	0,85	2,05	1,97	2,10	5,14
Suma de tortas rotatubo	52,3%	1,69	0,86	2,84	2,79	2,86	9,52
Materia prima	72,5%	1,69	0,86	3,47	3,45	3,37	12,91
Licor de prensa	83,0%	1,70	0,87	3,77	3,77	3,61	14,63
Sanguaza	83,8%	1,70	0,87	3,79	3,79	3,65	14,69
Licor de separadora	84,0%	1,70	0,87	3,80	3,80	3,63	14,80

En la figura 5.4, se muestra la tendencia de los modelos matemáticos de los distintos autores.

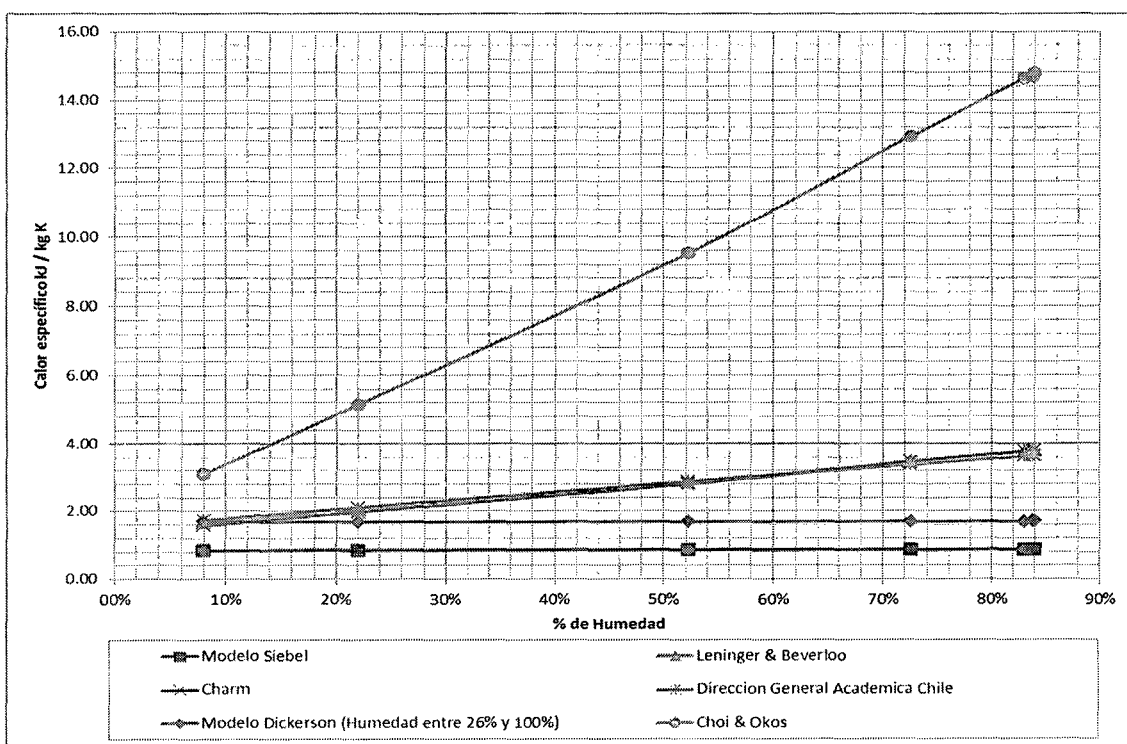


Figura 5.4 Calor específico de los sólidos basados en análisis de componentes de muestras de harina de acuerdo a los distintos autores.

En la figura 5.4, la similitud de los modelos de Leninger & Beverloo, Charm, Van Beek, Choi & Charm, Choi y Okos & Okos y la Dirección General Académica de Chile, nos da una tendencia del calor específico para distintos valores de humedad.

A comparación de SIEBEL (1892), y DICKERSON, el valor obtenido para el calor específico es inferior al propuesto por CHARM (1971) y CHOI y OKOS (1986). Hay que considerar que para este modelo sólo se considera el contenido de humedad a diferencia de los otros autores que consideran la fracción en peso de los componentes, por lo cual, no usaremos estos modelos para el cálculo del calor específico de las sustancias del proceso.

Para elegir un modelo adecuado para los cálculos, se ha enviado muestras de harina (figura 5.5) a los laboratorios de Química de la Universidad Nacional de Ingeniería



Figura 5.5 Muestra de harina analizadas en los laboratorios de Pesquera Diamante

Tabla 5.6 Composición química de las muestras de harina

Composición química de muestras de harina		Muestra 1	Muestra 2
Humedad	%H	8,59%	8,43%
Grasas	%G	8,39%	8,28%
Sólidos	%S	83,02%	83,29%
Carbohidratos	% Ca	0,00%	0,00%
Proteína	% Pr	67,41%	68,26%
Ceniza	%Ce	16,19%	15,98%
Sal	% Sa	3,18%	3,48%
TVN	mg/100mg	97,00	100,00

Para elegir un modelo matemático, en la tabla 5.7 se muestra la comparación de los distintos modelos con los resultados de la pruebas de laboratorio.

Tabla 5.7 Calor específico de acuerdo a los distintos modelos matemáticos (kJ/kg K)

	Modelo Siebel	Tesis	Laboratorio Universidad Nacional Ingeniería	Charm	Modelo Dickerson	Leninger & Beverloo	Charm / Incluida proteína	Dirección General Académica Chile
Muestra 1	0,8413	1,4943	1,5784	1,5800	1,6769	1,6823	1,6800	1,7500
Muestra 2	0,8412	1,4888	1,5742	1,5750	1,6768	1,6771	1,6829	1,7478

Finalmente, tenemos que el valor obtenido para el calor específico en la prueba de la Universidad Nacional de Ingeniería, tiene una diferencia del 0,1% respecto al modelo teórico propuesto por Charm, además de concordar con los valores obtenidos de los demás modelos, tal como se muestra en la figura 5.6, por lo que para el presente estudio se escoge el modelo de Charm

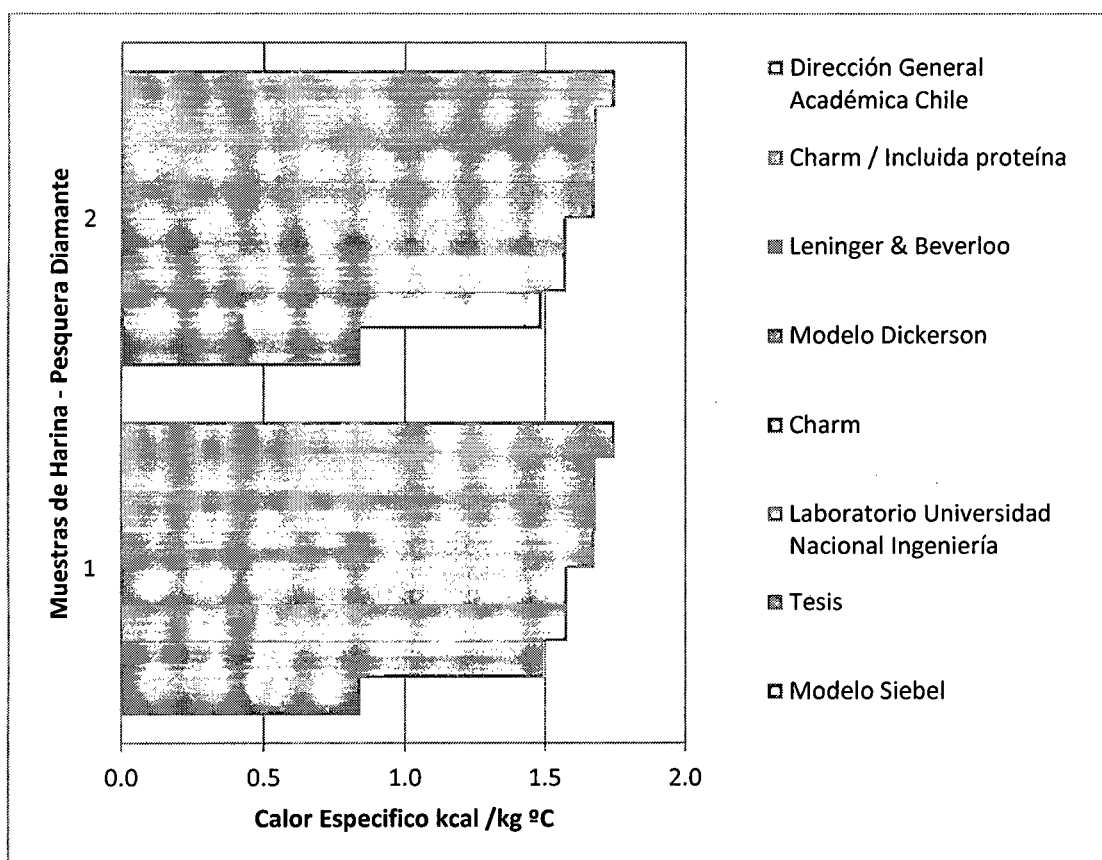


Fig. 5.6 Variación del calor específico de las muestras de harina con las pruebas y distintos modelos.

5.2.4 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA EN LA COCINA

BALANCE DE MASA DEL COCINADOR

Para realizar un balance de masa en la cocina, nos basaremos en la fig. 5.7, en esta secuencia, se observa que la materia prima pasa por un desaguador, para luego ser almacenado en una poza de pescado, en esta poza, ingresa el 1,5% de sólidos recuperados y salen líquidos en un 10% del peso total (sanguaza).

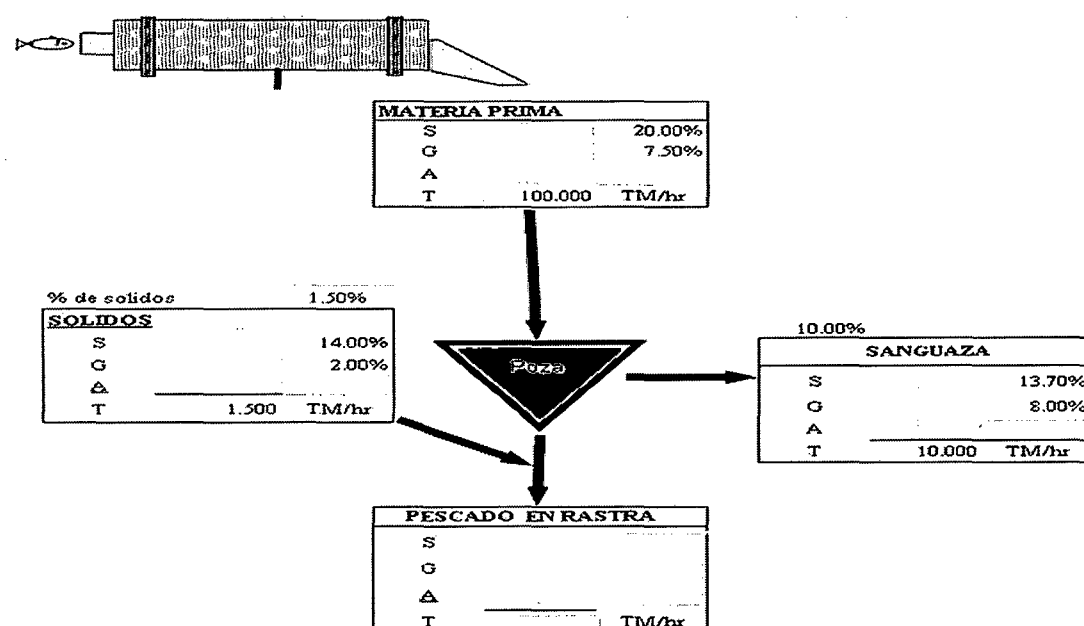


Fig. 5.7 Secuencia de proceso para alimentación a una cocina

En la tabla 5.8, se muestran los resultados del balance de masas efectuado, las áreas sombreadas son datos de laboratorio.

En la columna de observaciones, se lee los conceptos usados para completar los datos que necesitamos para realizar un balance de masa.

Tabla 5.8 Resultados de Balance de Masa en la Cocina.

Materia prima (MP)	%	TM	Observaciones
% Solidos	14%	20,00	Dato
% Grasa	2,0%	2,00	Dato
% Humedad	84,0%	84,00	100% -%G-%S
Total		100,00	Dato

Solidos de pama(SP)			
% Solidos	20%	0,30	Dato
% Grasa	7,5%	0,11	Dato
% Humedad	72,5%	1,09	100% -%G-%S
Total		1,50	1.5 % de la Materia prima
Sanguaza (SA)			
% Solidos	13,7%	1,37	Dato
% Grasa	8,0%	0,80	Dato
% Humedad	78,3%	7,83	100% -%G-%S
Total		10,00	10 % de la Materia prima
Pescado rastra a cocina			
% Solidos	20,7%	18,93	$%S_{RAS}=%S_{MP}+%S_{SP}-%S_{SA}$
% Grasa	1,4%	1,31	$%G_{RAS}=%G_{MP}+%G_{SP}-%G_{SA}$
% Humedad	84,4%	77,26	$%S_{RAS}=%S_{MP}+%S_{SP}-%S_{SA}$
Total		91,50	$RAS=MP+SP-SA$

La masa de materia prima (pescado) que ingresa al cocinador, es el pescado rastra a cocina que representa el 91,5% de la materia prima (pescado).

BALANCE DE ENERGÍA DEL COCINADOR

Realizaremos un balance de energía en la cocina, para hallar el consumo de vapor que necesitamos para calentar la materia prima de una temperatura de 15°C a 95°C, con el fin de romper las células adiposas, y así separar líquidos y sólidos.

Para el balance de energía, usaremos el volumen de control de la figura 5.8, el fin de este balance es encontrar el consumo de vapor (energía térmica que necesita el equipo).

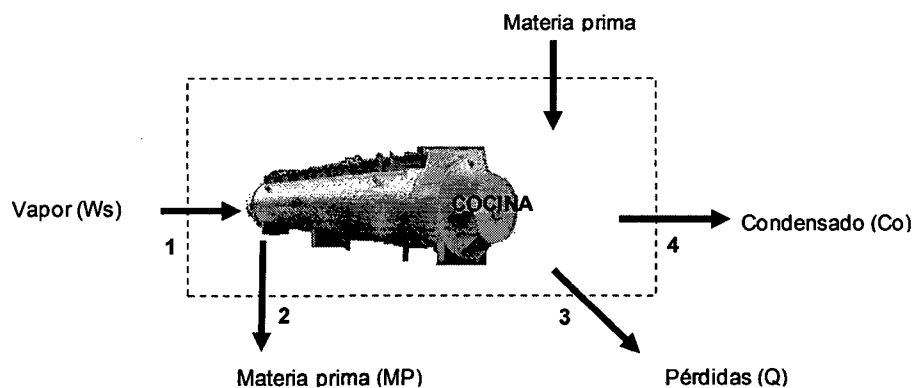


Fig. 5.8 Volumen de control de cocina

CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN EL COCINADOR (Q)

Para determinar las pérdidas en el cocinador, se usarán las ecuaciones 4.9, 4.10, 4.11 y 4.12 del capítulo IV.

Cálculo de coeficiente convectivo

Datos del fluido caliente

Presión	bar	P	4,0
Temperatura	°C	T cámara	152,0
Caudal de vapor	kg/ s	Q	3,37
Viscosidad dinámica	kg s/m ²	μ	0,000014
Calor específico	kJ/kg °C	Cp	2,00
Conductividad térmica del fluido	kW/m°C	k	0,000028
Densidad del fluido	kg/m ³	δ	2,68
Diámetro de la carcaza	m	dc	1,25
Diámetro de la chaqueta	m	d _{ch}	1,37
Longitud	m	L	12,00

Para determinar el coeficiente convectivo usamos las ecuaciones 4.13

Área libre	$\frac{(d_{ch}^2 - d_c^2) \cdot \pi}{4}$	m ²	0,24
Flujo másico	$\frac{m}{\text{Área libre}}$	G _{max}	14,3
Número de Reynolds	$\frac{G_{max} \cdot d}{\mu}$	Re	1 356
Número de Prandtl	$\frac{\mu \cdot Cp}{K}$	Pr	310,2
Número de Nusselt		Nu	1 736,7
Coeficiente convectivo	W/m²°C	h_c	35,62

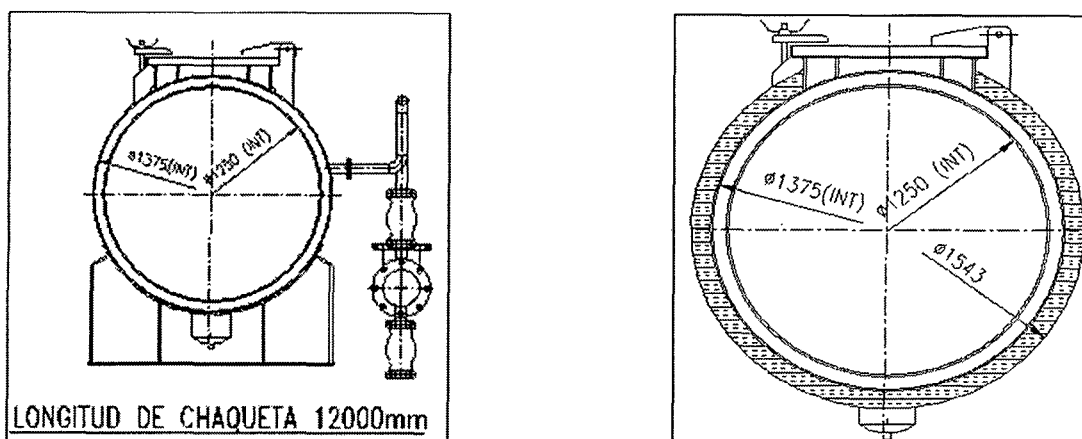


Fig. 5.9 Plano de corte de la cocina de 12 m de longitud efectiva de calentamiento.

Con el coeficiente convectivo determinado, pasaremos a calcular las resistencias de calor a las cuales está sujeto el equipo, con los siguientes datos:

Radio de la cámara de vapor	m	R_1	0,69
Radio exterior de la carcasa (Tubo)	m	R_2	0,69
Radio exterior del aislamiento	m	R_3	0,77
Coeficiente de conductividad del acero	W / m °C	k_a	43,00
Coeficiente de la lana de vidrio	W / m °C	k_v	0,04
Temperatura exterior del aislamiento	°C	T_3	30,00

Para determinar el calor cedido al ambiente en una cocina de una capacidad de 35 t/h usamos la ecuación 4.9

Resistencia convectiva		R_1	0,0005416
Resistencia del acero		R_2	0,0000018
Resistencia del aislamiento		R_3	0,0364870
Diferencia de temperaturas	°C	ΔT	122
Calor cedido al ambiente en una cocina	kJ/h	Q	11 856

El calor obtenido es para cocinas con una capacidad de procesamiento total de 100 t/h requeridas, trabajando los equipos a un 95%; se concluye que el calor

total cedido al ambiente es de 11856 kJ/h que representan el 0,09% de la energía requerida.

Cabe mencionar que si el equipo no estuviera aislado se anularía la resistencia R_3 , la cual representa más del 98% de las tres resistencias con lo cual representa más del 5% de energía perdida, en las plantas modernas el aislamiento ya es una obligación durante la instalación.

CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR CON UN BALANCE DE ENERGÍA

Para realizar el balance de energía en el cocinador, nos basamos en el volumen de control, de la figura 5.3 y la ecuación 4.21.

Materia prima

Flujo de materia prima	kg/ h	m	91 500,00
% Sólidos	%	% S	0,20
% Grasa	%	% G	0,08
% Humedad	%	% H	0,73
Temperatura ingreso	°C	Ti	15,00
Temperatura salida	°C	Ts	100,00

Vapor

Presión de ingreso a cocina	bar	P	4
Calor latente del vapor	kJ / kg K	λ	2 107
Calor específico de la materia prima	kJ / kg K	C_p	3,44
Calor sensible materia prima	kJ/ h	Q_s	26 782 933
Masa de vapor	kg/h	m_v	12 731

BALANCE DE EXERGÍA DEL COCINADOR

Para el balance de exergía consideraremos el volumen de control de la figura 5.3 de acuerdo a los siguientes datos del medio ambiente:

Temperatura referencia	° C	To	25
Presión de referencia	Atmósfera	Po	1
Entalpía de referencia	kcal/Kg	ho (agua)	24,886
Entropía de referencia	kcal/Kg	So (agua)	0,08709

Con las ecuaciones 4.23, 4.24, 4.25 y 4.26, obtenemos los siguientes valores de exergías:

Vapor

Exergía del vapor de ingreso	kJ/h	a_{fe1}	9 164 183
Exergía del vapor de salida	kJ/h	a_{fs4}	1 148 104

Alimento

Exergía del alimento de ingreso	kJ/h	a_{fe5}	54 081
Exergía del alimento de salida	kJ/h	a_{fe2}	2 553 356
Exergía del calor cedido al ambiente			
Exergía del calor perdido	kJ/h	$Q(1-T_0/T_F)$	587

Para hallar la destrucción de exergía, aplicamos la ecuación 4.22, de la cual obtenemos 5 516 218 kJ / h

5.1.3 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA EN SECADOR ROTADISC

BALANCE DE MASA DEL SECADOR ROTADISC

El ingreso de masa al secador, es la suma de la torta de separadoras, torta de prensas y concentrado.

Para tener el consumo de la torta de separadoras y prensas, realizaremos un balance de masa en las prensas y separadoras (Fig. 5.10), donde se observa el paso de la materia prima por la cocina, luego pasará por la prensa donde la torta irá al secador y el licor será tratado con una separadora para recuperar los sólidos finos, el líquido obtenido será centrifugado (fig. 5.11) para obtener aceite, el líquido sobrante será nuevamente tratado en una planta evaporadora.

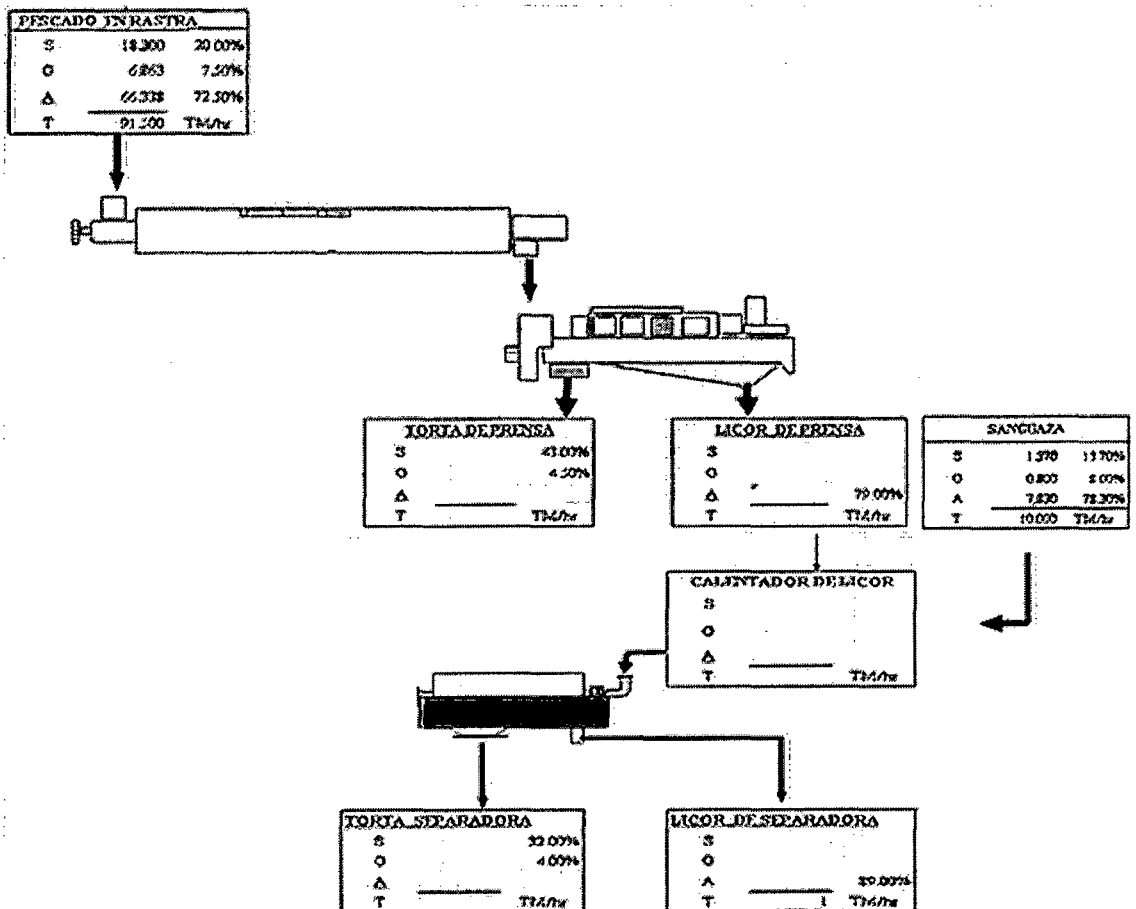


Fig. 5.10 Balance de masa para determinar torta de prensas y torta de separadoras

En la tabla 5.9, se muestra el resultado del balance de masa realizado en la prensa y separadoras del cual obtenemos valores totales, porcentajes de grasa, sólidos y humedad en la torta de prensas y separadoras. Las áreas sombreadas son datos de laboratorio. En la columna de observaciones se leen los conceptos usados para completar los datos que necesitamos.

