

### CAPITULO III

#### Breve descripción del proceso de la Planta, y su demanda de energía.

El proceso se realiza en una planta industrial existente en la Provincia de Buenos Aires, Argentina, que fue puesta en servicio recientemente. Es una planta nueva, moderna y bien construida.

#### III.1) Breve descripción del proceso.

La producción de la Planta, malta cervecera a partir de granos de cebada, es del orden de las 250 Ton/día pudiendo llegar a 350 Ton/día, y se realiza en batches en los procesos de remojo, germinación (que se procesan en varias unidades), y el secado, que se procesa en una única unidad. Una ampliación prevista que implica una segunda línea de secado duplicará la capacidad de producción de la Planta.

##### a) Recepción y almacenamiento de la materia prima.

La materia prima, grano de cebada, es recibida en camiones y almacenada en silos en espera de su procesamiento.

##### b) Proceso de remojo.

Se realiza en tanques metálicos (acero inoxidable), en los que se carga una cantidad predeterminada de materia prima y agua, se lava con agua y aire impulsado por compresores a lóbulos (Roots). El remojo se realiza alternando ciclos de carga y descarga de agua, aireación, y evacuación de dióxido de carbono.

##### c) Germinación de la cebada.

La cebada remojada es transportada y cargada a las cajas de germinación. El manto es removido para evitar la aglomeración producida por la germinación, mientras es irrigado con solución de nutrientes, y se hace circular aire enfriado por el mismo en cantidades, tiempos y condiciones de procesos específicos y programados.

Existe un sistema de agua enfriada a 4°C por chillers a compresión tipo tornillo, con una capacidad instalada del orden de los 1500 TR (5.27 MW).

##### d) Secado de la malta verde.

El producto que se obtiene del proceso de germinación se denomina malta verde y es secado en un secador cilíndrico vertical de 33 m de diámetro, en el que la humedad inicial de la carga, del 43 % se reduce al 4% en un ciclo de secado de 18 a 20 horas. El manto de producto, de 80 cm de espesor, es atravesado por una corriente de aire caliente de 800 a 1,300 Ton/hora, que es tomado del ambiente exterior y calentado en forma indirecta hasta una temperatura programada no mayor de 85°C, a través de equipo que denominaremos "CAAE" (calentador de aire de

alta eficiencia). El calor se obtiene de los gases de combustión de 4 quemadores de gas natural, y es transferido al aire mediante un intercambiador de superficie.

El batch nominal del proceso de secado es de 300 Ton, y se cumple en 1 día, siendo su duración de unas 20/24 horas aproximadas que incluyen la carga, el ciclo de secado, enfriamiento, y la descarga. La planta opera 350 días por año.

El producto seco, posterior a un tratamiento final, es enviado a los silos de malta, como producto terminado.

### **III.2) Información necesaria para el estudio**

La implementación de un sistema de cogeneración en una planta existente implica la modificación de su sistema de provisión de energía (fundamentalmente electricidad y calor) y en algunos casos accionamientos especiales, frío, gases comprimidos, etc. Esta modificación debe asegurar el suministro adecuado de las formas de energía demandadas por la Planta desde el punto de vista cuali y cuantitativo, incluyendo las utilizaciones previsibles por la existencia de planes de aumento de la producción, ampliaciones de capacidad, modernización o actualización tecnológica, etc.

El conocimiento de los aspectos cualitativos y cuantitativos de las formas de energía relevantes que la planta demanda (y las que demandará en el futuro) constituye el punto de partida del estudio de la viabilidad de implementación un sistema de cogeneración, y sus características específicas.

Los proyectos de cogeneración son fuertemente específicos y su elaboración es generalmente progresiva. Ciertos detalles que en un primer reconocimiento parecen no ser de relevancia pueden definir aspectos básicos del proyecto. Las soluciones más adecuadas para dos plantas que cumplen el mismo proceso productivo pueden diferir si difieren en su *layout*, tipo de combustible disponible, costos de los vectores energéticos importados, etc. La aplicación de "recetas" puede resolver problemas, pero alejado del concepto de excelencia que debe caracterizar un trabajo de Ingeniería.

### **III.3) Requerimientos energéticos de la Planta.**

Para la operación del proceso que cumple la Planta se requieren:

**Energía eléctrica** para iluminación y accionamientos. Estos incluyen bombas hidráulicas, compresores, compresores de frío, ventiladores, sistemas de transporte y movimiento de materiales, y sistemas menores (mediciones, instrumentación y control, informática, comunicaciones, etc.).

**Calor**, para el proceso de secado de la malta, que se genera por combustión de gas natural. Otras demandas de calor como ser las de climatización en oficinas, etc. se consideran no relevantes.