Tabla 5.9 Cuadro de resultados del balance en prensas y separadoras

Pescado en cocina (PC)	%	TM	Observaciones
% Sólidos	20%	18,30	Dato
% Grasa	7,5%	6,86	Dato
% Humedad	72,5%	66,34	Dato
Total		91,50	Dato
Torta de prensa (TP)			
% Sólidos	48%	12,99	Dato
% Grasa	4,5%	1,22	Dato
% Humedad	47,5%	12,86	100% -%G-%S
Total		27,06	=PC-LP
Licor de prensa (LP)			
% Sólidos	8,2%	5,31	=%S _{PC} -%S _{TP}
% Grasa	8,8%	5,64	=Total-%S _{LP} - %G _{LP}
% Humedad	83,00%	53,48	Dato
Total		64,44	=(%H _{PC} -%H _{TP})/(%H _{LP} -%H _{TP})*PC
Calentador de Licor (CL)			
% Sólidos	8,2%	6,13	%S _{CL} +%S _{LP}
% Grasa	8,7%	6,44	%G _{CL} +%G _{LP}
% Humedad	83,1%	61,86	%H _{CL} +%H _{LP}
Total		74,44	
Torta de separdora (TS)			
% Sólidos	35,0%	1,11	Dato
% Grasa	2,0%	0,06	Dato
% Humedad	63,0%	1,99	100% -%G-%S
Total	100%	3,16	= TS-LS
Licor de separdora (LS)			
% Sólidos	7,0%	5,02	%S _{CL} -%S _{TS}
% Grasa	9,0%	6,38	%G _{CL} -%G _{TS}
% Humedad	84,0%	59,87	%H _{CL} -%H _{LP}
Total		71,27	=(%H _{CL} -%H _{TS})/(%H _{LS} -%H _{TS})*PC

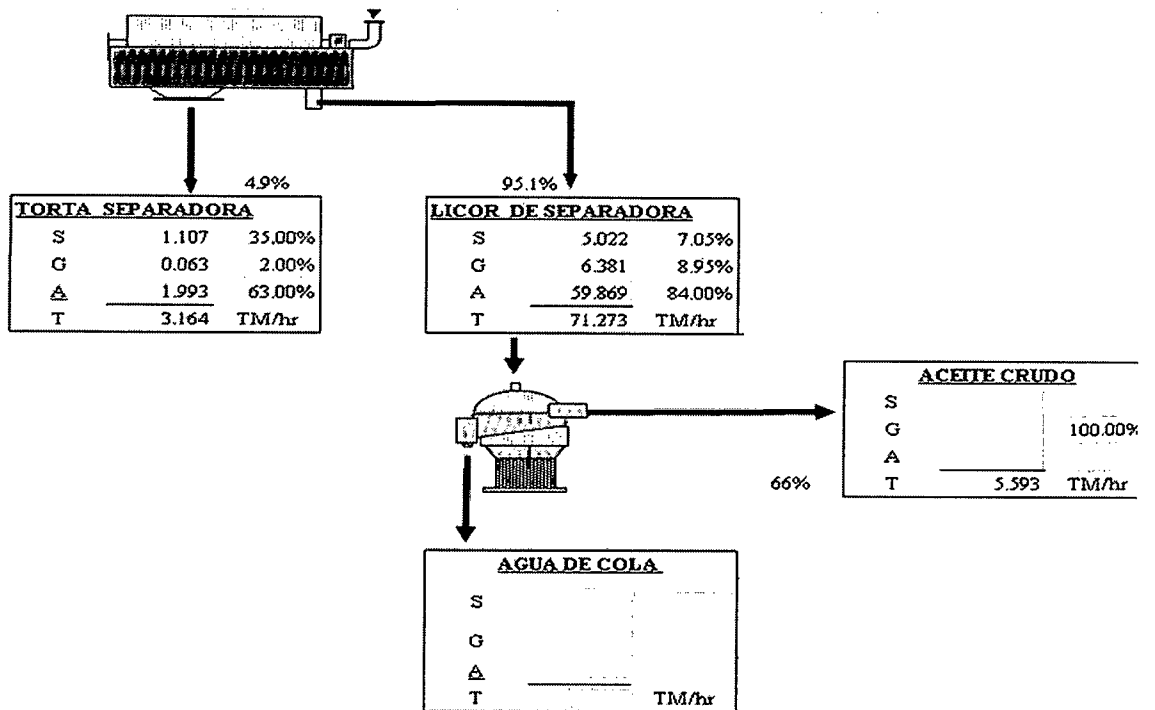


Fig. 5.11 Balance de Masa en Separadora y Centrífuga

Del balance realizado en las separadoras y centrifugas (fig.5.12), obtenemos el agua de cola, líquido del cual podemos seguir recuperando sólidos en la planta evaporadora. Los resultados se muestran en la tabla 5.10. En la columna de observaciones se lee los conceptos usados para completar los datos que necesitamos.

Tabla 5.10 Resultados del Balance de Masa en Centrífugas y Separadoras

Aceite(Ace)			
% Sólidos	0,0%	0,00	Dato
% Grasa	100,0%	5,58	Dato
% Humedad	0,0%	0,00	Dato
Total	0,0%	5,58	Dato
Agua de cola (AC)			
% Sólidos	7,6%	5,02	$\%S_{LS} - \%S_{Ace}$
% Grasa	1,2%	0,80	$\%G_{LS} - \%G_{Ace}$
% Humedad	91,1%	59,87	$\%H_{LS} - \%H_{Ace}$
Total		65,69	

En la última etapa (figura 5.12), recuperamos sólidos de los líquidos en una planta evaporadora, para lo cual, realizaremos un balance de masa del cual se obtiene el concentrado que añadiremos al secador.

La mezcla de la torta de separadora, prensa y concentrado ingresarán al secador donde deshidratamos la mezcla de tortas evaporando una determinada cantidad de agua.

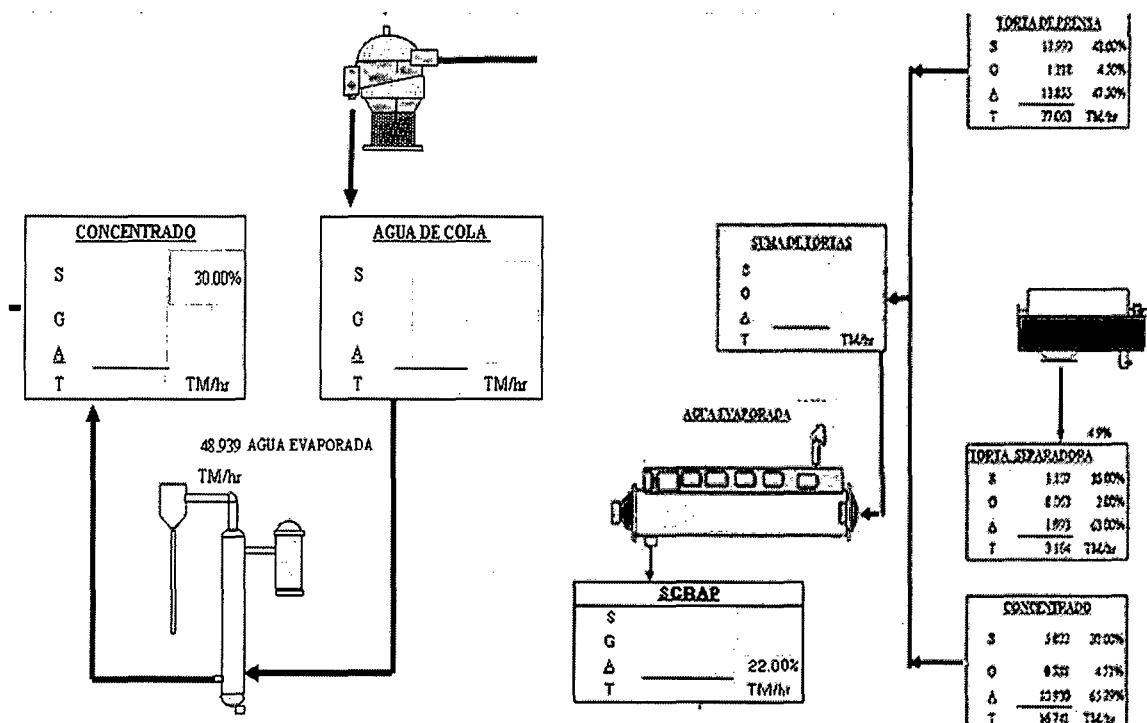


Fig. 5.12 Balance de Masa en Centrifugas, PAC y Secador Rotadisco

Del balance de masa realizado en las plantas evaporadoras, obtenemos la masa de agua de cola y concentrado. En la columna de observaciones se leen los conceptos usados para completar los datos que necesitamos.

Para el balance en el secador, necesitamos la masa total que ingresa al secador, que es la suma del concentrado, sólidos en separadora y la torta de prensas.

Tabla 5.11 Resultados del balance en centrifugas, PAC y secador rotadisc

Agua de cola (AC)			
% Sólidos	7,6%	5,02	Dato
% Grasa	1,2%	0,80	Dato
% Humedad	91,1%	59,87	Dato
Total		65,69	Dato
Concentrado (Co)			
% Sólidos	30,0%	5,02	$%S_{AC} = %S_{CO}$
% Grasa	4,8%	0,80	$%G_{AC} = %G_{CO}$
% Humedad	65,2%	10,92	Humedad=Co-Sólidos-Grasa
Total		16,74	$Co = \text{Sólidos Co} / \%S_{Co}$
Agua evaporada PAC (AEpac)		48,95	$AE = AC - Co$
Suma de tortas (ST)			
% Sólidos	40,2%	19,84	$S_o = \%S_{TP} + \%S_{TS} + \%S_{Co}$
% Grasa	4,3%	2,13	$S_o = \%S_{TP} + \%S_{TS} + \%S_{Co}$
% Humedad	55,5%	27,41	$S_o = \%S_{TP} + \%S_{TS} + \%S_{Co}$
Total	100,0%	49,37	$Co = \text{Sólidos Co} / \%S_{Co}$
Scrap (SC)			
% Sólidos	49,7%	19,84	$%S_{ST} = %S_{SC}$
% Grasa	5,3%	2,13	$%G_{ST} = %G_{SC}$
% Humedad	45,0%	17,97	Dato
Total		39,94	$Total = (\text{Sólidos} + Grasa)_{SC} / (100\% - \%H_{SC})$
Agua evaporada Rotadisc (AE)		9,43	$AE = ST - SC$

BALANCE DE ENERGÍA DEL SECADOR ROTADISC

La capacidad de los secadores, se mide por los kg de agua evaporada que se obtiene del proceso de deshidratación de la suma de tortas, el objetivo del balance de energía es obtener los kg de agua evaporada. El cálculo se iniciará determinando las pérdidas térmicas en el secador, con este dato se completa los

datos para realizar el balance de energía. La materia prima sale de la cocina a 100°C, pierde temperatura al pasar por el prestrainer, la prensa y los transportadores helicoidales, la temperatura cae en un promedio de 35°C, dato obtenido por lecturas con pirómetro láser durante la producción de abril, mayo y junio del 2011, por lo que se tomará como temperatura de la masa de ingreso al secador es de 65°C.

Para el balance de energía se usará el volumen de control de la figura 5.13

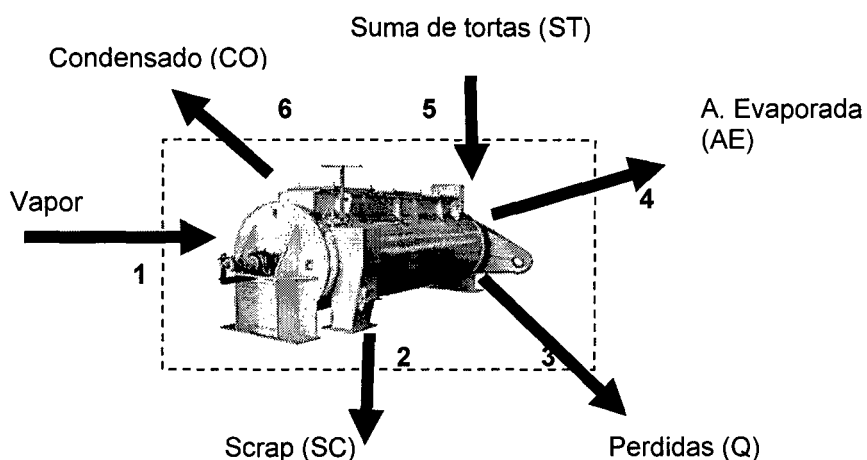


Fig. 5.13 Volumen de Control para el Balance de Energía

CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CALOR EN EL SECADOR ROTADISC

Para determinar las pérdidas en el cocinador, se usarán las ecuaciones 4.9, 4.10, 4.11 y 4.12 del capítulo IV.

Las dimensiones del secador para el cálculo térmico se encuentran en la fig.5.14

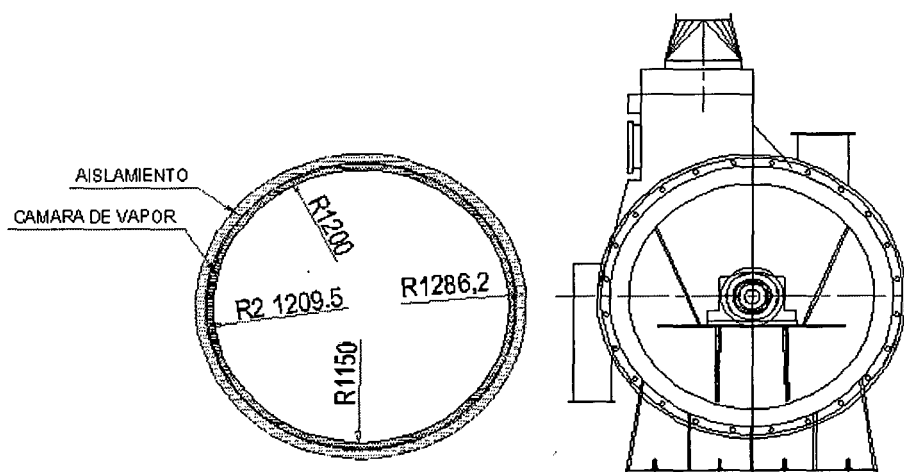


Fig. 5.14 Sección transversal de un secador rotadisc, donde se aprecia cámara de vapor (chaqueta), con una longitud efectiva de 9.2m

CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO

Los datos para el inicio del cálculo del coeficiente de convección del vapor son los siguientes:

Presión	bar	P	6,0
Temperatura	°C	T chaqueta	165,2
Caudal de vapor	kg/ s	Q	3,57
Viscosidad dinámica	kg s /m ²	μ	0,000014
Calor específico	kJ / kg °C	Cp	0,5767
Conductividad térmica del fluido	kW / m°C	K	0,000034
Densidad del fluido	kg/m ³	δ	3,68
Diámetro de la carcaza	m	dc	2,3
Diámetro de la chaqueta	m	d _{ch}	2,4
Longitud efectiva de la chaqueta	m	L	9,2
Para determinar el coeficiente convectivo usamos las ecuaciones 4.13			
Área libre	$\frac{(d_{ch}^2 - dc^2) \cdot \pi}{4}$	m ²	0,37
Flujo másico	$\frac{m}{\text{Área libre}}$	Gmax	9,66
Número de Reynolds	$\frac{Gmax \cdot d}{U}$	Re	1610484
Número de Prandtl	$\frac{\mu \cdot Cp}{K}$	Pr	0,24
Número de Nusselt		Nu	3054
Coeficiente convectivo	W/m²°C	h_c	43

Con el coeficiente convectivo determinado, pasaremos a calcular las resistencias de calor a las cuales está sujeto el equipo, con los siguientes datos:

Radio interior de la carcaza	m	R ₁	1,2
Radio exterior de la carcaza	m	R ₂	1,2095
Radio del aislamiento	m	R ₃	1,2857
Coeficiente de conductividad del acero	W / m °C	k _a	43
Coeficiente de conductividad del aislante	W / m °C	k _v	0,038
Temperatura del aislamiento	°C	T ₃	30

Para determinar el calor cedido al ambiente, en un secador rotadisc de una capacidad de 3500 Kg de evaporación, usamos la ecuación 4.9

Resistencia Convectiva		R_1	0,00016610
Resistencia del acero		R_2	3,17243E-06
Resistencia del aislamiento		R_3	0,02781393
Diferencia de temperaturas	$^{\circ}\text{C}$	ΔT	135,18
Calor cedido al ambiente	kJ/h	Q	17391

El calor perdido en un secador de 3500kg de evaporación es de 17931 kJ/h, para la capacidad total de planta proceso necesitamos un total de 44 754 216 kJ/h, con tres secadores trabajando al 90% de su capacidad nominal obtenemos la cantidad de agua evaporada requerida, generando una pérdida total de 53793 kJ/h que representa el 0,2% de la energía de ingreso.

Para hallar el vapor requerido en el proceso de secado realizaremos un balance de energía basado en las ecuaciones 4.21, 4.22 y 4.23.

Calor cedido por la mezcla de tortas

Suma de tortas	kg / h	ST	49375
Calor específico	kJ / kg K	C_p	2,92
Temperatura de ingreso	$^{\circ}\text{C}$	T_i	65
Calor cedido	kJ / h	Q_{ST}	9367777

Calor ganado por el Scrap

Flujo de Scrap	kg / h	S_c	39942
Calor específico	kJ / kg K	C_p	2,62
Temperatura de salida	$^{\circ}\text{C}$	T_s	100
Calor cedido por la torta de separadoras	kJ / h	Q_{ST}	10462603

Calor cedido por el agua evaporada

Masa de agua evaporada	kg/h	AE	9433
Presión de vapor	mmHg	P_{AE}	735
Temperatura de salida	$^{\circ}\text{C}$	T_s	100
Calor específico agua	kJ / kg K	C_p	4,18
Calor latente vapor	kJ / kg K	λ	2270
Calor sensible	kJ / h	Q_s	3949362

Calor latente	kJ / h	Q_L	21409095
Calor Total	kJ / h	Q_{AE}	25358457

Cálculo de la masa de vapor

Presión de vapor	bar	P	4
Calor latente vapor	kJ / h	λ	2064
Masa de vapor	kg	Ws	12841

De la ecuación 4.29, obtenemos que el consumo de vapor es 12841 kg/h, se puede deducir que el ratio kg de vapor/kg de agua evaporada es 1,36

BALANCE DE EXERGÍA EN EL SECADOR ROTADISC

Para el balance exergía, consideraremos el volumen de control de la figura 5.13 de acuerdo a los siguientes datos:

Datos del medio ambiente

Temperatura referencia	° C	T_o	25,00
Presión de referencia	atmósfera	P_o	1,00
Entalpía de referencia	kJ/h	h_o (agua)	104,19
Entropía de referencia	kJ/h	S_o (agua)	0,36

Con las ecuaciones 4.32, 4.33, 4.34, y 4.35 se obtienen los valores de exergía, los cuales se observan en las tablas 5.12 ,5.13 y 5.14.

Tabla 5.12 Resultados de los Valores de Exergía de los fluidos de ingreso al secador

Parámetros de operación	Unid	Ingreso	
		Vapor	Pescado
Temperatura	° C	165	65
Presión	bar	6	
Flujo	kg/h	12841	49375
Calor específico	kJ / kg K		2,92
Entalpía	kJ / kg	2762	190
Exergía	kJ / kg	768	7
Exergía	kJ / h	9866124	355425

Tabla 5.13 Resultados de los valores de exergía de los fluidos salida del secador

Parámetros de operación	Unid	Salida	
		Pescado	Vahos
Temperatura	° C	90	98
Presión	bar		760mmHg
Flujo	kg/h	39942	9433
Calor específico	kJ / kg K	2,62	
Entalpía	kJ / kg	236	2676
Exergía	kJ / kg	16	489
Exergía	kJ / h	648871	4608507

Tabla 5.14 Resultados de los valores de Exergía por pérdidas de calor

Parámetros de operación	Unid	P. Calor
Temperatura	° C	30
Flujo	kJ / h	17391
Exergía	kJ / h	287

Para hallar la destrucción de exergía en el secador rotadisc aplicamos la ecuación 4.31, de la cual obtenemos 3577690 kJ/h.

5.2.4 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA EN SECADOR ROTATUBO

BALANCE DE MASA DEL SECADOR ROTATUBO

Para evaluar el balance de energía en el secador rotatubo, primero hallaremos la masa que ingresa al secador de acuerdo a la distribución de sustancias mostradas en la figura 5.15.

Cabe mencionar, que ésta es la última etapa de deshidratado en la fabricación de harina, después se añadirán los preservantes y se envasará en sacos de 50kg.

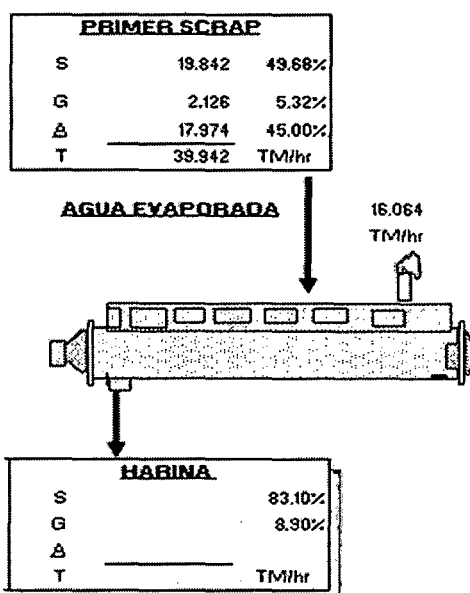


Fig. 5.15 Flujos de entrada y salida de secador rotatubo

Del balance de masa realizado en el secador, obtenemos la masa que ingresa al rotatubo, el cual se muestra en la tabla-5.15. En la columna de observaciones se leen los conceptos usados para completar los datos que necesitamos.

Tabla 5.15: Resultados de balance en centrifugas, PAC y Secador Rotadisc

PRIMER SCRAP (SC)			
% Sólidos	49,7%	19,84	Datos
% Grasa	5,3%	2,13	Datos
% Humedad	45,0%	17,97	Datos
Total		39,94	Datos
Harina (Ha)			
% Sólidos	83,1%	19,84	%S _{CL} -%S _{TS}
% Grasa	8,9%	2,13	%G _{CL} -%G _{TS}
% Humedad	8,0%	1,91	%H = 100%-%G-%S
Total		23,88	Total =(Sólidos + Grasa)/(%S+%G)
Agua evaporada (AE)			
Total	Kg / h	16064	AE= ST-Ha

BALANCE DE ENERGÍA DEL SECADOR ROTATUBO

Como en el caso del secador rotadisc, la capacidad del secador se mide por los kg de agua evaporada que produce, el balance de energía lo haremos con el objeto de hallar los kg de vapor necesarios para reducir la humedad presente en la materia prima al requerido por el proceso.

La materia prima sale del primer secado con una temperatura 100°C , durante el trayecto en los transportadores helicoidales la temperatura de ingreso al secador rotatubo tiene en promedio una caída de 20°C , dato obtenido con un pirómetro láser durante la producción del mes de abril, mayo y junio. Por lo que consideramos como temperatura de ingreso al secador 80°C .

Para realizar el balance de energía en el secador rotatubo, usaremos el volumen de control de la figura 5.16.

El cálculo se iniciará determinando las pérdidas de calor en el secador, con este dato se procederá a realizar el balance térmico en el equipo y posteriormente realizaremos los cálculos de exergía.

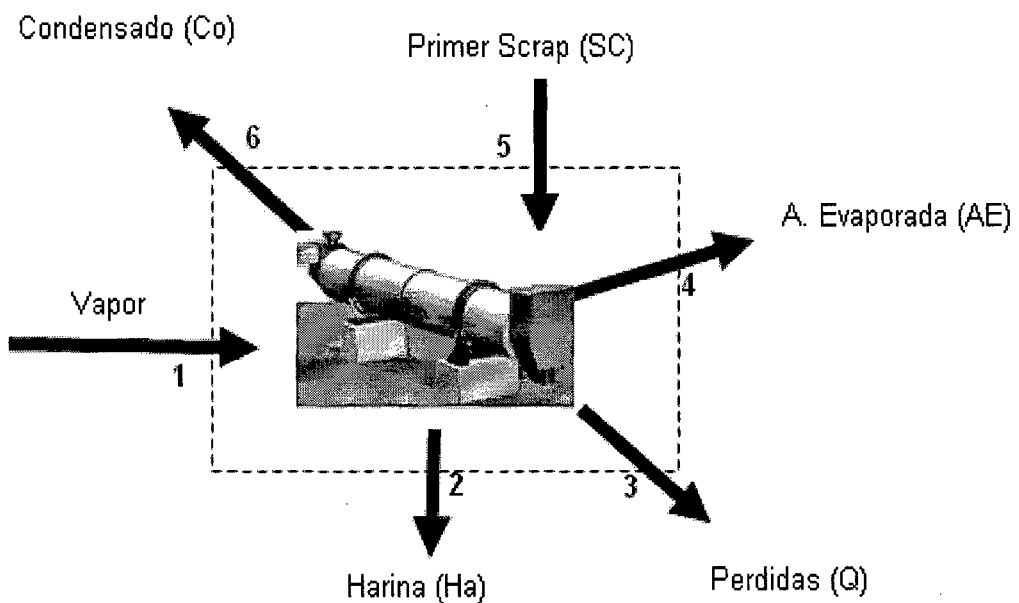


Fig. 5.16 Volumen de control para el balance de energía

CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CALOR EN EL SECADOR ROTATUBO

Para determinar las pérdidas en secador rotatubo usaremos las ecuaciones 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10 del capítulo 4, las dimensiones principales para el cálculo se encuentran en la fig.5.17.

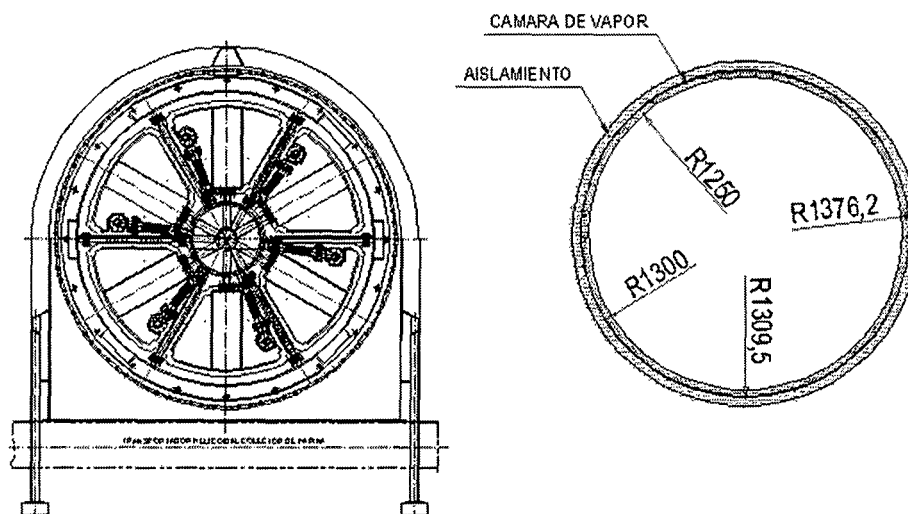


Fig. 5.17 Sección transversal de secador rotatubo con una longitud efectiva de 17m

Cálculo de Coeficiente Convectivo

Los datos para el inicio del cálculo del coeficiente de convección del vapor son los siguientes:

Presión	bar	P	6,0
Temperatura	°C	T _{cámara}	165,2
Caudal de vapor	kg/ s	Q	5,21
Viscosidad dinámica	Kg.s/m ²	μ	0,000014
Calor específico	kJ/kg °C	Cp	0,5767
Conductividad térmica del fluido	kW/m K	k	0,000034
Densidad del fluido	kg/m ³	δ	3,68
Diámetro de la carcasa	m	dc	2,5
Diámetro de la chaqueta	m	d _{ch}	2,6
Longitud	m	L	17

Para determinar el coeficiente convectivo usamos la ecuación 4.13

Area libre	$\frac{(d_{ch}^2 - d_c^2) \cdot \pi}{4}$	m^2	0,40
Flujo másico	$\frac{m}{Area\ libre}$	G_{max}	13,01
Número de Reynolds	$\frac{G_{max} \cdot d}{U}$	Re	2348233
Número de Prandtl	$\frac{\mu \cdot C_p}{k}$	Pr	0,24
Número de Nusselt		Nu	4240,893
Coeficiente convectivo	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	h_c	56

Con el coeficiente convectivo determinado, pasaremos a calcular las resistencias de calor a las cuales está sujeto el equipo, con los siguientes datos

Para determinar el calor cedido al ambiente en un secador rotadisc de una capacidad de 4300 kg de evaporación usamos las ecuaciones 4.9, 4.10, 4.11 y 4.12.

Radio interior carcaza	m	R_1	1,300
Radio exterior carcaza	m	R_2	1,3095
Radio aislamiento	m	R_3	1,3762
Coeficiente acero	$W / m \cdot ^\circ C$	k_a	43
Coeficiente de la lana de vidrio	$W / m \cdot ^\circ C$	k_v	0,038
Temperatura Pl. aislamiento exterior	$^\circ C$	T_3	30
Resistencia Convectiva			6,47379E-05
Resistencia cuerpo de chaqueta			1,58526E-06
Resistencia aislamiento			0,012239798
Diferencia de temperaturas	$^\circ C$	ΔT	135,18
Calor cedido al ambiente	kJ / h	Q	45991

El calor cedido al ambiente es de 45 991 kJ/h, para el proceso de secado se necesita 60056835 kJ/h, por lo que el calor cedido al ambiente representa un que representa una pérdida menor al 0,1% en secadores con el aislamiento adecuado.

Para hallar el vapor requerido en el proceso de secado, realizaremos un balance de energía basado en la ecuación 4.38, la ecuación del balance está compuesta por el calor cedido al ambiente, calor del scrap, harina y agua evaporada.

Calor del Scrap

Scrap	kg / h	Sc	39 942
Calor específico	kJ / kg K	Cp	2,62
Temperatura de salida	°C	Ti	80
Calor del scrap	kJ / h	Q _{ST}	8 356 488

Calor de la harina

Harina	kg / h	Ha	23 878
Calor específico	kJ / kg K	Cp	1,56
Temperatura de salida	°C	Ts	100
Calor de la harina	kJ / h	Q _{ST}	418

Calor cedido por el agua evaporada

Masa de agua evaporada	Kg/h	AE	16 064
Presión de vapor	mmHg	P _{AE}	735
Temperatura de salida	°C	Ts	100
Calor específico del agua	kJ / kg K	Cp	4,18
Calor latente vapor	kJ / kg	λ	2 266
Calor sensible	kJ / h	Qs	6 714 587
Calor latente	kJ / h	Q _L	36 458 321
Calor Total	kJ / h	Q _{AE}	43 183 832

Aplicando la ecuación 4.38, obtenemos la masa de vapor que requerimos para evaporar 16 064 kg de agua de la materia prima que ingresa al secador rotatubo.

Masa de vapor

Presion de vapor	Bar	P	6
Calor latente vapor	kJ / kg	λ	2 061
Masa de vapor	kg	Ws	18 753

El consumo de vapor es 18753 kg/h, se puede deducir que el ratio kg de vapor/kg de agua evaporada es 1,17

Con el ratio de vapor vs. agua evaporada, obtenemos un ratio que nos permite tener el consumo de vapor de acuerdo a la cantidad de agua evaporada que requiere el proceso, con la masa de vapor y calor latente del vapor obtendremos la energía requerida.

CÁLCULO DE EXERGÍA EN EL SECADOR ROTATUBO (Q)

Para el balance de exergía consideraremos el volumen de control de la figura 5.16

Datos del medio ambiente

Temperatura referencia	° C	To	25,00
Presión de referencia	Atmosfera	Po	1,00
Entalpia de referencia	kJ/h	ho (agua)	104,19
Entropía de referencia	kJ/h	So (agua)	0,36

Con las ecuaciones 4.41, 4.42, 4.43 y 4.44 obtenemos los siguientes valores de exergías:

Tabla 5.16 Resultados de los valores de exergía de los fluidos de ingreso al secador

Parámetros de operación	Unid	Ingreso	
		Vapor (a_{fe1})	Primer Scrap(a_{fe5})
Temperatura	°C	168	90
Presión	bar	6	
Flujo	kg/h	18 753	39 942
Cp	kJ / kg K		2,62
Entalpía	kJ / kg	2 765	236
Exergía	kJ / kg	14 592 261	648 871
Exergía	kJ / h	14 592 261	648 871

Las exergías de los flujos de ingreso se muestran en la tabla 5.16, donde el vapor, representa el 95% de la exergía de ingreso, la exergías de salida se muestran en la tabla 5.17 donde el mayor aporte lo da el agua evaporada.

Tabla 5.17 Resultados de los valores de exergía de los fluidos de salida del secador

Parámetros de operación	Unid	Salida		
		Condensado (a_{fe6})	Harina (a_{fs2})	Agua evaporada (a_{fs4})
Temperatura	° C	168	90	98
Presión	bar	6		760 mmHg
Flujo	kg/h	18 753	39 942	16 064
Cp	kJ / kg K		1,74	
Entalpía	kJ / kg	709	157	2 735
Exergía	kJ / kg	2 099 547	430 774	8 790 927
Exergía	kJ / h	2 099 547	430 774	8 790 927

La exergía por pérdidas de calor se muestran en la tabla 5.18, es una exergía que para fines de análisis se puede despreciar ya que representa menos del 0,01% de la exergía de salida.

Tabla 5.18 Resultados de los valores de exergía de las pérdidas de calor

Parámetros de operación	Unid	Cálculos
Temperatura	° C	30
Calor cedido al ambiente	kJ / h	45 991
Exergía	kJ / h	759

5.2.4 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para el cálculo del consumo de vapor en un intercambiador de calor, se usará el volumen de control de la figura 5.18; las masas de ingreso a los intercambiadores los obtenemos de los balances de masa realizados en la cocina y los secadores.

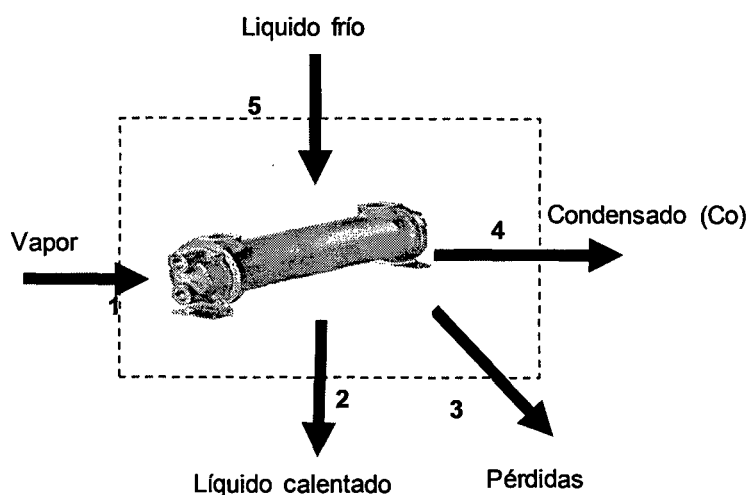


Fig. 5.18 Volumen de Control de un Intercambiador de Calor

CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CALOR EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para el cálculo de pérdidas de calor, se determinará el coeficiente convectivo de acuerdo a la ecuación 4.13. En la tabla 5.19 se muestra el cálculo del coeficiente convectivo de los distintos líquidos a calentar.

Tabla 5.19 Coeficiente de convección de intercambiadores

Líquidos a calentar			Sanguaza	Espuma	Prensas	Separadora
Presión	bar	P	3,0	3,0	3,0	3,0
Temperatura	°C	T _{cámara}	143,8	143,8	143,8	143,8
Caudal de vapor	kg/ s	Q	0,31	0,32	0,36	0,17
Viscosidad dinámica	kg.s/m ²	μ	0,000014	0,000014	0,000014	0,000014
Calor específico	kJ/kg °C	Cp	0,5767	0,5767	0,5767	0,5767
Conductividad térmica del fluido	kW/m K	K	0,000034	0,000034	0,000034	0,000034
Densidad del fluido	kg/m ³	δ	3,68	3,68	3,68	3,68
Número de tubos	Pz	N	50,00	50,00	65,00	50,00

Diámetro de tubo	m	dt	0,041	0,041	0,041	0,041
Diámetro Casco	m	d _{ch}	0,7	0,7	0,6	0,5
Longitud	m		4,7	4,7	4,6	4,6
Radio interior	m	R ₁	0,35	0,35	0,30	0,25
Radio exterior	m	R ₂	0,36	0,36	0,31	0,26
Radio de aislamiento	m	R ₃	0,44	0,44	0,39	0,34
Coefficiente del acero	W / m °C	k _a	43	43	43	43
Coefficiente de la lana de vidrio	W / m °C	k _v	0,038	0,038	0,038	0,038
Área libre	$\frac{(d_{ch}^2 - N \cdot d_t^2) \cdot \pi}{4}$	m ²	0,32	0,32	0,20	0,13
Flujo másico	$\frac{m}{Area Libre}$	Gmax	0,98	1,01	1,82	1,33
Número de Reynolds	$\frac{Gmax \cdot d}{U}$	Re	47434	49001	75700	46029
Número de Prandtl	$\frac{\mu \cdot Cp}{k}$	Pr	0,24	0,24	0,24	0,24
Número de Nusselt		Nu	65,758	67,522	96,129	64,166
Coefficiente convectivo	W/m²°C	h_c	3,203	3,289	5,463	4,376

Para determinar el calor cedido al ambiente de los intercambiadores, usamos la ecuación 4.9, los resultados de los distintos intercambiadores se muestran en la tabla 5.20.

Tabla 5.20 Pérdidas de calor en Intercambiadores

Líquidos a calentar		Sanguaza	Espuma	Prensas	Separadora
Temperatura aislamiento exterior	°C T3	30	30	30	30
Resistencia Convectiva		0,015	0,015	0,011	0,016
Resistencia en el cuerpo de la chaqueta		2,109E-05	2,109E-05	2,5085E-05	3,00E-05
Resistencia del aislamiento		0,171	0,171	0,200	0,234
Diferencia de temperaturas	°C ΔT	114	114	114	114
Calor cedido al ambiente	kJ / h Q	2197	2202	1942	1637
Número de intercambiadores	Pz	2	2	2	2
Calor de requerido en el proceso	kJ / h Q	4377	4386	3868	3261

El consumo de vapor en los intercambiadores de calor lo obtenemos de un balance de energía de acuerdo al volumen de control de la figura 5.19 aplicando la ecuación 4.59, los valores de los consumos de vapor se muestran en la tabla 5.21, se puede notar que el consumo en los intercambiadores es mínimo comparado con los consumos en los secadores y cocinas, el consumo de vapor para calentar líquidos durante el proceso de fabricación de harina de pescado es menor al 5%.

Tabla 5.21 Consumos de vapor y energía en los calentadores de planta

Calor cedido por el alimento			Sanguaza	Espuma	Prensas	Separadora
Líquido a calentar	kg / h	m	10 000	11 757	74 437	71 273
Calor específico	kJ/kg K	Cp	3,79	3,26	3,76	3,79
Temperatura de ingreso	°C	Ti	15	15	85	90
Temperatura de salida	°C	Ts	95	95	95	95
Calor cedido del alimento	kJ / h	Q _{ST}	3 032 005	3 066 538	2 797 406	1 349 443
Pérdidas de calor	kJ / h	Q	4 370	4 379	3 862	3 255
Presión de vapor	bar	P	2	2	2	2
Calor latente vapor	kJ / kg	λ	2 176	2 176	2 176	2 176
Masa de vapor	kg	Ws	1 395	1 411	1 287	622

CÁLCULO DE EXERGÍA EN LOS INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para el balance de exergía en los intercambiadores de calor, usaremos el volumen de control de la figura 5.18, el cálculo se realizará de acuerdo a las ecuaciones 4.61, 4.62 y 4.63, los resultados de los fluidos del proceso a calentar se muestran en las tablas 5.22, 5.23, 5.24 y 5.25

Tabla 5.22 Valores de exergía en el intercambiador de sanguaza

Parámetros de operación	Unid	Ingreso		Salida	
		Vapor	Sanguaza	Condensado	Sanguaza
Temperatura	° C	127	15	127	95
Presión	bar	1,5		1,5	
Flujo	Kg/h	1 392	10 000	1 392	10 000
Cp	kJ / kg K		3,80		3,80
Entalpía	kJ / kg	2 716	57	535	361
Exergía	kJ / kg	619	1	61	27
Exergía	kJ / h	862 421	6 516	84 789	270 483

La destrucción de la exergía en el intercambiador de sanguaza, la calculamos con la ecuación 4.60, el valor obtenido es 513 664,60 kJ/h, que representa el 60% de la exergía de ingreso.

Tabla 5.23 Valores de Exergía en el Intercambiador de Espuma

Parámetros de operación	Unid	Ingreso		Salida	
		Vapor	Espuma	Condensado	Espuma
Temperatura	° C	127	15		95
Presión	bar	1,5		1,5	
Flujo	Kg/h	1 408	11 757	1 408	11 757
Cp	kJ / kg K		3,27		3,27
Entalpía	kJ / kg	2 716	49	535	310
Exergía	kJ / kg	619	1	61	23
Exergía	kJ / h	872 244	6 590	85 755	273 563

La destrucción de la exergía en el intercambiador de espuma, la calculamos con la ecuación 4.60, el valor obtenido es 124067 kcal, que representa un 60% de la energía de ingreso.

Tabla 5.24 Valores de exergía en el intercambiador de caldo prensa

Parámetros de operación	Unid	Ingreso		Salida	
		Vapor	Caldo de Prensa	Condensado	Caldo de Prensa
Temperatura	° C	127	85		95
Presión	bar	1,5		1,5	
Flujo	kg/h	1 285	74 437	1 285	74 437
Calor específico	kJ / kg K		3,76		3,76
Entalpía	kJ / kg	2 716	320	535	358
Exergía	kJ / kg	619	20	61	27
Exergía	kJ / h	795 692	1 494 852	78 229	1 996 434

La destrucción de la exergía en el intercambiador de sanguaza, la calculamos con la ecuación 4.60, el valor obtenido es 215 881 kJ/h, que representa un 10% de la exergía de ingreso; la diferencia con el porcentaje del calentador de espuma es debido a la diferencia de temperaturas de ingreso al intercambiador.

Tabla 5.25 Valores de exergía en el intercambiador de caldo separadora

Parámetros de operación	Unid	Ingreso		Salida	
		Vapor	Caldo de separadora	Condensado	Caldo de separadora
Temperatura	° C	131	85		95
Presión	bar	1,5		1,5	
Flujo	kg/h	1 245	71 273	1 245	71 273
Calor específico	kJ / kg K		3,79		3,79
Entalpía	kJ / kg	2 721	322	549	360
Exergía	kJ / kg	633	20	64	27
Exergía	kJ / h	788 111	1 442 206	80 153	1 926 124

La destrucción de la exergía en el intercambiador de calor de separadora, la calculamos con la ecuación 4.60, el valor obtenido es 224 040 kJ/h, que representa un 10% de la exergía de ingreso

5.2.4 CÁLCULOS DE ENERGÍA Y EXERGÍA EN PLANTA EVAPORADORA

La masa que ingresa a la Planta Evaporadora (agua de cola), la conseguimos del balance mostrado en la fig 5.12, las condiciones con las que ingresa son valores usados en la planta de harina de Pesquera Diamante en Callao, los cuales son los siguientes:

Presión de vacío manométrica	bar	-0.88
Presión absoluta de vacío	bar _{abs.}	0.132
Presión atmosférica	kg / cm ²	1.033
Flujo del agua de cola	kg/h	65688
Agua evaporada	kg/h	48171

Tabla 5.26: Parámetros iniciales del alimento en los tres efectos de la Planta Evaporadora

	Presión	Temperatura	%Sólidos	%Grasa	Calor específico
	bar	° C	%	%	kJ/kg K
Agua de Cola	0,000	85	8%	0,40%	4,02
Ingreso de Vapor	0,958	98	-	-	-
Efecto N° 1	0,639	88	15%	0,77%	3,86
Efecto N° 2	0,386	75	23%	1,13%	3,70
Efecto N° 3	0,133	51	30%	4,76%	3,52

Los datos de presión, temperatura, porcentaje de sólidos y grasa han sido medidos con instrumentos y equipos de los laboratorios de Planta.

Tabla 5.27: Parámetros de entropía y entalpía del alimento en la P. Evaporadora

	Entalpías			Entropías	
	hf kJ / kg	hf g kJ / kg	hg kJ / kg	Sf kJ / kg	Sg kJ / kg
Vapor	412	2260	2673	1,29	7,37
Efecto N° 1	367	2289	2656	1,16	7,51
Efecto N° 2	314	2322	2635	1,02	7,68
Efecto N° 3	215	2376	2594	0,72	8,05

La tabla nos muestra los valores de entalpía y entropía del vapor y vahos en los tres efectos de la planta evaporadora, cabe mencionar, que el primer efecto evapora parte de la humedad presente en la sustancia con el calor proveniente de los vahos de los secadores, el efecto 2 evapora parte de la humedad presente en la sustancia proveniente del efecto 1 con el calor del agua evaporada en el efecto 1, y el efecto 3 logra la concentración final de la sustancia con el calor proveniente del efecto 2. El circuito de calor y el de la sustancia (agua de cola) se muestra en la figura 5.19

BALANCE DE ENERGÍA EN LA PLANTA EVAPORADORA

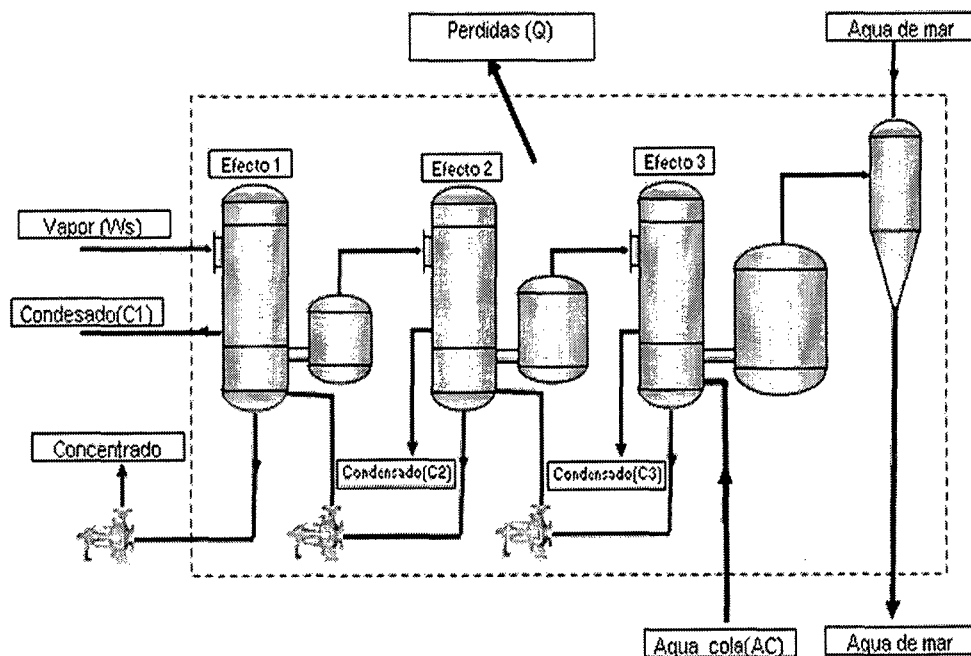


Fig. 5.19 Volumen de Control de una Planta Evaporadora

En la fig. 5.19, se muestra el volumen de control de una planta evaporadora, iniciaremos el balance calculando las pérdidas de calor en el efecto.3.