**Frío**, para la regulación de los parámetros térmicos en los procesos de remojo y germinación. Se genera por compresión en equipos existentes a tornillo de elevada eficiencia.

### **III.3.1) DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA**

La Planta no genera energía eléctrica ni mecánica para sus procesos. Importa electricidad en MT (13.2 kV) del sistema nacional a través de la Cooperativa Local, reduciéndola a BT (3 x 380 V, 50 Hz), en una subestación de transformación, con 2 módulos de 2 MW de capacidad cada uno, existiendo un sobredimensionamiento con relación a la carga actual (aprox. 2000 a 2500 kW promedio a producción nominal), que permite afrontar mayores demandas circunstanciales o algunas expansiones.

El consumo específico de energía eléctrica previsto del proceso es de 172 kWh/Ton de malta. Pero los consumos diarios y mensuales son mayores en las épocas cálidas debido al efecto combinado de un incremento de la producción de malta cuya demanda crece, y de la carga de frío para el proceso de germinación. Los datos de estos consumos han sido determinados con una frecuencia horaria y para 1 año, a partir de un programa de simulación de la Planta.

La conclusión que se obtiene de la lectura de la información suministrada por un programa de simulación de la operación de la planta, perteneciente al personal técnico de la misma, es que la carga eléctrica está fuertemente influenciada por la época del año, con consumos diarios del orden de 35 MWh/día en el periodo Otoño - Invierno, que se incrementan a cerca de 55 MWh/día en el periodo Primavera - Verano.

Se supone que una vez estabilizada y optimizada la operación de la planta, la producción podrá ser incrementada con un leve incremento de los consumos que

llegarían a 38 MWh/día en el período Otoño - Invierno y 58 MWh/día en el período Primavera - Verano, con un promedio anual de 48 MWh/día, o 2 MW.

Los valores de las cargas obtenidas por el programa de simulación evidencian una variación típica de la carga eléctrica durante las horas del día, y entre los días de baja y elevada carga del año, habiéndose comprobado una razonable coincidencia entre los valores pronosticados y las mediciones realizadas.

En consecuencia, se considera posible adoptar las cifras dadas en las planillas de la simulación anual, como valores orientativos de:

- a) Los consumos mensuales medios, de 1140 MWh/mes y 1740 MWh/mes
- b) El consumo anual, de 16,800 MWh/año, para 350 días de operación por año.
- d) La carga máxima de la Planta, del orden de 3500 kW
- c) Las variaciones de la carga durante las horas del día

El consumo anual medio se utiliza para la determinación del costo del suministro eléctrico en los cálculos económicos, mientras que la máxima tiene relación con la capacidad de producción eléctrica del sistema de cogeneración en el caso de operar como sistema aislado, o sea sin capacidad de intercambiar energía con la red del servicio público.

Para el presente caso, se ha decidido mantener la interconexión, lo que permite recibir faltantes de energía con relación a la generación eléctrica del sistema de cogeneración en caso de que los hubiera, recibir energía back-up en los casos de fallas del sistema de cogeneración, y absorber excedentes de generación que pudieran existir. Esta interconexión flexibiliza el sistema de cogeneración por lo que el equilibrio entre generación y demanda eléctrica deja de ser una preocupación para pasar a ser uno más de los factores de proyecto relativamente poco condicionados.

Se ha considerado de interés la utilización de los excedentes de generación eléctrica en alguna otra planta industrial del Grupo Empresario, que tiene varias plantas remotas de elaboración de cerveza que importan energía eléctrica a costos similares a los que actualmente afronta la planta de producción de malta. A pesar de que el transporte de energía de una planta a otra mediante la

utilización de la red SADI (Sistema Argentino de Interconexión) y las redes de distribución es permitida por la ley 24065 (Marco Regulatorio Eléctrico), el pago de los peajes a los propietarios de las redes de transporte y distribución reduce el beneficio de la utilización de energía cogenerada, de costo inferior al del suministro eléctrico convencional.

El costo monómico promedio de la energía eléctrica comprada a la Cooperativa local de distribución eléctrica es de 58.94 \$/MWh, mientras que el costo marginal del Sistema Eléctrico Nacional en períodos de baja demanda llega a ser inferior a 25 \$/MWh.

### **III.3.2) DEMANDA DE CALOR DE LA PLANTA**

Actualmente el gas natural distribuido es el único combustible utilizado, aunque existe la idea de agregar LPG (gas licuado de petróleo, o propano/butano), como combustible alternativo almacenable para su uso en períodos de restricción del suministro de gas natural a las industrias, para lo que se instalaría un tanque de almacenaje de 90 m<sup>3</sup>.