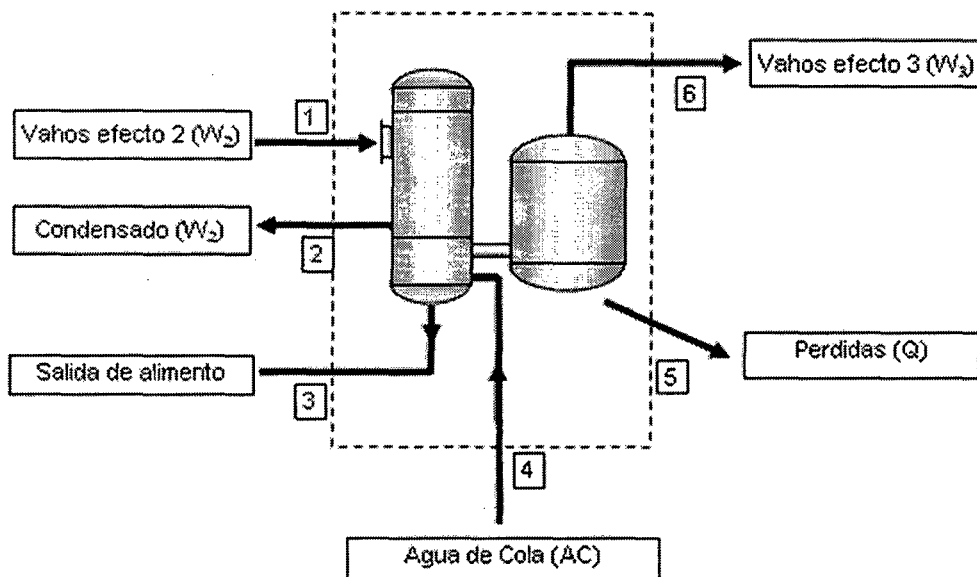


Fig. 5.20 Volumen de Control de un Efecto 3

CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CALOR

Para determinar el coeficiente convectivo, nos basaremos en la publicación de J.P. Holman,[12], en la cual indica un número de Nusselt para un régimen turbulento igual a:

$$Nu = 0.0214 \cdot (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \quad (5.1)$$

El vapor ingresa por la parte exterior de los tubos, para el cálculo se han tomado valores de las tablas de vapor anexadas:

Presión	Bar	P	1,0
Temperatura	°C	T cámara	143,8
Caudal de vapor	kg/ s	Q	17212,73
Viscosidad dinámica	kg.s/m ²	M	0,000014
Calor específico	kJ/kg °C	Cp	2,0490
Conductividad térmica del fluido	kW/m°K	k	0,000025

Densidad del fluido	kg/m ³	Δ	0,56
Número de tubos	Pz	N	986,00
Diámetro de tubo	m	d_t	0,038
diámetro chaqueta	m	d_{ch}	2
Longitud	m		8,05
Radio interior carcasa	m	R_1	0,99
Radio exterior carcasa	m	R_2	1,00
Radio aislamiento carcasa	m	R_3	1,08
Coefficiente acero	W / m °C	k_a	43
Coefficiente lana de vidrio	W / m °C	k_v	0,038

Cálculos para obtener el coeficiente de convección interno:

Área libre	$\frac{(d_{ch}^2 - N \cdot d_t^2) \cdot \pi}{4}$	m ²	2,02
Flujo másico	$\frac{m}{Area Libre}$	Gmax	8507,00
Número de Reynolds	$\frac{Gmax \cdot d}{U}$	Re	1181527856
Número de Prandtl	$\frac{\mu \cdot Cp}{k}$	Pr	1,18
Número de Nusselt		N_u	414410,256
Coefficiente convectivo	W/m²°C	h_c	5171,840

Con el coeficiente convectivo encontramos las resistencias térmicas:

Temperatura exterior del aislamiento	°C	T3	30
Resistencia Convectiva			1,91E-06
Resistencia cuerpo de chaqueta			4,39E-06
Resistencia aislamiento			3,82E-02
Diferencia de temperaturas	°C	ΔT	114
Calor cedido al ambiente	kJ / h	Q	10720

De acuerdo al balance realizado en las ecuaciones 4.46, 4.48 y 4.50, obtenemos la cantidad de vapor y la cantidad de agua evaporada que necesitamos para lograr concentrar el agua de cola que ingresamos a la planta, en la tabla 5.10 se muestran los resultados obtenidos al resolver las ecuaciones.

Tabla 5.28: Valores de vapor y agua evaporada durante el proceso de evaporación

Vapor suministrado al efecto 1 (W_s)	Kg/h	17213
Agua evaporada del efecto 1 (W_1)	Kg/h	17213
Agua evaporada del efecto 2 (W_2)	Kg/h	16271
Agua evaporada del efecto 3 (W_3)	Kg/h	14228

Un ratio muy usado para medir la eficiencia en una planta evaporadora, es el determinar la cantidad de vapor que necesita la planta para evaporar 1kg. de agua evaporada , actualmente existen plantas que usan vapor para el proceso de evaporación del proceso, lo cual genera un gasto enorme, las plantas modernas ya no usan vapor normalmente usan los vahos obtenidos durante el proceso de secado, este vaho es un vapor húmedo a presión atmosférica que es producto de la evaporación de agua de la materia prima ingresada a los secadores.

De la tabla 5.28, se obtiene que la relación de vapor de ingreso y de agua evaporada es:

$$\text{kg vapor / kg agua evaporada} = 0,36$$

Si se usa vaho en vez de vapor se genera un ahorro de 17,213 kg/h de vapor o su equivalente en energía que es 41 millones de kJ

BALANCE DE EXERGÍA DE LA PLANTA EVAPORADORA

Para el balance exergía consideraremos el volumen de control de la figura 5.19 de acuerdo a los siguientes datos:

Datos del medio ambiente

Temperatura referencia	° C	To	25,00
Presión de referencia	atmósfera	Po	1,00
Entalpia de referencia	kJ/h	ho (agua)	104,19
Entropía de referencia	kJ/h	So (agua)	0,36

El cálculo de exergía se realiza con las ecuaciones 4.53, 4.54, 4.55, y 4.56, con lo cual se obtienen los resultados mostrados en las figuras 5.29 y 5.30

Tabla 5.29: Valores de las Exergías de Flujos de Ingreso

	h	a	m	Ae
	kJ / kg	kJ / kg	kg/h	kJ/h
Vapor de ingreso (Ws)	2673	480	17213	8260190
Agua de cola (AC)	341	21	65688	1407514

Las exergías de los flujos de ingreso se muestran en la tabla 5.29, donde el mayor aporte es del vapor; la exergías de salida se muestran en la tabla 5.30 donde el mayor aporte lo da el vaho de salida del efecto 3.

Tabla 5.30: Valores de las Exergías de Flujos de Salida

EXERGIA SALIDA	h	a	m	As
	kJ / kg	kJ / kg	kg/h	kJ/h
Condensado vapor	412	33	17213	562522
Condensado efecto 1	367	24	16271	391521
Condensado efecto 2	314	16	14228	223582
Vaho efecto 3	2594	199	17672	3511845
Concentrado (Co)	180	4	17517	66879
Pérdidas de Calor	-	-	-	529

La exergía por pérdidas de calor se muestran en la tabla 5.30, es una exergía que en cálculos rápidos se puede despreciar ya que representa menos del 0,02%

5.2.4 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA EN UN GENERADOR DE VAPOR

Una de las metas del presente estudio, es la de calcular el consumo de vapor y combustible para poder determinar la eficiencia de la planta de harina de pescado, Por lo que es necesario determinar la eficiencia térmica de una caldera, para lo cual existen 2 métodos: El Directo y el Indirecto, el primer método necesita un equipamiento muy costoso con el que las fabricas donde se realizan las pruebas no cuentan, por esta razón se usará el segundo método que tiene como fin determinar la eficiencia promedio de una caldera .

Con la eficiencia del caldero, se estimará el consumo de combustible por kg de vapor en un caldero.

Para el estudio, se realizaron pruebas en un caldero de 900 BHP que es uno de los más comunes en la industria de la harina de pescado con las características descritas en la tabla siguiente:

Tabla 5.31: Características de la Caldera usada en Planta de Harina de Pesquera Diamante

Marca	DISTRAL
Tipo	Pirotubular
Potencia BHP	900
Presión manométrica de diseño (PSI)	150
Presión manométrica de trabajo (PSI)	110
Área de calefacción (m ²)	425

El combustible usado durante el proceso de fabricación de harina de pescado, es normalmente el petróleo residual R500, el cual tiene las siguientes características:

Tabla 5.32: Características del combustible residual R500

Residuales	R - 500
Carbono (%C)	87,95
Hidrógeno (%H ₂)	10,5
Azufre (%S)	1,3
Nitrógeno (%N ₂)	0,06
Oxígeno (%O ₂)	0,15
Agua (%H ₂ O)	0,08
Cenizas (%z)	0,05
Poder calorífico kJ/kg	43890
Temperatura de combustible °C	105
Calor específico combustible kJ/ kg K	1,92

Para hallar los componentes de los gases de escape, se realizó una medición con equipos TESTO 327-I (fig 5.11) en un caldero con una potencia típica en plantas de harina, los resultados se muestran en la tabla 5.33.

Tabla 5.33: Características de los gases de escape extraídos de la figura 5.21

% CO ₂	12,03
CO (%)	0,0039
% O ₂	5,80
Nitrógeno (%)	82,17
Tgc (° C)	175,40
% Exc. aire	36,20
Cpg Calor específico gases c. kJ/kg K	1

```

-----
01.11 10510 527-1
01606672/USW
-----
22:40:54
-----
Flue 900
-----
347.7 °F T Stack
12.0% CO2
00.0% CO
56.2% N2 ExAIR
5.0% O2 Oxygen
39 PPM CO
59 PPM CO AirFree
--- InH2O Draft
72.6 °F Ambient temp
77.7 °F Instrum temp
--- °F Diff. temp.
--- InH2O Diff. Press
0 PPM CO Ambient
-----
Smoke Tests - - -
Aug. Smoke 0 -
01:1901 -Y/N -

```

Fig. 5.21 Ticket con resultados de medición de gases de combustión

Para determinar la eficiencia térmica de una caldera se usarán los siguientes datos:

Temperatura de referencia	15 °C
Vapor de atomización	1 kg/h
Presión barométrica	1 bar
Entalpía de vapor Pmg	2829 kJ/kg
Entalpía de vapor a la presión de trabajo	2700 kJ/kg
Entalpía del agua al ingreso (95°C)	398 kJ/kg

El balance de masas lo obtenemos de las ecuaciones 4.74 a la 4.81 de las cuales obtenemos los siguientes resultados:

Gasto de Nitrógeno, W_{N_2}	14,09	$kg_{N_2}/kg_{combustible}$
Gasto de aire seco W_a	0,18	$kg_{as}/kg_{combustible}$
Gasto de gases secos combustión W_g	18,46	$kg_{as}/kg_{combustible}$
Humedad relativa	80,00	%
Temperatura ambiente	15,00	°C
Humedad específica del aire	0,01	kg/kg
Humedad en los gases de escape	0,94	kg_{agua}/kg_g
Aire estequiométrico	13,53	kg/kg

Con la ecuación 4.81, obtenemos el exceso de aire es de 35,7% a 20°C, que varía en 0,5% respecto al medido en la figura 5.21.

Para determinar la eficiencia del caldero, determinaremos las pérdidas, las cuales son obtenidas de las ecuaciones 4.86 a la 4.90 y son:

Pérdidas por gases secos	2 976	kJ /kg_{cq}	(6,74%)
Pérdidas por formación de CO	28	kJ /kg_{cq}	(0,06%)
Pérdidas por humedad en el producto de la combustión	2 660	kJ /kg_{cq}	(6,03%)
Pérdidas por humedad del aire	4,40	kJ /kg_{cq}	(0,01%)
Pérdidas por humedad del combustible	2,27	kJ /kg_{cq}	(0,01%)
Pérdidas por combustión incompleta	0,67	kJ /kg_{cq}	(0,00%)
Pérdidas no determinadas			(1,00%)
Pérdidas por radiación			(1,50%)
Pérdidas totales del caldero en porcentaje			(15,3%)

La suma de pérdidas en porcentaje es 15,3%, lo cual indica que la eficiencia del caldero está en el orden del 84,7%, este valor varía.

En el costo del vapor, el 75% es debido al gasto de combustible, por esta razón es necesario conocer la relación de kg de vapor por galón de combustible.

Para determinar el consumo de vapor por gl de combustible recurrimos a la ecuación 4.82, 4.83 y 4.85 con las cuales obtenemos los calores de ingreso que son los siguientes:

Calor en el aire de entrada	0,92	$kJ/kg_{combustible}$
Calor sensible del combustible	173	$kJ/kg_{combustible}$
Calor suministrado con la humedad del aire	0,015	$kJ/kg_{combustible}$
Calor suministrado por el combustible	43 961	$kJ/kg_{combustible}$

El combustible representa más del 75% del costo de producir vapor, por lo que se define el ratio kg de vapor que se obtiene por kg. de combustible, en el caso estudiado, esta relación es de 13,4 kg vapor por 7 kg de combustible, o su equivalente 3,70 kg de vapor / gl de combustible.

5.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

El objetivo de la tesis, es optimizar el uso de energía de una planta en la que la principal fuente de calentamiento es el vapor, por lo que buscaremos los puntos donde se pueda recuperar energía térmica para calentar las sustancias durante el proceso de fabricación de harina de pescado.

5.2.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS DE CALOR ESPECÍFICO

Para el cálculo de entalpías, entropías y exergías de las sustancias del proceso, se usa el concepto de sustancia pura, la cual está basada en su calor específico, por lo cual el primer paso es determinar el modelo matemático a usar. En la sección 5.1.1 se han estudiado varios modelos matemáticos de distintos autores y universidades dedicadas al estudio del calor específico de sustancias vistas en los procesos de fabricación de alimentos, Durante la etapa de investigación, no se ha encontrado bibliografía de calores específicos ligados a la industria de la harina de pescado, por lo cual para tener una comparación de datos se ha realizado pruebas en los laboratorios de la Universidad Nacional de Ingeniería.

De los modelos desarrollados, se concluye que los modelos de Charm, Leninger & Beverloo, Choi & Okos, y la dirección académica de Chile tienen tendencias similares tal como se muestra en la figura 5.22, también se puede decir que todos los resultados están dentro del rango de la desviación estándar, el único modelo que sale del rango es el modelo de Siebel, esto se debe que se basa en un solo componente la humedad. En sustancias con porcentajes de humedad menores al 10% da valores con un rango de error por encima del 30%, por lo cual descartamos este modelo.

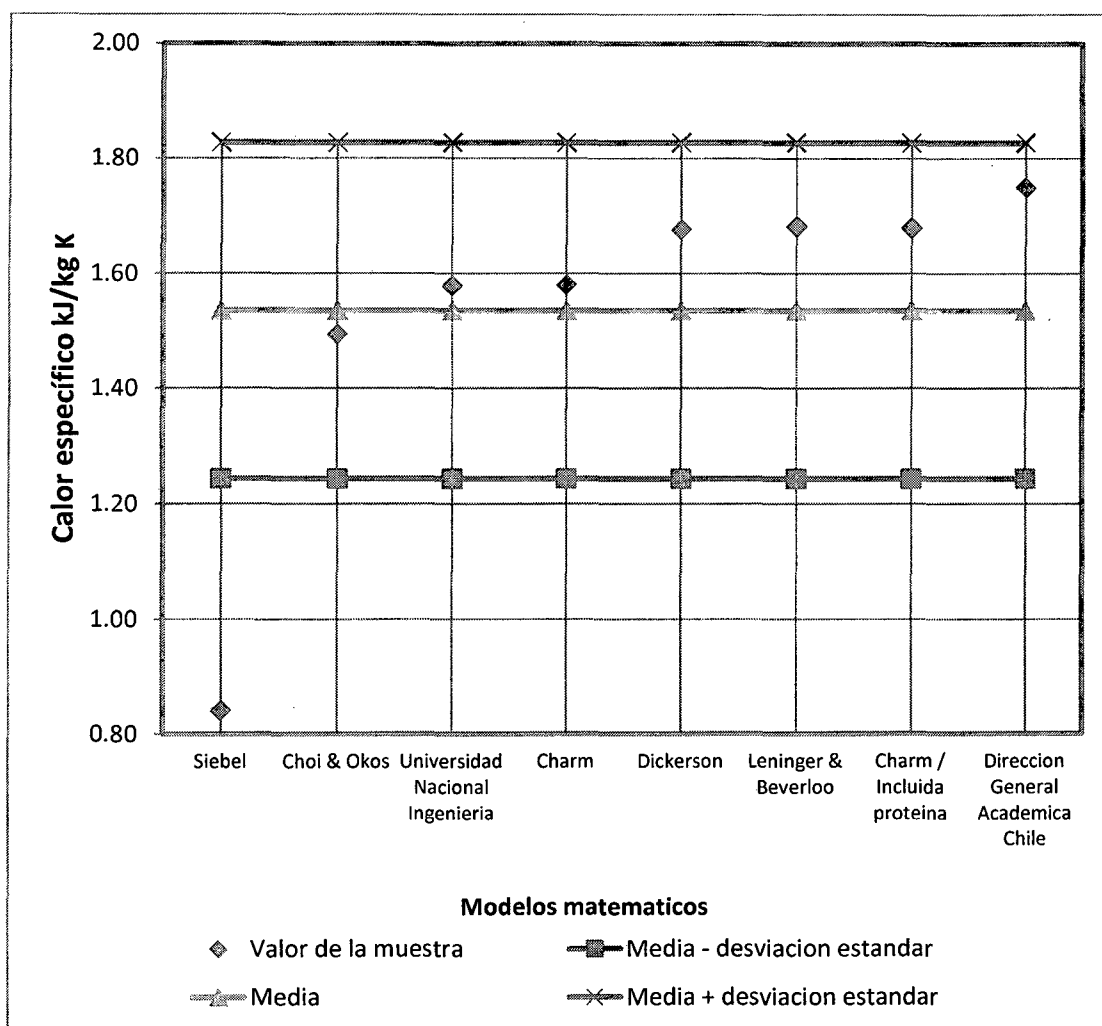


Fig. 5.22 Gráfico comparativo de los distintos modelos matemáticos

El modelo de Siebel sale del rango promedio de distribución, por lo cual este modelo se descarta, el de Dickerson es recomendado sólo en sustancias con humedades mayores al 26%, dado que en el proceso de fabricación se trabaja hasta con humedades del 7%, este modelo no será considerado en el presente estudio.

Los modelos no descartados se encuentran dentro del rango promedio de distribución.

Para escoger el modelo que se usó durante el presente estudio, nos basamos en las pruebas realizadas en los laboratorios de la Universidad Nacional de Ingeniería tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los modelos descritos en la sección 5.1.1 se basan en las sustancias multifásicas, las cuales son grasa, humedad y sólidos.

- La data de los porcentajes de grasa, humedad y sólidos se han recopilado de los partes de producción de los laboratorios de calidad de Pesquera Diamante, durante la producción de abril, mayo y junio del 2011.

En la figura 5.23 se muestra los valores obtenidos experimentalmente en dos muestras de harina en los laboratorios de la Universidad Nacional de Ingeniería, los cuales comparamos con los distintos modelos matemáticos.

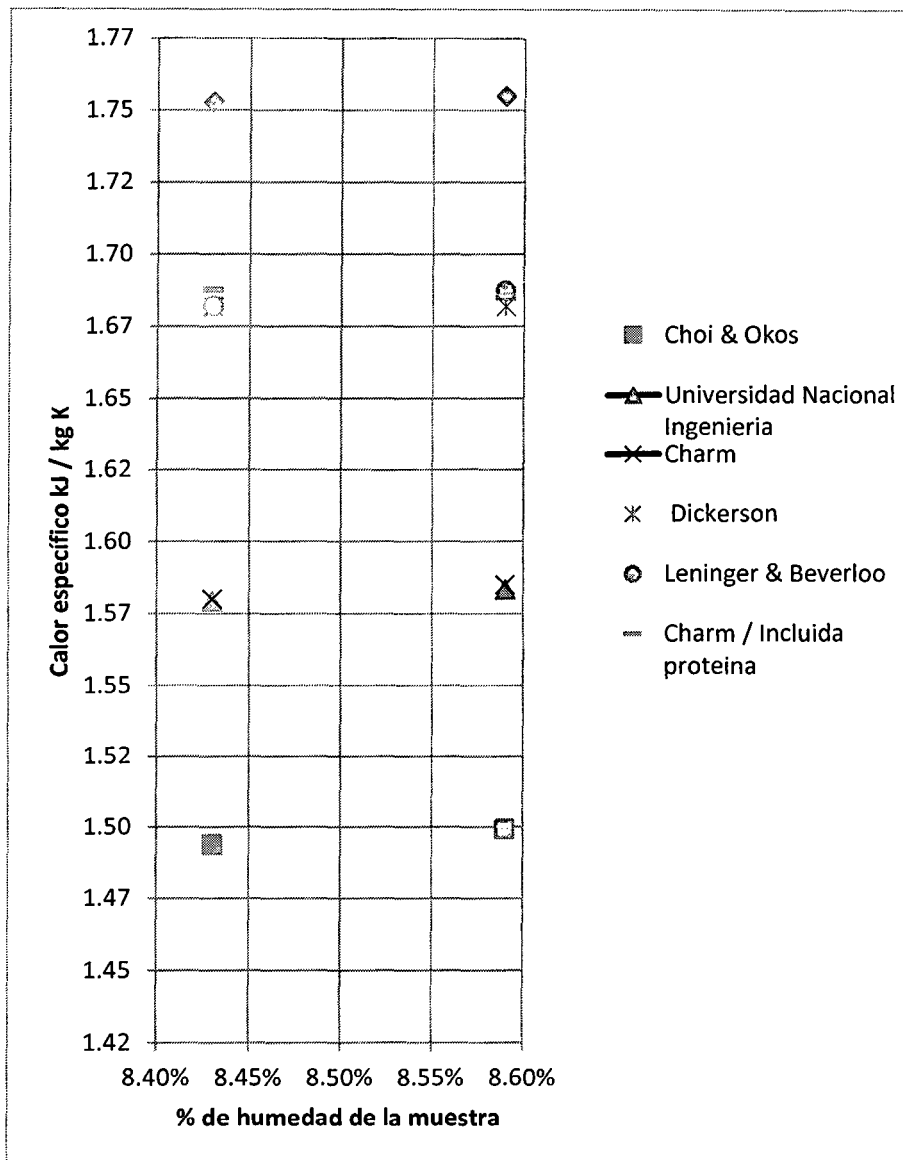


Fig. 5.23 Gráfico comparativo con datos experimentales de la Universidad Nacional de Ingeniería

De las comparaciones realizadas, se obtiene una diferencia menor a la del 0,1% entre las pruebas realizadas en la Universidad Nacional de Ingeniería y el modelo de Charm; respecto a las demás la diferencia arroja un promedio de 0,4% , por lo que para el presente estudio se usó el modelo de Charm.

El modelo matemático de Charm se basa en los calores específicos de la humedad, grasa y sólidos presentes en las sustancias. Los valores que Charm usa para los calores específicos de la grasa, sólidos y humedad son similares a los obtenidos en las pruebas realizadas en la sección 5.1.1 de lo cual se concluye:

La temperatura de las sustancias varía entre los 15 y 100 °C; en este intervalo el calor específico de la humedad tiene una variación menor al 1%, como se muestra en la tabla 5.1; las grasas tienen una diferencia menor al 2% como se muestra en la Tabla 5.2 y los sólidos una diferencia menor al 1% como se muestra en la tabla 5.3. De las pruebas realizadas, una conclusión adicional es que no hay una variación significativa del calor específico de las grasas, humedad y sólidos debido a la temperatura que tienen la cual varía en un intervalo de 15 a 75 °C, por lo que el calor específico de las sustancias del proceso sólo se verá afectado por la variación de los porcentajes de grasa, humedad y sólidos.

5.2.4 RESULTADOS EN EL PROCESO DE COCCIÓN

De los resultados obtenidos en 5.1.2, se muestra el diagrama de energía de Sankey para el proceso de cocción en el volumen de control de la figura 5.8.

Se observa que el 88,1% de la energía de ingreso representa el vapor saturado, de las energías de salida. El 79,37% es ganado por la materia prima (pescado), el calor cedido al ambiente es casi nulo con un aislamiento adecuado, un valor para considerar es la energía que sale en forma de condensado y puede ser aprovechada antes de regresar al colector de condensados (tanque desareador); la eficiencia térmica de la cocina analizada es del orden del 79%.

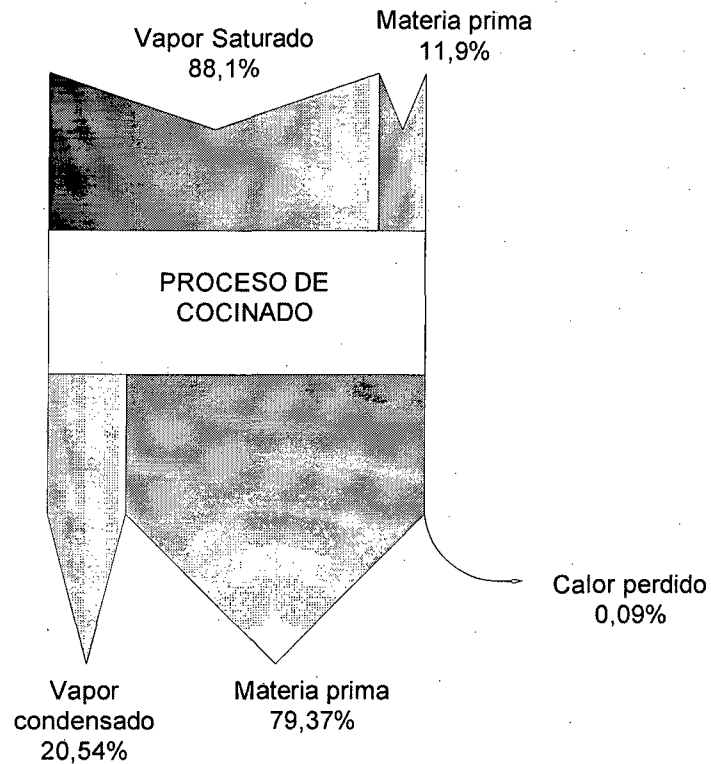


Fig. 5.24 Diagrama de energía del proceso de cocción

En la sección 5.1.2, se calcula las exergías de ingreso y salida de la cocina; de los resultados obtenidos podemos concluir que el 99,4% de la exergía de ingreso representa el vapor saturado; de las exergías de salida el 27,7% es ganado por la materia prima (pescado), la exergía del calor cedido es casi nula. En este diagrama sí notamos que la destrucción de exergía representa aproximadamente el 60%, es decir, sólo tenemos un trabajo útil del 40%, del cual 12% es el condensado. Podemos indicar con estos resultados, que el equipo tiene una eficiencia exergética del orden del 28%, lo que significa que si queremos aprovechar más este equipo debemos ver opciones de mejora en el diseño.

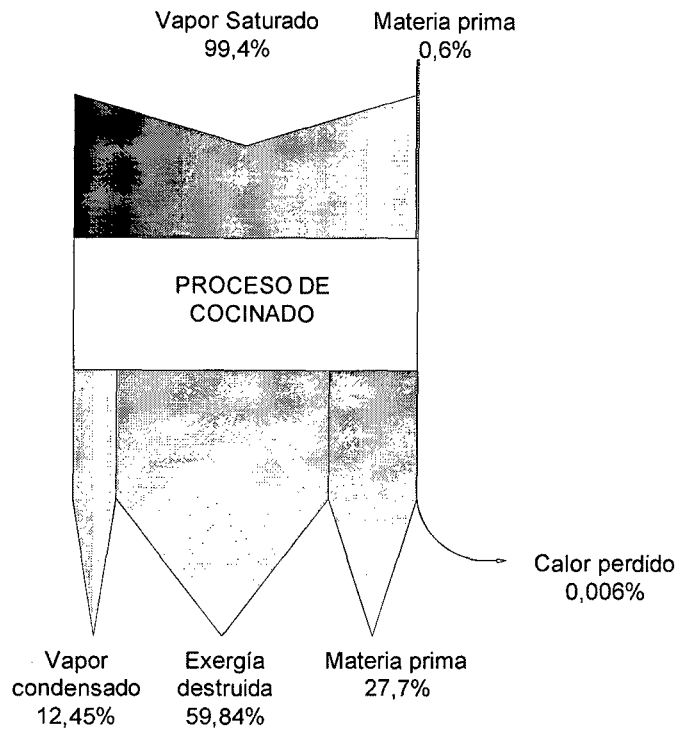


Fig. 5.25 Diagrama de exergía del proceso de cocción

Del análisis de energía y exergía, observamos que la única energía útil que podemos aprovechar es la del condensado; una forma práctica y económica es usar recuperadores de vapor llamados tanques flash. En el caso de la cocina analizada, las características del condensado se muestran en la tabla 5.34

Tabla 5.34: Características del condensado que sale de las cocinas

CONDENSADO DE INGRESO (Ci)		
Masa del condensado	kg/h	12124
Presión de ingreso	psi	60
Entalpía	kJ/kg	2713
Volumen específico	m ³ /kg	0,0011

Este condensado, al pasarlo por un tanque flash se obtendrá vapor flash. En la tabla 5.35 se muestran los resultados del cual se resume que se consigue 627 kg/h de vapor flash, que representa una recuperación de energía de más del 5% respecto al calor de ingreso de la cocina.

Tabla 5.35 Características del Condensado y Vapor Flash

CONDENSADO DE SALIDA (Cs)			VAPOR FLASH (Vf)		
Presión de salida	psi	21	Presión de salida	psi	21
Entalpía	kJ/kg	2240	Entalpía	kJ/kg	2240
Volumen específico	m ³ /kg	0,0011	Volumen específico	m ³ /kg	0,7184
Condensado	kg/h	11497	Vapor flash	kg/h	627

5.2.4 RESULTADOS EN EL PROCESO DE SECADO EN EL ROTADISC

De los resultados obtenidos en 5.1.3, mostramos el diagrama de energía de Sankey para el volumen de control de la figura 5.13, donde se muestra que el 79% de la energía de ingreso representa el vapor saturado; de las energías de salida, el 23% es ganado por la materia prima, el calor cedido al ambiente es casi nulo con un aislamiento adecuado, los valores para considerar es la energía que sale son el condensado (19%) y el agua evaporada que representa el 56% de la energía que sale, la eficiencia térmica de este equipo es del orden del 26% considerando que el único calor aprovechado es el que sale con la materia prima, el resto de energías (condensado, agua evaporada y pérdidas de calor) se van al ambiente.

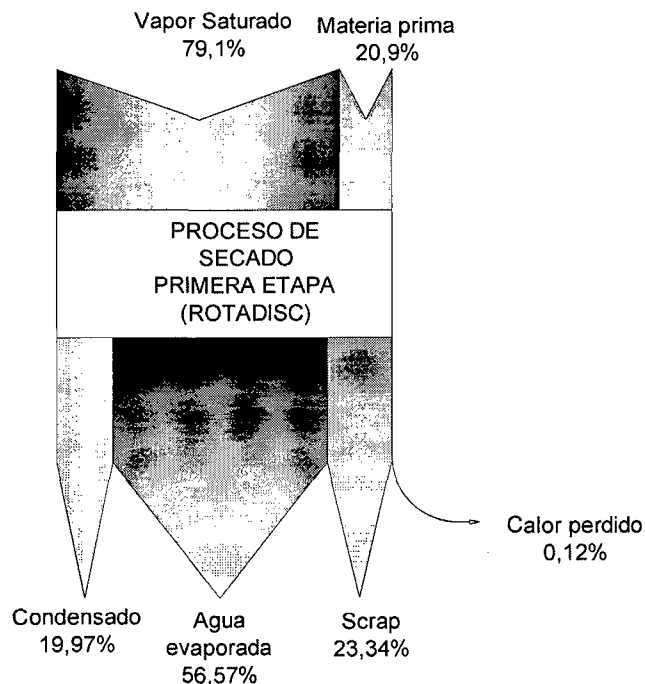


Fig. 5.26 Diagrama de energía del proceso de secado

De los cálculos de 5.1.3 mostramos el diagrama de exergía de Sankey para el proceso de secado en el secador Rotadisc del volumen de control de la figura 5.13, donde se muestra que el 96% de la exergía de ingreso representa el vapor saturado; de las exergías de salida, el 6% es ganado por la materia prima (pescado), la exergía del calor cedido es casi nula; en este diagrama sí notamos que la destrucción de exergía representa el 34%, siendo el condensado y el agua evaporada el 58% de la energía que puede recuperarse, la eficiencia exergética sólo considerando la materia prima de salida es del orden del 7%, esta eficiencia es muy baja, sin embargo, cambiará notoriamente cuando usemos las energías útiles.

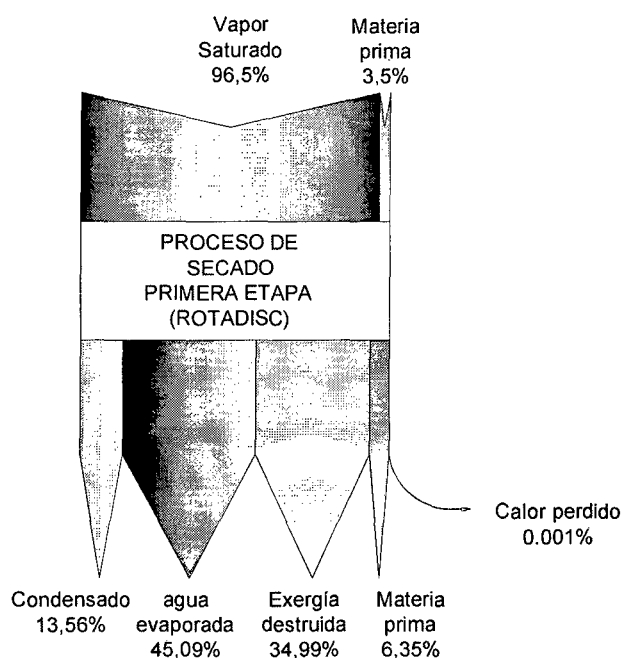


Fig. 5.27 Diagrama de exergía del proceso de secado

5.2.4 RESULTADOS EN EL PROCESO DE SECADO EN EL ROTATUBO

De los resultados obtenidos en 5.1.4 se muestra el diagrama de energía de Sankey para el volumen de control de la figura 5.16, donde se muestra que el 86% de la energía de ingreso representa el vapor saturado; de las energías de salida, el 6,2% es ganado por la materia prima; el calor cedido al ambiente es casi nulo con un aislamiento adecuado, los valores para considerar en la energía que sale son el condensado (22%) y el agua evaporada que representa el 71% de la energía que sale, la eficiencia es del orden del 6%, considerando que el único calor

aprovechado es el que sale con la materia prima, el resto de energías (condensado, agua evaporada y pérdidas de calor) se van al ambiente.

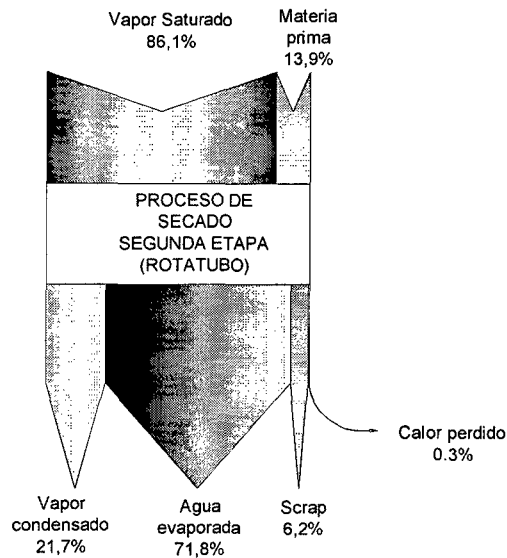


Fig. 5. 28 Diagrama de energía del proceso de secado

De los resultados obtenidos en 5.1.4 el diagramas de exergía Sankey de la figura 5.29 muestra que el 95% de la exergía de ingreso representa el vapor saturado, de las exergías de salida el 2,8 % es ganada por la materia prima (pescado), la exergía del calor cedido es casi nula, en este diagrama si notamos que la destrucción de exergía representa el 25%, siendo el condensado y el agua evaporada el 70% de la energía que puede recuperarse, la eficiencia exergética sólo considerando la materia prima de salida del orden del 2,8%, este valor cambiará notablemente cuando usemos toda la energía útil.

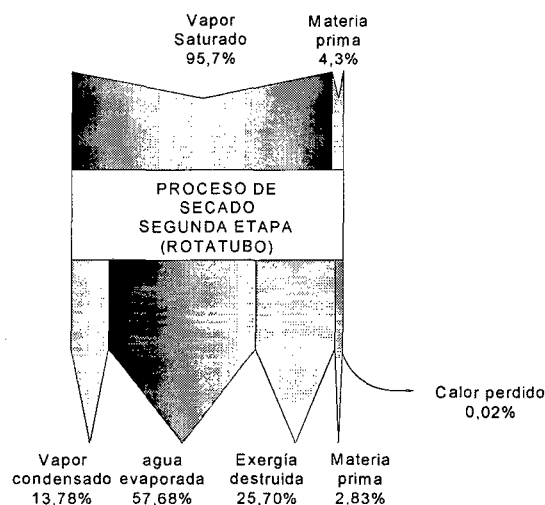


Fig. 5.29 Diagrama de exergía del proceso de secado

De los resultados analizados en los secadores, concluimos que las eficiencias exergéticas son bajas, pero tenemos energía útil que se va la ambiente. Para recuperar los condensados se pueden usar recuperadores de vapor similares al analizado en la cocina.

Las características del condensado que sale de los secadores se muestran en la tabla 5.36, el condensado del secador rotadisc y rotatubo será ingresado a un tanque flash.

Tabla 5.36: Características del condensado que sale de los secadores

CONDENSADO DE INGRESO (Ci)		
Masa del condensado (Ci)	kg/h	25496
Presión de ingreso	bar	4,2
Entalpía	kJ/kg	2713
Volumen específico	m ³ /kg	0,0011

Aplicando ecuaciones 4.65 y 4.66, obtenemos las características del vapor flash los resultados se muestran en la tabla 5.37 sobre la cual se resume la tabla 5.17, en la cual se observa que podemos recuperar 1318 kg/h de vapor flash, que representa el 5% de la energía de ingreso a los secadores.

Tabla 5.37 Características del condensado y vapor flash

CONDENSADO DE SALIDA (Cs)			VAPOR FLASH (Vf)		
Presión de salida	psi	21	Presión de salida	bar	1,5
Entalpía	kcal/kg	535	Entalpía	kJ/kg	2716
Volumen específico	m ³ /kg	0,0011	Volumen específico	m ³ /kg	0,7184
Condensado	kg/h	24178	Vapor flash	kg/h	1318

La otra forma de energía útil es el agua evaporada, que se encuentra como vapor húmedo a una presión de 735 mmHg; esta energía puede ingresarse directamente a una planta evaporadora.

CAPÍTULO VI

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 OPTIMIZACIÓN DE RECURSOS ENERGÉTICOS

Como muestran los resultados, los equipos que más energía (vapor) consumen son la cocina, el secador rotadisc y el secador rotatubo, los cuales llegan a consumir el 92% de todo el vapor que usa una planta de harina de pescado. Para el proceso de optimización se analizarán estos equipos.

Para optimizar el uso de la energía entregada a los equipos, necesitamos volver a usar el calor excedente. Para encontrar los equipos de los cuales se puede recuperar calor, se usarán los diagramas de exergía de Sankey, los cuales nos indican la cantidad de exergía destruida y el calor útil que podemos reusar de los equipos.

De los diagramas de exergía, se observa que del calor que puede recuperarse se encuentra el flujo de condensados y agua evaporada. En la fig. 5.30 se muestran los porcentajes de energía y exergía de los flujos de condensado y agua evaporada.

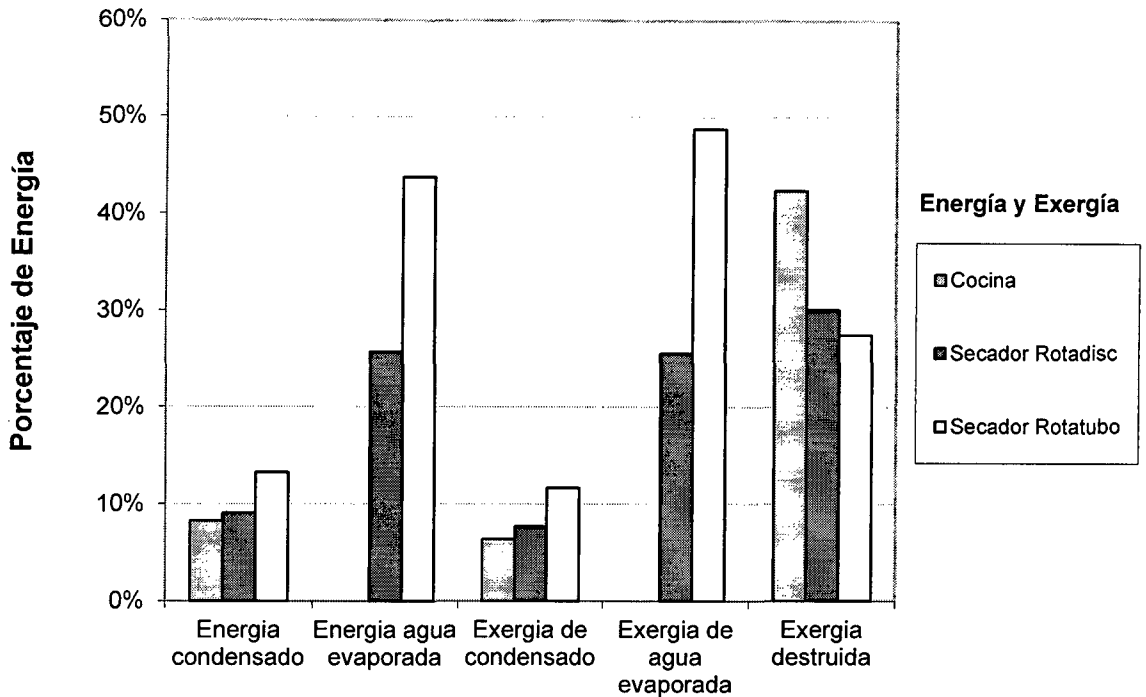


Fig. 5.30 Porcentajes del 92% de energía y exergía usada en una planta de harina

En el gráfico de la figura 5.30, observamos que de la suma de la exergía destruida más del 40% se encuentra en la cocina, el equipo que menos exergía destruye es el secador rotatubo.

De la energía útil que se puede recuperar, más del 70% se encuentra en el agua evaporada, la restante se encuentra en el condensado que sale de los equipos. Para el proceso de optimización de la energía, normalmente se usa el agua evaporada para calentar las plantas evaporadoras y el vapor flash del condensado se usa para calentar los líquidos que resultan del proceso de fabricación de harina de pescado.

Por lo descrito, se puede concluir que el equipo más eficiente desde el punto de vista exergético es el secador rotatubo y el menos eficiente es la cocina, asumiendo que recuperamos toda la energía útil.

En la figura 5.31 se muestra las eficiencias de energía y exergía considerando que el agua evaporada y el condensado se vierten al medio ambiente:

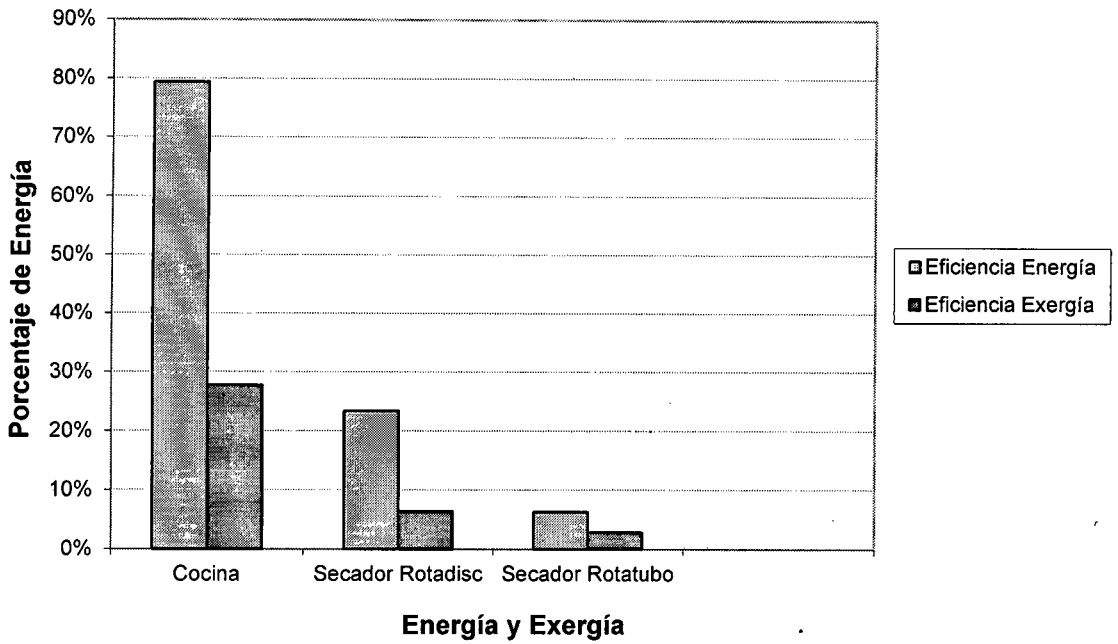


Fig. 5.31 Porcentajes de energía y exergía considerando que la energía útil se vierte al ambiente.

Si se desperdicia toda la energía útil, el equipo más eficiente energética y exergéticamente es la cocina, y los menos eficientes son los secadores, como se muestra en la figura 5.31. La figura 5.32 muestra la eficiencia energética y exergética si consideramos que toda la energía útil se recupera.

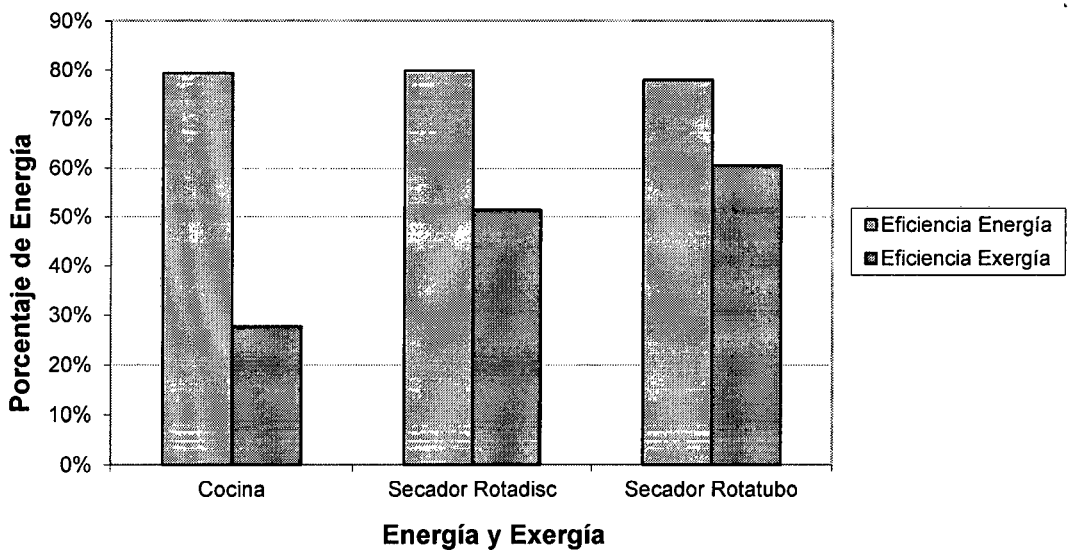


Fig. 5.32 Porcentajes de energía y exergía considerando que toda la energía útil se recupera.

De las la figuras 5.31 y 5.32, se concluye que los tres equipos tienen una eficiencia de energía similar; exergeticamente el menos eficiente es la cocina y el más eficiente el secador rotatubo.

Por lo descrito, el proceso de optimización considera recuperar toda la energía útil, la cual se analizará en la sección 5.2.6.

6.2 PLANTEAMIENTO DE MEJORAS EN LOS SISTEMAS DE VAPOR

En esta sección, se realizará un análisis mostrando tres tipos de administración de energía en una planta de harina: usando vapor para todos los equipos, recuperando el agua evaporada de los secadores y por ultimo aprovechando el condensado y agua evaporada de los equipos.

El planteamiento de plantas que usan vapor para alimentar todos los equipos y no recuperan agua evaporada ni condensados se muestra en la figura 5.33.

El planteamiento de la figura 5.33 está basado en una planta de harina de pescado de una capacidad de 100 t/h; en esta planta se asume que los equipos principales se alimentan con vapor (cocinas, secadores, plantas evaporadoras e intercambiadores de calor).

Se observa que el consumo total de vapor para una planta de harina con una capacidad de procesamiento de materia prima de 100 t/h es de 65690 kg/h de vapor, de los cuales el 67,5% de vapor es usado en la cocina, los secadores y la planta evaporadora, por lo que en el proceso de optimización se basa en la recuperación de calor en estos equipos.

Dado que el 75% del costo de producir vapor esta dado en el combustible, es usual llevar el consumo de vapor a gl de combustible, en nuestro caso a galones de petróleo residual R500. En la sección 5.1.7 obtenemos la relación gl de R500 por kg de vapor, con la cual tenemos que la planta consume 1324 gl de R500.

Para poder comparar los tres planteamiento se usará un ratio de galones de R500 / tonelada de harina.

La cantidad de harina producida en la planta de acuerdo a la tabla 5.15 es de 23,88 t, tomamos este valor para definir el ratio galones de R500 por tonelada de harina que es de 55,4.

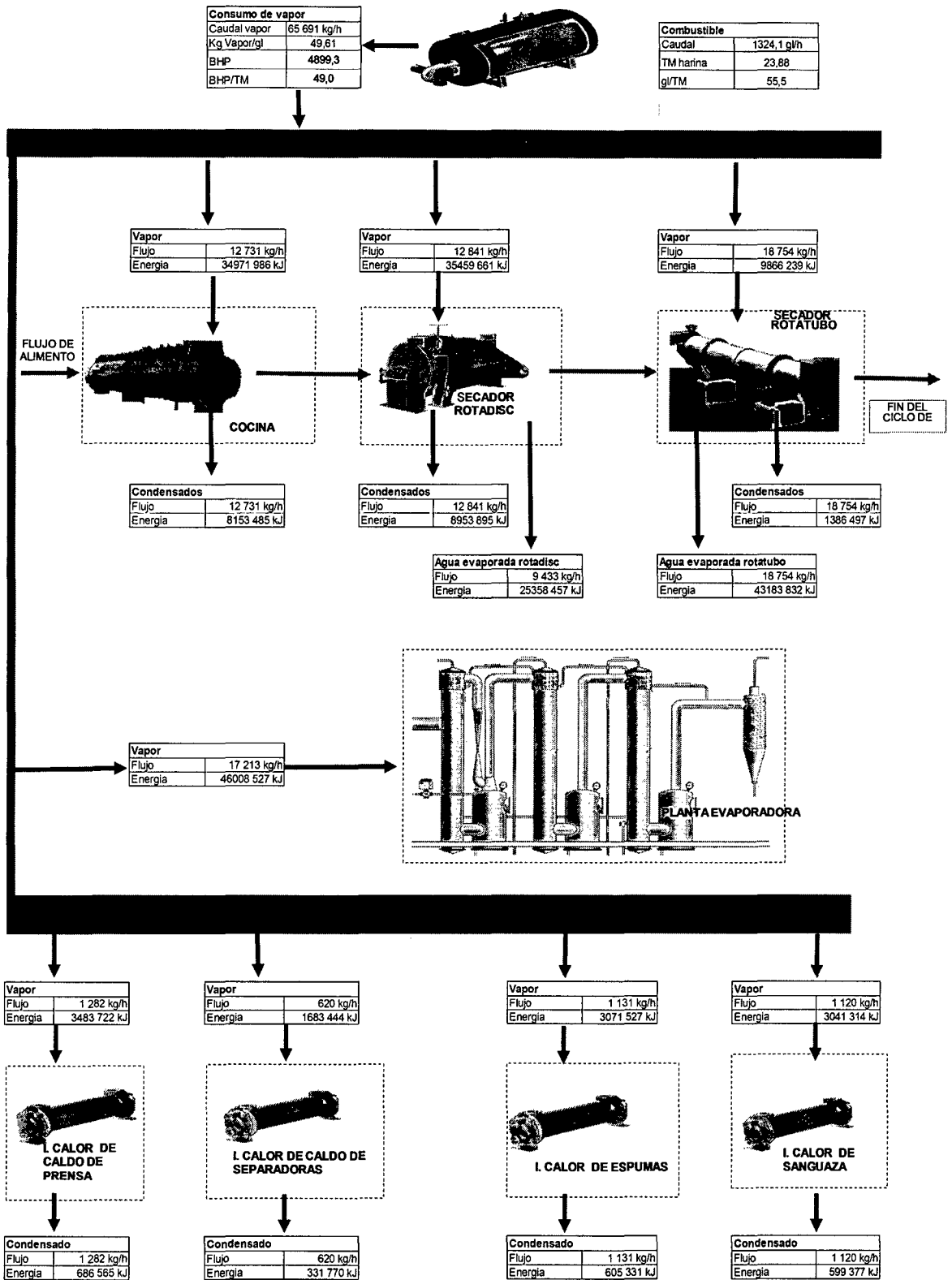


Fig. 5.33 Acomodo de equipos en una planta de harina donde los equipos se alimentan sólo con vapor.

En la fig. 5.34, se muestra el acomodo más usual en las plantas de harina en Perú. En este modelo, se aprovecha el agua evaporada de los secadores para calentar y evaporar el agua de cola que ingresa a la planta evaporadora.

El uso del agua evaporada de los secadores genera un ahorro de 25 500 kg/h de vapor, por lo que el consumo de vapor de toda la planta se reduce a 48478 kg/h; el consumo de los equipos se distribuye de la siguiente manera: 91% del vapor usado está destinado a las cocinas y secadores, el resto se usa para calentar los líquidos provenientes del proceso de fabricación de la harina de pescado.

El ahorro de vapor respecto al modelo de la figura 5.33 es del orden del 26%, con una relación de galones de R500 por tonelada de harina del orden del 40,9. Si se compara este valor con el obtenido del modelo de la figura 5.34 concluimos que el usar el agua evaporada de los secadores nos genera un ahorro de 14,6 galones de R500.

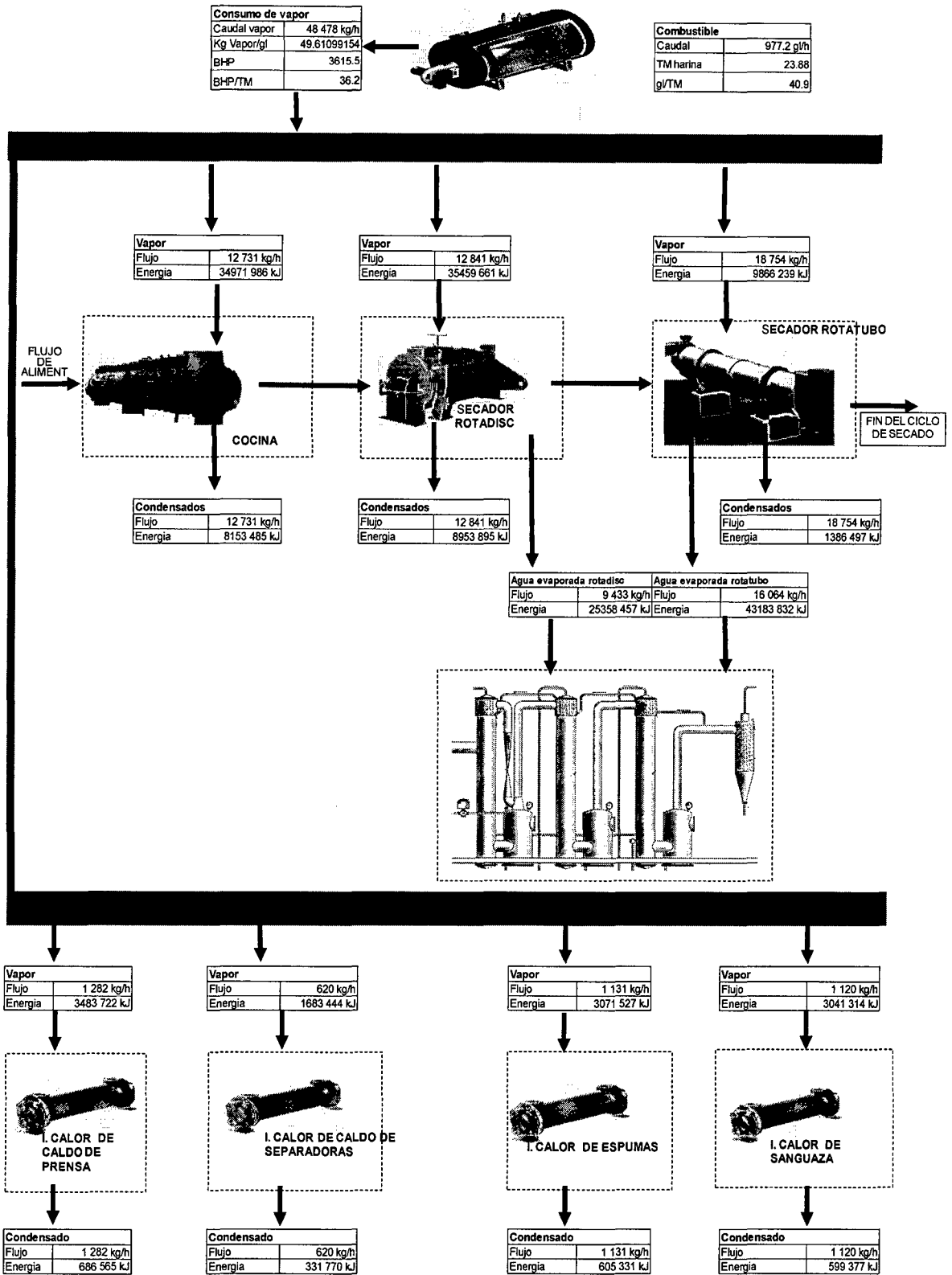


Fig. 5.34 Acomodo en una planta de harina aprovechando agua evaporada de secadores.

En la fig. 5.35, se muestra un modelo en el cual se aprovecha el agua evaporada de los secadores y además se recupera el condensado de los equipos por medio de tanques flash de los cuales se obtiene vapor que sirve para calentar los líquidos del proceso.

El uso del agua evaporada de los secadores y los condensados de retorno reduce el consumo de vapor de la planta en un 4% respecto al modelo anterior. El consumo de vapor para el modelo de planta de la figura 5.35 es de 46228 kg/h.

El vapor usado en los equipos se distribuye de la siguiente manera: el 96% de vapor se usa en las cocinas y secadores, el resto está destinado al calentamiento de los líquidos del proceso.

La cantidad de harina producida en la planta estudiada es de 23,88t/h, observando la tabla 5.15 se puede concluir, que con este valor se obtiene una relación galones por tonelada de harina de 39 (cabe mencionar que los consumos reales están por el orden de 38 gl/t), esto indica que en este modelo se genera un ahorro de 16,4 gl de combustible por tonelada de harina respecto al modelo de la figura 5.33, y 2 gl de combustible por tonelada de harina respecto al modelo de la figura 5.34.

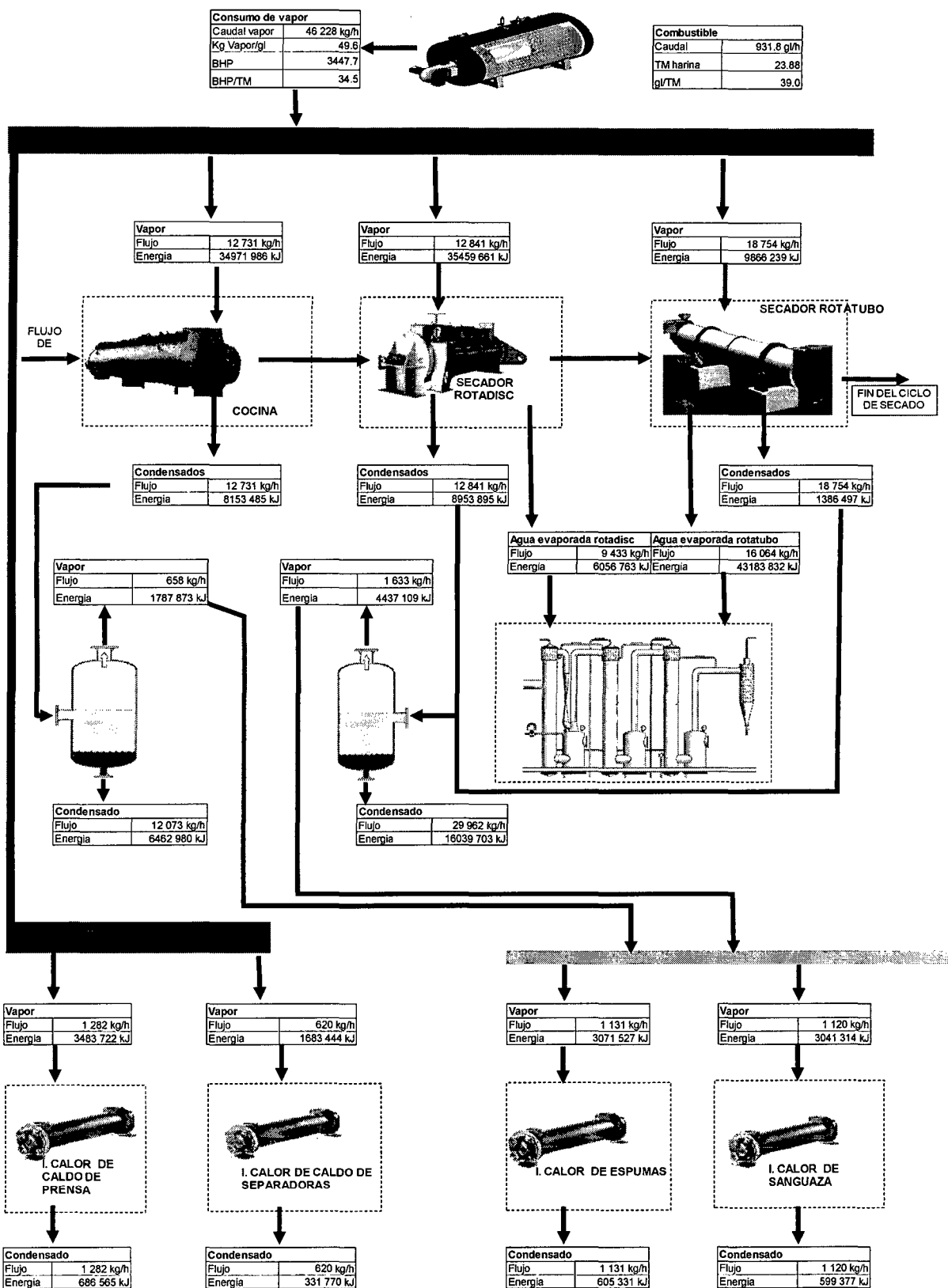


Fig. 5.35 Acomodo de equipos que consumen vapor en una Planta de harina.

En resumen, de los tres modelos presentados el óptimo es el tercer modelo (figura 5.35), en el gráfico de la figura 5.36; observamos que el modelo 1 consume 16,4 gl más de combustible por tonelada de harina, lo que en soles equivale a S/. 131 más por tonelada de harina. En la planta analizada que es de 100 t/h de pescado, se obtiene 23,8 t/h de acuerdo a la tabla 5.15; es decir, el primer modelo en una hora consume 390gl más que el tercer modelo, lo que representa S/. 3 122 más por hora; durante las épocas de producción estas plantas trabajan turnos de 24 horas, lo cual nos indica que el modelo 1 pierde S/. 2 247 000 por mes de 30 días.

Realizando una analogía similar, el modelo 3 respecto al modelo 2, tiene un ahorro de 1,9 gl por tonelada, es decir 45 gl de combustible por hora, en un mes de 30 días trabajando 24 horas se obtiene S/. 32 500 de ahorro, la inversión aproximada para instalar un tanque flash es de S/. 25 000, lo cual indica que en menos de un mes recuperamos la inversión.

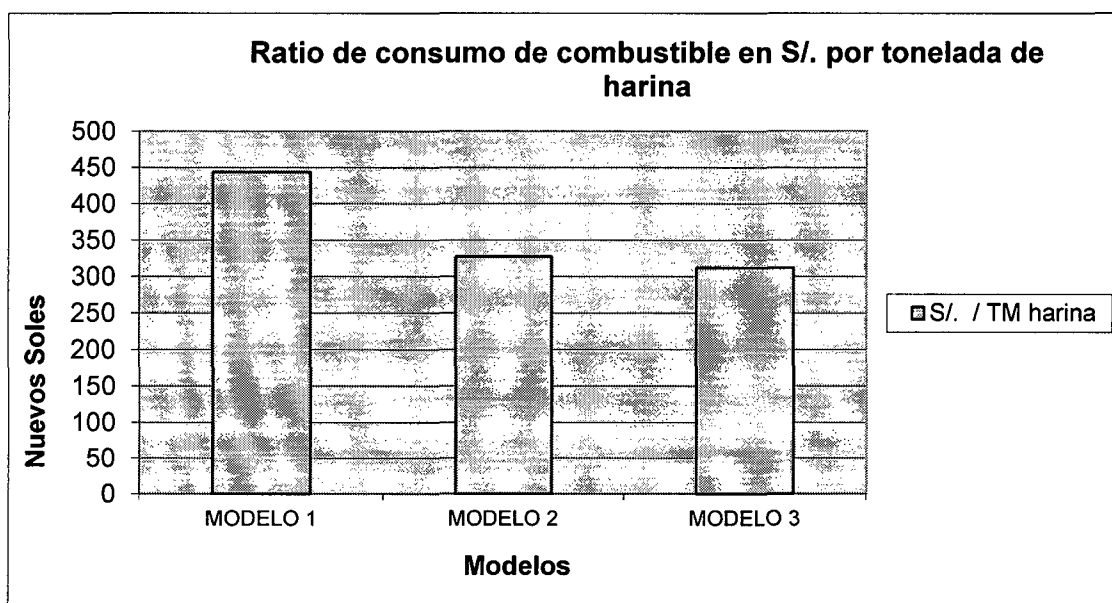


Fig. 5.36 Ratios de consumo de combustible en los tres modelos de planta planteados

Concluimos que la hipótesis de optimizar el uso energético en una planta de harina de pescado partiendo de un análisis energético y exergético es posible, como se muestra en el gráfico de la figura 5.36, y se ha determinado que el modelo óptimo es el número 3.

CONCLUSIONES

1. De la data obtenida, en los laboratorios de calidad en la planta de harina, y los distintos modelos matemáticos, se concluye, que para temperaturas entre 5°C y 100°C, los calores específicos de las grasas (aceite), sólidos y humedad, pueden considerarse fijos, es decir, podemos considerar que no presentan cambios con el incremento de temperatura. Cabe mencionar que en el presente estudio, se ha considerado que todas las sustancias del proceso de fabricación de harina están compuestas de agua, grasa y sólidos.
 2. Los distintos modelos matemáticos del calor específico, han sido comparados con los análisis de laboratorio de la Universidad Nacional de Ingeniería, dando como resultado que los valores experimentales tienen una variación del 0,1% respecto al modelo de Charm, los demás modelos arrojan una diferencia promedio de 0,4%, y a excepción del modelo de Siebel se encuentran dentro de la franja estadística.
 3. Del diagrama de energía de la cocina y los secadores, se concluye que el equipo más eficiente desde el punto de vista energético es la cocina, y los más eficientes desde el punto de vista exergético, son los secadores, por esta razón, son los equipos con mayor capacidad para aprovechar la energía útil. Se concluye que con un balance de energía no podemos analizar el desperdicio de recursos energéticos, el único análisis con este fin es el exergético.
 4. Del análisis energético en los tres equipos que más vapor usan en una planta de harina de pescado, se obtiene que la eficiencia energética de los tres equipos es similar, y tiene un valor promedio del 80%, con una
-

variación del 1,5% por equipo. El análisis exergético muestra un rango que varía del 30% al 60% de eficiencia, lo cual muestra la capacidad de este análisis para cuantificar en un sistema la máxima cantidad de energía útil que puede obtenerse de un desequilibrio, entre un sistema físico y el ambiente que lo rodea.

5. De los tres modelos presentados, el que mejor indicador tiene es el tercero con un ratio $39 \text{ gl/t}_{\text{harina}}$ y el modelo más costoso desde el punto de vista energético es primero con un ratio de $55,5 \text{ gl/t}_{\text{harina}}$, lo que representa una diferencia de $16,5 \text{ gl/t}_{\text{harina}}$ entre el modelo 1 y 3. Esta diferencia representa *S/.* 132 por tonelada de harina producida, considerando que las empresas líderes procesan en un año más de 200 000 toneladas de harina, se puede afirmar que el primer modelo perdería al año un promedio de ***S/.* 26 400 400.**
 6. De los cálculos de transferencia de calor, concluimos que las pérdidas de calor en los equipos que se encuentren debidamente aislados es menor al 0,5%. Los equipos que no se encuentran aislados pueden tener pérdidas mayores al 5%. En equipos debidamente aislados para agilizar los cálculos de energía y exergía, podemos asumir que no existen pérdidas de calor y los equipos son adiabáticos.
-

RECOMENDACIONES

De los resultados obtenidos en el presente estudio, se recomienda que la industria que consume grandes volúmenes de combustible, realice estudios exergéticos para identificar la energía útil que aún no está usando en los equipos con los que cuenta. Este análisis le permitirá cuantificar las pérdidas debido al desequilibrio que puede existir entre un sistema físico y el ambiente que lo rodea. Con este fin la inversión en la reingeniería o la sustitución tecnológica para la optimización energética es necesaria; cualquier medida que se tome para reducir el consumo de combustibles tendrá un impacto sobre el costo del producto, la eficiencia del proceso, la calidad del producto y el medio ambiente.

BIBLIOGRAFÍA

1. Albert Ibarz Gustavo V. Barbosa Canovas, Operaciones Unitarias en la Ing. de Alimentos Ed. 1995.
 2. Alton E Bayley año 1984 , Aceites y Grasas Industriales
 3. Charm, S. E. 1971. Fundamental of Food Engineering. Vna Nostrand Reinhold/AVI,New Cork. 164 p.
 4. Choi, Y., Okos, M. R. (1983). The thermal properties of tomato juice concentrates. Trans. ASAE, 26, 305.
 5. Choi, Y., Okos, M. R. (1986). Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods, Engineering and Process Applications (M. A. Rao and S. S. H. Rizvi, Editors). Elsevier Applied Science Publishers. Great Britain, London.
 6. Dickerson, R.W. Jr. 1968. Thermal properties of food. Chapter 2 in The freezing preservation of food
 7. Dirección General Académica. Universidad de Chile, Conservación de Alimentos Mediante Frío. I Refrigeración, Sr. Fernando Osorio L., Sr. Abel Guarda M., Sr. Eduardo castro M., Edición 1983, Financiado por: Departamento de Desarrollo de la Investigación (DDI),
 8. Donald Q. Kern, Procesos de transferencia de calor, Ed Mc Graw –Hill Book Company INC Neww York 1986.
 9. Göran Wall, exergy a useful concept, Physical Resource Theory Group, Göteborg 1986, 3rd edition.
 10. Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen Exergy, Energy, Environmet and Sustainable Development, first edition 2007
 11. Irudayaraj Joseph, Food Processing, Operations Modeling Design and Analysis , The Pennsylvania State University, University Park, Pennsylvania.
 12. J. P. Holman ,transferencia de Calor, Octava edición, Profesor de Ingeniería Mecánica, Southern Methodist University
-

13. J.L. Gómez Ribelles – M. Monleon Pradas – A. Ribes Greus ;
Termodinámica y Análisis Exergético Ed 1990.
 14. J.M. Smith, H. C. Van Ness M. M. Abbott, Introducción a la
Termodinámica en Ingeniería Química, quinta edición Ed 1997.
 15. John R. Howell, Richard O. Buckius ,P r i n c i p i o s de Termodinámica
para Ingeniería, Department of Mechanical Engineering University of
Texas at Austin Department of Mechanical and Industrial Engineering
University of Illinois at Urbana-Champaign Ed 1990
 16. Kenneth Wark Jr, -Donald E, Richards Termodinámica Ed 2001
 17. Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. al. "Heat and Mass Transfer" Mechanical
Engineering Handbook, Ed. Frank Kreith, Boca Raton: CRC Press LLC,
1999.
 18. Lehniger, H.A and Beverloo, W.A. 1975. Food Process Engineering. D.
Reidel Publishing Company. Holland. Majalah Pertanian Abdi Tani.
 19. Lozano Serrano Miguel Ángel- Valero Capilla, Análisis exergético y
energético de calderas de vapor, Dpto. de Termodinámica y Físico
Química, Escuela Superior de Ingenieros Industriales Universidad de
Zaragoza.
 20. Lozano Serrano Miguel Ángel- Valero Capilla, Balances de entropía,
energía y energía libre, Dpto. de Termodinámica y Físico Química,
Escuela Superior de Ingenieros Industriales Universidad de Zaragoza.
 21. M. Verdejo, L. Serra, Termo economía en procesos industriales:
aplicación a una industria láctea, Universidad de Zaragoza
 22. M.J. Moran , H.N. Shapiro, Fundamentos de termodinámica técnica
 23. Marcus Karel – Daryl B. Lund; Physical principles of food preservation
 24. Marín Hernández J.J.*, González Petit-Jean M.L., Mestizo Cerón J.R.,
Aplicación del método exergético para determinar pérdidas separadas e
irreversibilidades en calderas bagaceras, Universidad Veracruzana
Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica.
 25. Mei Gongn , Exergy analysis of a pulp and paper mill Division of Energy
Systems, Department of Mechanical Engineering, Link . oping University,
531 83 Link . oping, Sweden
 26. Morgan Inostroza Jorge Andrés–Tesis Universidad Austral de Chile
Determinación del Calor Específico de Murta (*Ugni molinae Turcz*) y
-

Arándano (*Vaccinium corymbosum* L.) en un Rango de Temperatura entre 20 °C y 80 °C por el Método de la Calorimetría Diferencial de Barrido.

27. Orrego Alate Carlos Eduardo, Procesamiento de alimentos, Publicado por Unibiblos - U. Nal. Colombia.
 28. Paz Dora y Cárdenas Gerónimo J., Evaluación exergética de propuestas de disminución de consumo de vapor en usinas azucareras, Revista Industrial y Agrícola de Tucumán ISSN 1851-3018 versión on-line.
 29. Pérez Gustavo A. & Reinheimer María A., La importancia de incorporar la microestructura para el diseño de las operaciones típicas con sólidos en Ingeniería en Alimentos, Facultad de Ingeniería Química, Universidad Nacional del Litoral ,) INGAR- Instituto de Desarrollo y Diseño-, CONICET – Universidad Tecnológica Nacional
 30. Radhakrishnan Sudhaharini, Measurement of thermal properties of seafood Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University
 31. Siebel, E. 1892. Specific Heats of Various Products. Ice and Refrigeration.
 32. Windsor and Barlow, Introduction to Fishery by-products, Ed 1981
-

ANEXOS



ANEXO A

CONCEPTOS TERMODINÁMICOS



ENERGÍA

La **capacidad calorífica (C)** de una sustancia, es la cantidad de energía necesaria para aumentar 1 °C su temperatura. Indica la mayor o menor dificultad que presenta dicha sustancia para experimentar cambios de temperatura bajo el suministro de calor. Puede interpretarse como un efecto de inercia térmica. Está dada por la ecuación:

$$C = Q/T \text{ [J/K]}$$

Donde:

- C : Es la capacidad calorífica
- Q : Es el calor
- T : La variación de temperatura

Se mide en Julios por Kelvin (unidades del SI).

La capacidad calorífica (C) depende de la cantidad de sustancia. Su relación con el calor específico es:

$$C = c \cdot m$$

Dónde:

- c : Es el calor específico
- m : La masa de sustancia considerada

Igualando ambas ecuaciones resulta:

$$Q/T = c \cdot m$$

De aquí es fácil inferir que aumentando la masa de una sustancia, se aumenta su capacidad calorífica, y con ello aumenta la dificultad de la sustancia para variar su temperatura. Un ejemplo de esto se puede apreciar en las ciudades costeras donde el mar actúa como un gran termostato regulando las variaciones de temperatura.

Planteo formal de capacidad calorífica

Sea Σ un sistema termodinámico en el estado B . Se define la capacidad calorífica C_c asociada a un proceso cuasiestático elemental c que parte de B y finaliza en el estado B' como el límite del cociente entre el calor Q absorbido por Σ y el incremento de temperatura ΔT cuando el estado B' tiende al inicial B .

$$C_c = \lim_{B \rightarrow B'} \left(\frac{Q}{\Delta T} \right)_c = \left(\frac{\Delta Q}{dT} \right)_c$$

La capacidad calorífica es, de este modo, una variable termodinámica y está perfectamente definida en cada estado de equilibrio.

El calor específico o capacidad calorífica específica, c , de una sustancia es la cantidad de calor necesaria para aumentar su temperatura en una unidad por unidad de masa, sin cambio de estado:

$$c = \frac{Q}{m \cdot \Delta T}$$

En donde c es el **calor específico**, Q es la **cantidad de calor**, m la **masa** y ΔT la diferencia entre las **temperaturas** inicial y final..

Su unidad en el sistema SI es el **Julio por kilogramo y Kelvin**, cuya notación es $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$. También se usa bastante la unidad del sistema técnico, la **kilocaloría por kilogramo y grado Celsius** y su notación es: $\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$.

También existe la **capacidad calorífica molar** que se relaciona con el calor

específico como:

$$c = \frac{n}{m} C_m$$

De ahí se deduce una fórmula para el calor intercambiado dependiente del número de moles (n) en vez de la masa (m).

$$Q = n \cdot C_m \cdot \Delta T$$

Su unidad en SI es el julio por mol y kelvin, cuya notación es J/(mol·K)

Calor latente o **calor de cambio de estado**, es la energía absorbida por las sustancias al cambiar de estado, de sólido a líquido (**calor latente de fusión**) o de líquido a gaseoso (**calor latente de vaporización**). Al cambiar de gaseoso a líquido y de líquido a sólido se devuelve la misma cantidad de energía.

Latente en latín quiere decir *escondido*, y se llama así porque, al no cambiar la temperatura durante el cambio de estado, a pesar de añadir calor, éste se quedaba *escondido*. La idea proviene de la época en la que se creía que el calor era una sustancia fluida denominada Flogisto

Por el contrario, el calor que se aplica cuando la sustancia no cambia de estado, aumenta la temperatura y se llama calor sensible.

Cuando se aplica calor al hielo, va subiendo su temperatura hasta que llega a 0°C (temperatura de cambio de estado), a partir de entonces, aun cuando se le siga aplicando calor, la temperatura no cambia hasta que se haya fundido del todo. Esto se debe a que el calor se emplea en la fusión del hielo. Una vez fundido el hielo la temperatura volverá a subir hasta llegar a 100°C; desde ese momento se mantendrá estable hasta que se evapore todo el agua. Esta cualidad se utiliza en la cocina, en refrigeración, en bombas de calor y es el principio por el que el sudor enfría el cuerpo.

Calor latente de algunas sustancias: El agua tiene calor latente de vaporización más alto ya que, para romper los puentes de hidrógeno que enlazan las moléculas, es necesario suministrar mucha energía y el segundo más alto de fusión. Y el amoniaco al revés.

Agua: de fusión: 335 J/g (80 cal/g); de vaporización: 2260 J/g (540 cal/g).

Amoniaco: de fusión: 180 cal/gramo; de vaporización: 1369 J/g (327 cal/g).

Una de las ventajas del elevado calor de vaporización del agua es que permite a determinados organismos disminuir su temperatura corporal. Esta refrigeración es debida a que, para evaporarse, el agua de la piel (por ejemplo, el sudor) absorbe energía en forma de calor del cuerpo, lo que hace disminuir la temperatura superficial.

La **entalpía**, (simbolizada como ***H***, también llamada **contenido de calor**) es la suma de la energía interna de la materia y el producto de su volumen multiplicado por la presión. La entalpía es una función de estado cuantificable (que sólo depende los estados inicial y final); la **entalpía** total de un sistema no puede ser medida directamente, en cambio la variación de entalpía de un sistema sí puede ser medida. La entalpía se puede aplicar únicamente a cuerpos a presión constante.

La entalpía se define mediante la siguiente ecuación:

$$H = U + PV$$

Donde:

- U : Es la energía interna.
 P : Es la presión del sistema.
 V : Es el volumen del sistema.

La entalpía total de un sistema no puede ser medida directamente; la *variación de entalpía* de un sistema sí que puede ser medida en cambio. La variación de entalpía se define mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta H = H_{final} - H_{inicial}$$

ΔH es la *variación de entalpía*.

H_{final} es la entalpía final del sistema. En una reacción química, H_{final} es la entalpía de los productos.

$H_{inicial}$ es la entalpía inicial del sistema. En una reacción química, $H_{inicial}$ es la entalpía de los reactivos.

La mayor utilidad de la entalpía se obtiene para analizar reacciones que incrementan el volumen del sistema cuando la presión se mantiene constante por contacto con el entorno, provocando que se realice un trabajo mecánico sobre el entorno y una pérdida de energía. E inversamente en reacciones que causan una reducción en el volumen debido a que el entorno realiza un trabajo sobre el sistema y se produce un incremento en la energía interna del sistema.

En este caso, la variación de entalpía se puede expresar del siguiente modo:

$$DH = DU + P DV$$

Donde D puede indicar una variación infinitesimal (a menudo denotada como "d") o una diferencia finita (a menudo denotada como "Δ").

Sin importar si la presión externa es constante, la variación infinitesimal de la entalpía obedece a:

$$dH = T dS + V dP$$

Siempre y cuando el único trabajo realizado sea a través de un cambio de volumen, la entalpía es la cantidad de calor que expide una sustancia.

Puesto que la expresión $T dS$ siempre representa una transferencia de calor, tiene sentido tratar a la entalpía como una medida del calor total del sistema, siempre y cuando la presión se mantenga constante; esto explica el término *contenido de calor*.

Para una reacción exotérmica a presión constante, la variación de entalpía del sistema es igual a la energía liberada en la reacción, incluyendo la energía conservada por el sistema y la que se pierde a través de la expansión contra el entorno. Análogamente, para una reacción endotérmica, la variación de entalpía del sistema es igual a la energía *absorbida* durante la reacción, incluyendo la energía *perdida por* el sistema y la *ganada* a través de la expansión contra el entorno.

Entalpía estándar o normal

La **variación de la entalpía estándar de la reacción** (denotada como H^0 o H^{\ominus}) es la variación de entalpía que ocurre en un sistema cuando una unidad equivalente de materia se transforma mediante una reacción química bajo condiciones normales

Una **variación de la entalpía estándar** común es la variación de la entalpía estándar de formación, que ha sido determinada para una gran cantidad de sustancias. La variación de entalpía de cualquier reacción bajo cualesquiera

condiciones se puede computar, obteniéndose la variación de entalpía de formación de todos los reactivos y productos. Otras reacciones con variaciones de entalpía estándar son la combustión (variación de la entalpía estándar de combustión) y la neutralización (variación de la entalpía estándar de neutralización).

Entropía.

La función termodinámica, S , es central para la segunda Ley de la Termodinámica. La entropía puede interpretarse como una medida de la distribución aleatoria de un sistema. Se dice que un sistema altamente distribuido al azar tiene una alta entropía. Puesto que una condición de distribución al azar es más probable que una ordenada, la entropía puede considerarse como una función de probabilidad. Es la capacidad de como una naturaleza tiene la capacidad de producir trabajo.

En termodinámica, la **entropía** es la magnitud física que mide la parte de la energía que no puede utilizarse para producir trabajo. En un sentido más amplio se interpreta como la medida del desorden de un sistema. Es una función de estado de carácter extensivo y su valor en un sistema aislado crece en el transcurso de un proceso que se dé de forma natural. La palabra entropía procede del griego (έντροπία) y significa evolución o transformación.

Esta idea fue plasmada mediante una función ideada por Clausius a partir de un proceso cíclico reversible. En todo proceso reversible la integral curvilínea de $\frac{\delta Q}{T}$ sólo depende de los estados inicial y final, con independencia del camino seguido. Por tanto ha de existir una función de estado del sistema, $S = f(P, V, T)$ denominada entropía, cuya variación en un proceso reversible entre los estados 1 y 2 es:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$$

Tenga en cuenta que como el calor no es función de estado se usa δQ en lugar de dQ .

La entropía física, en su forma clásica, es definida por la siguiente ecuación:

$$dS = \frac{\delta Q}{T}$$

o más simplemente, cuando no se produce variación de temperatura (proceso isotérmico):

$$S_2 - S_1 = \frac{Q_{1 \rightarrow 2}}{T}$$

Donde S es la entropía, $Q_{1 \rightarrow 2}$ la cantidad de calor intercambiado y T la temperatura en Kelvin). Los números 1 y 2 se refieren a los estados iniciales y finales de un sistema termodinámico.

El significado de esta ecuación es el siguiente:

Cuando un sistema termodinámico pasa del estado 1 al estado 2, el cambio en su entropía es igual al cambio en su cantidad de calor dividido por su temperatura.

Las unidades de la entropía en el Sistema Internacional es el J/K (o Clausius) definido como la variación de entropía que experimenta un sistema cuando absorbe el calor de 1 Julio (unidad) a la temperatura de 1 Kelvin.

Sólo se pueden calcular variaciones de entropía. Para calcular la entropía de un sistema es necesario fijar la entropía del mismo en un estado determinado. La Tercera ley de la termodinámica fija un estado estándar para sistemas puros: en el cero absoluto (0 K) la entropía es nula.

Esta magnitud permite definir la Segunda ley de la termodinámica, por el que un proceso tiende a darse de forma espontánea en un cierto sentido solamente. Por ejemplo, un vaso de agua no empieza a hervir por un extremo y a congelarse por el otro de forma espontánea, aun cuando siga cumpliéndose la condición de conservación de la energía del sistema (Primera ley de la termodinámica). Por tanto, otra manera posible de interpretar esta magnitud es aquella que reza:

El tiempo, como nosotros lo conocemos, es la dirección en que la entropía global del sistema crece.

Entropía y reversibilidad

La entropía global del sistema es la entropía del sistema considerado más la entropía de los alrededores. También se puede decir que la variación de entropía del universo para un proceso dado es igual a su variación en el sistema más la de los alrededores:

$$\Delta S_{\text{universo}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}}$$

Si se trata de un proceso reversible, ΔS (universo) es cero pues el calor que el sistema absorbe o desprende es igual al trabajo realizado. Pero esto es una situación ideal, que no se da en la naturaleza. Por ejemplo, en la expansión isotérmica (proceso isotérmico) de un gas, considerando el proceso reversible, todo el calor absorbido del medio se transforma en trabajo y $Q=W$. Pero en la realidad el trabajo es menor, hay pérdidas por rozamientos, esto es, los procesos son irreversibles. Para devolver al sistema a su estado original hay que aplicarle un trabajo mayor que el producido por el gas, dando como resultado una formación de calor hacia el entorno, con un aumento de la entropía global.

Como los procesos reales son siempre irreversibles, siempre aumentará la entropía. Así como la energía no puede crearse ni destruirse, **la entropía puede crearse pero no destruirse**. Podemos decir entonces que *"como el Universo es un sistema aislado, su entropía crece constantemente con el tiempo"*. Esto marca un sentido a la evolución del mundo físico, que llamamos **"Principio de evolución"**. Cuando la entropía sea máxima en el universo, esto es, exista un equilibrio entre todas las temperaturas y presiones, llegará *la muerte térmica del Universo* (enunciado por Clausius). Toda la energía se encontrará en forma de calor y no podrán darse transformaciones energéticas.

Interpretación estadística de la entropía

En los años 1890 - 1900 el físico austriaco Ludwig Boltzmann y otros desarrollaron las ideas de lo que hoy se conoce como mecánica estadística, teoría profundamente influenciada por el concepto de entropía.

Según estas ideas, la entropía queda definida por la ecuación

$$S = k \cdot \ln \Omega$$

Donde S es la entropía, k la constante de Boltzmann y Ω el número de microestados posibles para el sistema (ln es la función logaritmo natural).

La célebre ecuación se encuentra grabada sobre la lápida de la tumba de Boltzmann en el Zentralfriedhof de Viena, quien se suicidó en 1906, profundamente deprimido por la poca aceptación de sus teorías en el mundo académico de la época.

El significado literal de la ecuación es el siguiente:

La cantidad de entropía de un sistema es proporcional al logaritmo natural de su número de microestados.

Ahora bien, su significado final es aún materia de discusión en física teórica, dado el profundo alcance que posee.

Los Principios de la Termodinámica se podrían definir, de forma "jocosa" como:

No podemos ganarle el partido a la Entropía (Primer principio)

Tampoco podemos empatar (Segundo principio)

Y tampoco podemos abandonar el partido (Tercer principio)

Entropía y desorden

Se tiende a interpretar entropía como una medida del desorden en un sistema. Al ordenar una habitación totalmente desordenada, esto es, lo más homogénea posible (calcetines con discos, ropa en todos los lugares posibles, etc.) es necesario un consumo de energía mecánica para transportar los objetos de un lugar a otro. Si esta energía es aportada por una persona, hay un aumento de entropía global en cuanto la energía consumida es obtenida mediante los alimentos. Al ingerir un alimento transformamos algo ordenado (manzana) en algo totalmente desordenado (heces y dióxido de carbono). Aunque consumamos alimentos totalmente triturados y homogéneos, microscópicamente tiene una estructura más compleja que el resultado de la digestión y respiración. Como de forma natural todo tiende al desorden, para mantener una habitación ordenada es necesario el aporte de energía proveniente de un desorden externo. De forma natural la habitación tenderá al desorden si no lo evitamos. Así, una habitación adolescente, donde cada calcetín está en un rincón, puede ser considerada más ordenada para el ocupante si éste conoce el lugar donde encontrar la prenda en cuestión; más ordenada que si sus padres se dedican a

"organizarla" de una manera distinta, desconocida, incluso críptica. Está claro que macroscópicamente "el orden" es algo subjetivo: mientras a los padres les parece desordenado, al hijo le parece que está ordenado. La multiplicidad de opciones donde encontrar el calcetín aumenta porque el adolescente no sabrá dónde buscar (¿en el armario o en los cajones?, ¿o quizás en la mesilla?) con lo que la entropía parece que habrá aumentado, no disminuido. Pero queda claro que si el adolescente no quiere estar cambiando continuamente sus esquemas mentales, ha de mantener "ese orden" establecido, y si no deja las cosas donde él sabe encontrarlas, el desorden de forma espontánea irá aumentando. Si al coger un disco lo deja en otro lugar distinto de donde habitualmente lo tiene, llegará un momento en el que desconozca donde están las cosas o necesite un gran esfuerzo memorístico para encontrarlas, con lo que habrá aumentado la entropía. Es necesario un gasto energético para mantener "ese orden" con un aumento de desorden fuera de la habitación (alimentos).

Al disminuir localmente la entropía de un sistema cerrado y aislado, se producirá un aumento en otra región, con lo que el balance global será siempre positivo.

La entropía de formación de un compuesto químico (o una sustancia en estado elemental), en termodinámica y termoquímica, es la diferencia (incremento o decremento) de entropía en el proceso de su formación a partir de sus elementos constituyentes (en estado atómico o en cierta forma predefinida). Cuanta mayor (más positiva) sea la entropía de formación de una especie química, más favorable (por entropía) será su formación. Por el contrario, cuanto más positiva sea su energía de formación, menos favorable será energéticamente.

Se designa como **entalpía estándar de formación** o "calor estándar de formación" de un compuesto a la variación de entalpía que acompaña la formación de 1 mol de una sustancia en su estado estándar a partir de sus elementos constituyentes en su estado estándar (la forma más estable de un elemento a 1 atmósfera de presión y una determinada temperatura, que suele ser 298 K o 25 °C). Se denota por ΔH_f° .

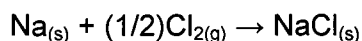
La variación de entalpía estándar de formación se mide en unidades de energía por cantidad de sustancia. Se suelen dar en kilojulios por mol (kJ mol^{-1}), pero puede venir dada en cualquier unidad con las mismas dimensiones. Todos los elementos en sus estados estándares (oxígeno gas, carbono sólido en forma de

grafito, etc.) tienen una entalpía estándar de formación de cero, dado que su formación no supone ningún proceso.

La variación de entalpía estándar de formación se usa en termoquímica para encontrar la variación de entalpía estándar de reacción. Esto se hace restándole la suma de las entalpías estándar de formación de los reactivos a la suma de las entalpías estándar de formación de los productos, como se muestra en la siguiente ecuación.

$$\Delta H_{\text{reacción}}^{\circ} = \sum \Delta H_f^{\circ} (\text{Productos}) - \sum \Delta H_f^{\circ} (\text{Reactivos})$$

La entalpía estándar de formación es equivalente a la suma de varios procesos por separado incluidos en el ciclo de Born-Haber de las reacciones de síntesis. Por ejemplo, para calcular la entalpía de formación del cloruro de sodio, usamos la siguiente reacción:



Este proceso se compone de muchos sub-procesos independientes, cada uno con su propia entalpía. Por ello tendremos en cuenta:

1. La entalpía estándar de sublimación del sodio sólido.
2. La primera energía de ionización del sodio gaseoso.
3. La entalpía de disociación del cloro gaseoso.
4. La afinidad electrónica de los átomos de cloro.
5. La energía reticular del cloruro de sodio.

La suma de todos estos valores nos dará el valor de la entalpía estándar de formación del cloruro de sodio.

Además, la aplicación de la Ley de Hess demuestra que la *suma* de las reacciones individuales correspondientes a la variación de entalpía de formación para cada sustancia en la reacción *es igual a* el cambio en entalpía para la reacción total, independientemente del camino seguido o del número de reacciones involucradas en el cálculo. En el ejemplo anterior la variación de entalpía estándar de formación del cloruro sódico es igual a la suma de la

variación de entalpía estándar de cada uno de los pasos seguidos para el proceso. Esto es especialmente útil para reacciones muy largas con muchos pasos y compuestos intermedios.

Esto nos lleva a la conclusión de que a veces se define una entalpía estándar de formación para una reacción hipotética. Por ejemplo, no podemos combinar carbón e hidrógeno en el laboratorio para formar metano, aunque definamos la entalpía estándar de formación para el metano en $-74.8 \text{ kJ mol}^{-1}$. Por último, el signo negativo de este valor significa que el metano se forma a partir de una reacción exotérmica, es decir, que se forma con liberación de energía.

CONCEPTOS DE EXERGÍA

La energía ha pasado a ser el primer factor estratégico para la vida de cualquier nación. Los problemas energéticos no son inherentes solamente a nuestro país y al período especial, sino de carácter global y de ellos no escapa ningún país por poderoso que sea.

La exergía, término introducido por Rant en 1956, es la porción de energía que puede ser transformada en trabajo mecánico (la parte restante, sin utilidad práctica, recibe el nombre de anergía).

La exergía, es la medida cuantitativa de la máxima cantidad de trabajo que puede obtenerse de un desequilibrio entre un sistema físico y el ambiente que lo rodea, o entorno; determina de forma cuantitativa el valor termodinámico de cualquier recurso y permite analizar rigurosamente el desperdicio de los recursos en las actividades de una sociedad, estableciendo pautas cuantitativas para su ahorro y uso eficiente.

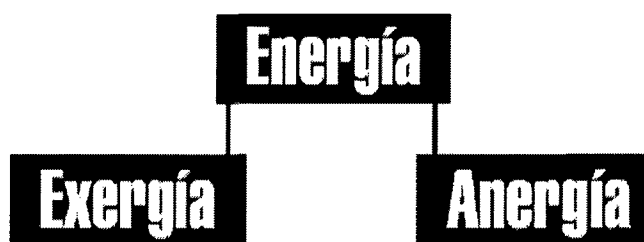
El mayor contenido de exergía en un determinado tipo de energía será lo más valioso desde el punto de vista tecnológico y económico. La crisis del petróleo ocurrida a principios de la década de los setenta y el desafío a que se vieron enfrentadas las economías de los países, puso en primer plano este nuevo – para nosotros– concepto.

Los países reaccionaron ante estos problemas buscando nuevos proveedores, disminuyendo los gastos de combustible mediante el ahorro y el uso más eficiente de estos recursos (en todos los sectores de la sociedad, industria, transporte, agricultura), mientras que los que estaban en condiciones de hacerlo se lanzaron a una febril labor de investigación de las fuentes renovables de

energía. La parte termodinámica del problema fue retomada por muchos científicos de todo el mundo.

El concepto de exergía (en sus orígenes se denominaba como «trabajo disponible», «energía utilizable» y otros términos), está indisolublemente asociado al de desequilibrio entre un cierto sistema y su entorno, es decir, es una cantidad física que depende de la variable de dos sistemas como mínimo. Encontramos exergía acumulada en los mares tropicales por la diferencia de temperatura entre el fondo y la superficie, en la masa de agua de una presa que se encuentra por encima del nivel del mar debido a la diferencia de alturas, en una masa de vapor de agua en el subsuelo por la diferencia de presión y temperatura con respecto al aire de la atmósfera, o en una masa de petróleo o carbón por la posibilidad de combustión en la atmósfera.

De que el petróleo y el carbón cuentan con exergía, se puede dar una cuenta porque al quemarles en una termoeléctrica se genera trabajo y electricidad. Lo mismo ocurre con el mar tropical, la masa de vapor geotérmico y la masa de agua, de las cuales se puede obtener trabajo mecánico interponiendo un motor térmico entre estos sistemas y la atmósfera, y seguidamente convertir este trabajo en electricidad. De esto pueden dar fe las plantas de gradiente térmico marino de Hawai, las plantas geo-termoeléctricas mexicanas de Cerro Prieto en Baja California, o las decenas de mini hidroeléctricas instaladas en presas de nuestro país. Por su enorme magnitud, y por su carácter renovable, a estos recursos se les puede considerar como prácticamente inagotables.



Composición de la energía.

La creación de exergía se realiza destruyendo la exergía existente en otras partes (como cuando la elevación de agua se lleva a efecto mediante un motor eléctrico, que al mismo tiempo funciona por la quema de la exergía química de

los combustibles en las termoeléctricas); y de la forma mecánica o termodinámica que se realice habrá una que implique un menor gasto de exergía. La diferencia entre la exergía mínima requerida y la consumida nos da una medida del despilfarro del recurso del cual se obtuvo esta última y, por ende, calcular el potencial de su ahorro.

Una manera de medir la utilización adecuada de los recursos exergéticos es mediante la eficiencia exergética, que no es más que el cociente de la exergía mínima y la exergía consumida en la tarea (su valor máximo es 1), y que es distinta de la eficiencia energética tradicional, la cual es el cociente de la relación entre la energía de salida (útil) y la energía de entrada a un determinado dispositivo.

La exergía, es un parámetro que mide la *calidad* de la energía. Este parámetro puede emplearse para analizar la eficiencia energética de los procesos Industriales. Con un análisis de exergía pueden compararse diferentes alternativas para comprobar cuál tiene el mayor rendimiento energético. Sin embargo, no proporciona soluciones por sí misma.

ANEXO B

TABLAS



PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL PETRÓLEO INDUSTRIAL 500

FUENTE: PETROPERÚ

Aspecto: Líquido oleoso y viscoso	pH:
Color: Negro	Olor: Característico del petróleo
Punto de ebullición: PIE: 220 °C, PE(50%): 529 °C	Punto de fusión/congelación:
Punto de inflamación/Inflamabilidad: 65,5 °C min. (ASTM D-93)	Autoinflamabilidad: 408 °C
Propiedades explosivas: Lim. inferior explosivo: 1.3% Lim. Superior explosivo: 6%	Propiedades comburentes:
Presión de vapor: (Reid) 0.0 atm.	Densidad: 0.98 g/cm ³ a 15 °C (ASTM-D-287)
Tensión superficial: 25 dinas/cm a 25 °C	Viscosidad: 848 - 1060 cSt a 50 °C (ASTM D-445)
Densidad de vapor: 3.4 (aire=1)	Coef. reparto (n-octanol/agua):
Hidrosolubilidad: Muy baja	Solubilidad: En disolventes del petróleo.
Otros datos: Punto de fluidez: 27 °C Máx. Calor de combustión: -18524 Btu/Lb (ASTM-D-240) Azufre: 3.5% máx. (ASTM D-4294)	

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA

FUENTE SPIRAX SARCO

Presion mano.		T. Saturacion	hf	hfg	hg	sf	Sfg	sg
Psi	Bar	°C	Kj / Kg	Kj / Kg	Kj / Kg	Kj / Kg °K	Kj / Kg °K	Kj / Kg °K
-14.6	-1.0	6.98	29.335	2485.065	2514.4	0.106	8.8707	8.9767
-13.2	-0.9	45.83	191.832	2392.968	2584.8	0.6493	7.5018	8.1511
-11.8	-0.8	60.09	251.453	2358.447	2609.9	0.8321	7.0773	7.9094
-10.3	-0.7	69.12	289.302	2336.098	2625.4	0.9441	6.8254	7.7695
-8.9	-0.6	75.89	317.65	2319.25	2636.9	1.0261	6.6448	7.6709
-7.4	-0.5	81.32	340.54	2304.66	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
-3.8	-0.3	91.76	384.44	2277.96	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
-0.2	0.0	99.63	417.511	2257.889	2675.4	1.3027	6.0571	7.3598
0.0	0.0	100	419.064	2256.936	2676	1.3069	6.0485	7.3554
3.4	0.2	105.99	444.356	2240.844	2685.2	1.374	5.9107	7.2847
7.1	0.5	111.37	467.126	2226.274	2693.4	1.4336	5.7898	7.2234
10.7	0.7	116.06	487	2213.3	2700.3	1.4849	5.6867	7.1716
14.3	1.0	120.23	504.701	2201.599	2706.3	1.5301	5.5967	7.1268
17.9	1.2	123.99	520.705	2190.895	2711.6	1.5705	5.5168	7.0873
21.6	1.5	127.43	535.343	2181.057	2716.4	1.6071	5.4449	7.052
25.2	1.7	130.6	548.858	2171.842	2720.7	1.6407	5.3794	7.0201
28.8	2.0	133.54	561.429	2163.271	2724.7	1.6716	5.3193	6.9909
32.4	2.2	136.29	573.197	2155.103	2728.3	1.7004	5.2636	6.964
36.1	2.5	138.87	584.27	2147.33	2731.6	1.7273	5.2119	6.9392
39.7	2.7	141.31	594.737	2139.963	2734.7	1.7526	5.1634	6.916
43.3	3.0	143.62	604.67	2132.93	2737.6	1.7764	5.1179	6.8943
46.9	3.2	145.82	614.128	2126.172	2740.3	1.799	5.0749	6.8739
50.6	3.5	147.92	623.162	2119.738	2742.9	1.8204	5.0343	6.8547
54.2	3.7	149.92	631.812	2113.488	2745.3	1.8408	4.9957	6.8365
57.8	4.0	151.84	640.116	2107.384	2747.5	1.8604	4.9588	6.8192
61.4	4.2	153.69	648.103	2101.597	2749.7	1.879	4.9237	6.8027
65.1	4.5	155.47	655.802	2095.898	2751.7	1.897	4.89	6.787
68.7	4.7	157.18	663.235	2090.365	2753.6	1.9142	4.8578	6.772
72.3	5.0	158.84	670.423	2085.077	2755.5	1.9308	4.8267	6.7575
76.0	5.2	160.44	677.384	2079.816	2757.2	1.9469	4.7968	6.7437
79.6	5.5	161.99	684.135	2074.765	2758.9	1.9623	4.7681	6.7304
83.2	5.7	163.49	690.689	2069.811	2760.5	1.9773	4.7403	6.7176
86.8	6.0	164.96	697.061	2064.939	2762	1.9918	4.7134	6.7052
90.5	6.2	166.38	703.261	2060.139	2763.4	2.0059	4.6873	6.6932
94.1	6.5	167.76	709.301	2055.499	2764.8	2.0195	4.6622	6.6817
97.7	6.7	169.1	715.189	2051.011	2766.2	2.0328	4.6377	6.6705
101.3	7.0	170.41	720.935	2046.565	2767.5	2.0457	4.6139	6.6596
105.0	7.2	171.69	726.547	2042.153	2768.7	2.0583	4.5908	6.6491
108.6	7.5	172.94	732.031	2037.869	2769.9	2.0705	4.5683	6.6388
112.2	7.7	174.16	737.394	2033.606	2771	2.0825	4.5464	6.6289
115.8	8.0	175.36	742.644	2029.456	2772.1	2.0941	4.5251	6.6192
119.5	8.2	176.53	747.784	2025.416	2773.2	2.1055	4.5042	6.6097
123.1	8.5	177.67	752.822	2021.378	2774.2	2.1166	4.4839	6.6005
126.7	8.7	178.79	757.761	2017.439	2775.2	2.1275	4.4641	6.5916
130.3	9.0	179.88	762.605	2013.595	2776.2	2.1382	4.4446	6.5828
137.6	9.5	182.02	772.029	2005.971	2778	2.1588	4.4071	6.5659
144.8	10.0	184.07	781.124	1998.576	2779.7	2.1786	4.3711	6.5497
152.1	10.5	186.05	789.917	1991.383	2781.3	2.1977	4.3365	6.5342
159.3	11.0	187.96	798.43	1984.257	2782.1	2.2161	4.3033	6.5194
166.6	11.5	189.81	806.685	1977.415	2784.1	2.2338	4.2712	6.505

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA

FUENTE SPIRAX SARCO

Presion mano.		vf	vg	uf	ug
Psi	Bar	cm ³ /g	cm ³ /g	Kj / Kg	Kj / Kg
-14.6	-1.0	1	129200	29.334	2385.2
-13.2	-0.9	1.01	14670	191.822	2438
-11.8	-0.8	1.017	7649.8	251.432	2456.9
-10.3	-0.7	1.022	5229.3	289.271	2468.8
-8.9	-0.6	1.027	3993.4	317.609	2477.1
-7.4	-0.5	1.03	3240.3	340.49	2483.2
-3.8	-0.3	1.037	2217.2	384.36	2496.1
-0.2	0.0	1.043	1693.7	417.406	2506.1
0.0	0.0	1.044	1373	413.959	2506.5
3.4	0.2	1.049	1374.6	444.224	2513.4
7.1	0.5	1.053	1159	466.968	2519.5
10.7	0.7	1.057	1003.34	486.815	2524.7
14.3	1.0	1.061	885.44	504.489	2529.2
17.9	1.2	1.064	792.97	520.465	2533.2
21.6	1.5	1.068	718.44	535.077	2536.8
25.2	1.7	1.071	657.04	548.564	2540
28.8	2.0	1.073	605.56	561.107	2543
32.4	2.2	1.076	561.75	572.847	2545.7
36.1	2.5	1.079	524	583.892	2548.2
39.7	2.7	1.061	491.13	594.332	2550.6
43.3	3.0	1.084	462.22	604.237	2552.7
46.9	3.2	1.086	436.61	613.667	2554.8
50.6	3.5	1.088	413.75	622.672	2556.7
54.2	3.7	1.091	393.22	631.294	2558.5
57.8	4.0	1.093	374.68	639.569	2560.2
61.4	4.2	1.095	357.84	647.528	2561.8
65.1	4.5	1.097	342.48	655.199	2563.3
68.7	4.7	1.099	328.41	662.603	2564.8
72.3	5.0	1.101	315.47	669.762	2566.2
76.0	5.2	1.103	303.54	676.695	2567.5
79.6	5.5	1.105	292.49	683.417	2568.7
83.2	5.7	1.106	282.23	689.943	2570
86.8	6.0	1.108	272.68	696.285	2571.1
90.5	6.2	1.11	263.77	702.457	2572.2
94.1	6.5	1.112	255.43	708.467	2573.3
97.7	6.7	1.113	247.61	714.326	2574.3
101.3	7.0	1.115	240.26	720.043	2575.3
105.0	7.2	1.117	233.34	725.625	2576.2
108.6	7.5	1.118	226.81	731.08	2577.1
112.2	7.7	1.12	220.65	736.415	2578
115.8	8.0	1.121	214.81	741.635	2578.8
119.5	8.2	1.123	209.28	746.746	2579.6
123.1	8.5	1.124	204.03	751.754	2580.4
126.7	8.7	1.126	199.04	756.663	2581.1
130.3	9.0	1.127	194.29	761.478	2581.9
137.6	9.5	1.13	185.45	770.843	2583.3
144.8	10.0	1.133	177.38	779.878	2584.5
152.1	10.5	1.136	169.99	788.611	2585.8
159.3	11.0	1.139	163.2	797.064	2586.9
166.6	11.5	1.141	156.93	805.259	2588

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE ALGUNOS MATERIALES

FUENTE KREITH, F.; BOEHM, R.F.; ET. AL. "HEAT AND MASS TRANSFER"
MECHANICAL ENGINEERING HANDBOOK,

<i>Material</i>	<i>Temperature Range</i> (°C)	<i>Density</i> ρ (kg/m ³)	<i>Specific Heat</i> c_p (J/kg·K)	<i>Thermal Conductivity</i> k (W/m·K)	<i>Thermal Diffusivity</i> α (m ² /s)
Pyrolytic graphite					
⊥ to layer planes	0			10.6	
	27	2200	710	9.5	
	227			5.4	
	1027			1.9	
to layer planes	0			2230	
	27	2200	710	2000	
	227			1130	
	1027			400	
Cardboard	0-20	790		0.14	
Clay					
Fireclay	500-750			1.0	
Sandy clay	20	1780		0.9	
Coal					
Anthracite	900	≈1500		≈0.2	
Brown coal	900			≈0.1	
Bituminous in situ		≈1300		0.5-0.7	3 to 4 × 10 ⁻⁷
Concrete					
Limestone gravel	20	1850		0.6	
Portland cement	90	2300		1.7	
Sand : cement (3 : 1)	230			0.1	
Sand and gravel	20			1.8	
Slag cement	20			0.14	
Corkboard (medium ρ)	30	170		0.04	
Egg white	20				1.37 × 10 ⁻⁷
Glass					
Lead	36	3040		1.2	
Plate	20	2500		1.3	
Pyrex (borosilicate)	60-100	2210	753	1.3	7.8 × 10 ⁻⁷
Soda	20	2590		0.7	
Window	46	2490		1.3	
Glass wool	20	64-160		0.04	
Ice	0	917	2100	2.215	1.15 × 10 ⁻⁶
Ivory	80			0.5	
Kapok	30			0.035	
Lunar surface dust (high vacuum)	250	1500±300	≈600	≈0.0006	≈7 × 10 ⁻¹⁰

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AGUA

LÍQUIDO SUB ENFRIADO

PRESIÓN : 1 Bar Abs

FUENTE: VDI WÄRMEATLAS 1953

T °C	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg°C	$\mu \times 10^6$ N-s/m ²	$k \times 10^7$ kW/m°C	$\beta \times 10^3$ 1/°C	Pr --
0	999.67	4.217823	1791.675	5.52430	-0.070	13.6795
1	999.92	4.214055	1730.874	5.55251	-0.050	13.1364
2	999.97	4.210914	1674.485	5.58013	-0.031	12.6361
3	999.99	4.207984	1621.039	5.60746	-0.012	12.1647
4	1000.00	4.205262	1569.064	5.63456	0.002	11.7105
5	999.99	4.202541	1521.502	5.66101	0.019	11.2951
6	999.97	4.200238	1473.939	5.68712	0.033	10.8858
7	999.93	4.197935	1428.829	5.71213	0.048	10.5007
8	999.88	4.195884	1384.699	5.73551	0.061	10.1299
9	999.81	4.193958	1343.511	5.75807	0.075	9.7856
10	999.73	4.192283	1307.226	5.78017	0.088	9.4812
12	999.52	4.189227	1227.793	5.82320	0.113	8.8328
14	999.27	4.186714	1165.030	5.86431	0.136	8.3175
16	998.97	4.184663	1107.171	5.90385	0.160	7.8477
18	998.62	4.183072	1053.234	5.94182	0.183	7.4148
20	998.23	4.181816	1002.240	5.97788	0.206	7.0112
22	997.79	4.180769	955.168	6.01280	0.228	6.6414
24	997.33	4.180036	909.076	6.04665	0.248	6.2844
26	996.81	4.179387	867.889	6.07957	0.266	5.9663
28	996.26	4.178801	830.623	6.11065	0.284	5.6803
30	995.67	4.178466	797.281	6.14070	0.303	5.4251
32	995.05	4.178152	764.919	6.17006	0.320	5.1798
34	994.40	4.178048	735.499	6.19850	0.336	4.9576
36	993.72	4.178048	707.059	6.22621	0.354	4.7447
38	992.99	4.178152	679.601	6.25338	0.370	4.5407
40	992.24	4.178466	653.123	6.28026	0.385	4.3454
42	991.46	4.178676	629.587	6.30846	0.401	4.1703
44	990.66	4.178969	607.032	6.33521	0.416	4.0042
46	989.82	4.179408	586.438	6.36080	0.432	3.8532
48	988.96	4.179932	566.334	6.38493	0.445	3.7075
50	988.04	4.180560	547.917	6.40819	0.457	3.5745
55	985.70	4.182234	505.042	6.46221	0.490	3.2685
60	983.19	4.184328	466.797	6.51286	0.523	2.9990
65	980.60	4.186631	433.454	6.56072	0.554	2.7660
70	977.80	4.189771	403.889	6.60590	0.585	2.5617
75	974.80	4.192702	377.556	6.64806	0.614	2.3811
80	971.80	4.196470	354.861	6.68731	0.643	2.2269
85	968.60	4.200447	333.426	6.72366	0.671	2.0830
90	965.30	4.205262	314.634	6.75709	0.698	1.9581
95	961.90	4.210433	296.651	6.78751	0.725	1.8402
100	958.40	4.216148	282.432	6.81525	0.752	1.7472

TABLAS DE CALOR ESPECÍFICO DEL AGUA

Temperatura °C	Calor específico kJ / (K·kg)	Calor específico kcal / (K·kg)	Temperatura °C	Calor específico kJ / (K·kg)	Calor específico kcal / (K·kg)
0 (hielo)	1,960	0,468	50	4,181	0,999
0	4,217	1,008	51	4,181	0,999
1	4,213	1,007	52	4,182	1,000
2	4,210	1,006	53	4,182	1,000
3	4,207	1,005	54	4,182	1,000
4	4,205	1,005	55	4,183	1,000
5	4,202	1,004	56	4,183	1,000
6	4,200	1,004	57	4,183	1,000
7	4,198	1,003	58	4,184	1,000
8	4,196	1,003	59	4,184	1,000
9	4,194	1,002	60	4,185	1,000
10	4,192	1,002	61	4,185	1,000
11	4,191	1,002	62	4,186	1,000
12	4,189	1,001	63	4,186	1,000
13	4,188	1,001	64	4,187	1,001
14	4,187	1,001	65	4,187	1,001
15	4,186	1,000	66	4,188	1,001
16	4,185	1,000	67	4,188	1,001
17	4,184	1,000	68	4,189	1,001
18	4,183	1,000	69	4,189	1,001
19	4,182	1,000	70	4,190	1,001
20	4,182	1,000	71	4,190	1,001
21	4,181	0,999	72	4,191	1,002
22	4,181	0,999	73	4,192	1,002
23	4,180	0,999	74	4,192	1,002
24	4,180	0,999	75	4,193	1,002
25	4,180	0,999	76	4,194	1,002
26	4,179	0,999	77	4,194	1,002
27	4,179	0,999	78	4,195	1,003
28	4,179	0,999	79	4,196	1,003
29	4,179	0,999	80	4,196	1,003
30	4,178	0,999	81	4,197	1,003
31	4,178	0,999	82	4,198	1,003
32	4,178	0,999	83	4,199	1,004
33	4,178	0,999	84	4,200	1,004
34	4,178	0,999	85	4,200	1,004
35	4,178	0,999	86	4,201	1,004
36	4,178	0,999	87	4,202	1,004
37	4,178	0,999	88	4,203	1,005
38	4,178	0,999	89	4,204	1,005
39	4,179	0,999	90	4,205	1,005
40	4,179	0,999	91	4,206	1,005
41	4,179	0,999	92	4,207	1,005
42	4,179	0,999	93	4,208	1,006
43	4,179	0,999	94	4,209	1,006
44	4,179	0,999	95	4,210	1,006
45	4,180	0,999	96	4,211	1,006
46	4,180	0,999	97	4,212	1,007
47	4,180	0,999	98	4,213	1,007
48	4,180	0,999	99	4,214	1,007
49	4,181	0,999	100	4,216	1,008
			100 (gas)	2,089	0,497

ANEXO C

CERTIFICADO CALOR ESPECÍFICO UNI





UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 FACULTAD DE CIENCIAS
 LABORATORIO N° 12
 ANÁLISIS QUÍMICO, CONSULTORIA E INVESTIGACION

INFORME TÉCNICO N° 0645 - 11 - LAB. 12

1. DATOS DEL SOLICITANTE
 - 1.1 NOMBRE DEL SOLICITANTE : PESQUERA DIAMANTE S.A.
 - 1.2 R.U.C. : 20150473148
2. FECHA DE EMISION : 20/06/2011
3. ANÁLISIS SOLICITADO : CALOR ESPECÍFICO DE HARINA DE PESCADO
4. DATOS REFERENCIALES DE LA MUESTRA
 - 4.1 IDENTIFICACION DE LAS MUESTRAS : 02 MUESTRAS SÓLIDAS DE HARINA DE PESCADO IDENTIFICADAS POR EL SOLICITANTE COMO "MUESTRA M1" Y "MUESTRA M2"
5. LUGAR DE RECEPCIÓN DE LA MUESTRA: LABORATORIO N° 12 - FACULTAD DE CIENCIAS
6. CONDICIONES AMBIENTALES : Temperatura: 20 °C; Humedad relativa: 68 %
7. RESULTADOS

ANÁLISIS	MUESTRA M1	MUESTRA M2
Humedad, %	8.59	8.43
Grasa, %	8.39	8.28
Sólidos, %	83.02	83.29
Calor específico, kcal/Kg.°C	0.377	0.376

8. VALIDEZ DEL INFORME TÉCNICO
 El Informe técnico es válido solo para la muestra y las condiciones indicadas en el ítem uno (1) y cuatro (4) del presente informe técnico.

M.Sc. Otilia Adra de la Cruz
 Responsable del análisis
 CCP N° 202

El Laboratorio no se responsabiliza del muestreo ni de la procedencia de la muestra.