El LPG es un combustible considerablemente mas costoso que el gas natural distribuido, pero se trata de un combustible limpio, que puede ser utilizado realizando modificaciones mínimas de los quemadores existentes para compensar la diferencia entre los índices de Wöbbe de ambos combustibles. [Fushimi, A.(3) 1984]

De acuerdo a la información recibida del personal técnico de la planta, el consumo mensual de gas natural registrado es del orden de los 500,000 m<sup>3</sup>/mes, y las variaciones estacionales son escasas.

Según una información recibida posteriormente, el consumo total anual de gas natural de la Planta, es de 6,285,456 m<sup>3</sup>, que coincide razonablemente con los datos registrados (reales).

El combustible es utilizado solo para el calentamiento de aire de secado en el proceso productivo. No existe otro uso adicional de combustibles en el proceso productivo, por lo que las variaciones de la demanda, a ser estudiada en detalle, dependerán de las características técnicas y operativas del mencionado equipo.

El costo tarifa industrial del gas natural (suministro ininterrumpible) es de 0.7285 \$/m<sup>3</sup>, para un contenido energético de 9300 kcal/m<sup>3</sup> (38.93 MJ/m<sup>3</sup>, o 10.81 kWh/m<sup>3</sup>) de poder calorífico superior, o 8400 kcal/m<sup>3</sup> (35.16 MJ/m<sup>3</sup>, o 9.767 kWh/m<sup>3</sup>) de poder calorífico inferior (PCI).

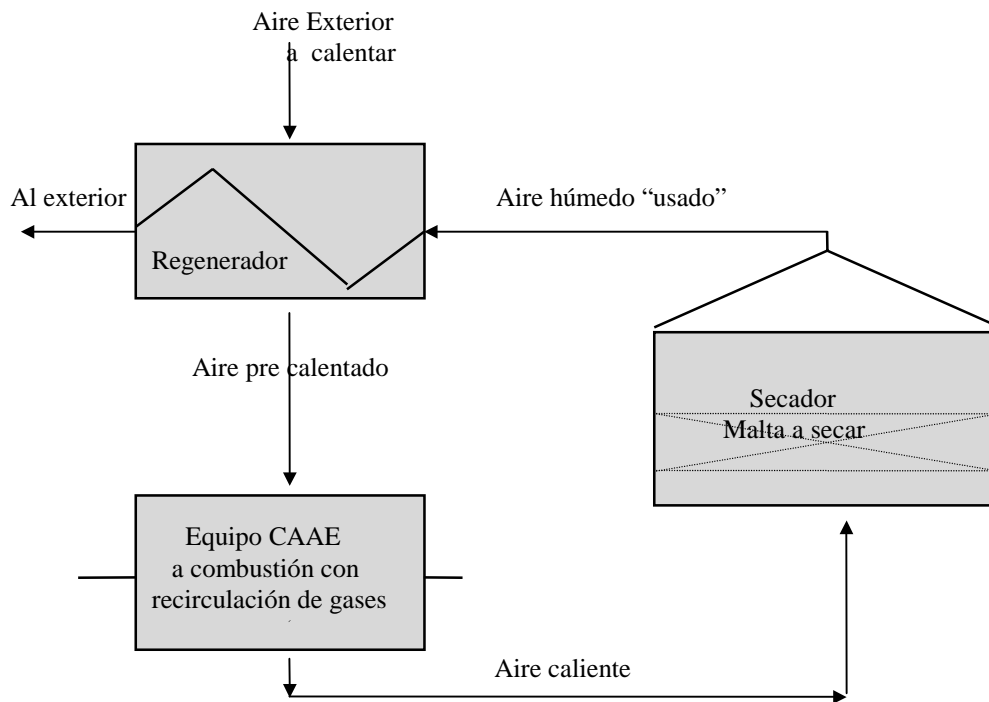
**III.3.2.1) El calentador indirecto del aire de secado.**

Figura III.1: Esquema del secador de malta.

El secado de la malta se realiza en un secador cilíndrico en el que se carga un batch de secado del orden de 300 Ton, en un manto de 80 cm de altura, el que es atravesado por una corriente de aire "once through" tomado del exterior y calentado a una temperatura no mayor de 85°C.

Un programador controla el caudal de aire actuando sobre la velocidad de los motores de los ventiladores impulsores, y la temperatura de entrada del aire actuando sobre los quemadores del equipo calentador indirecto gases de combustión/aire (CAAЕ). La humedad del producto se debe reducir al final del ciclo de secado al 4%.

El consumo específico nominal de calor del proceso, es de 450,000 kcal/Ton de malta (523.26 kWh/Ton), por lo que para un batch de 300 Ton la demanda de calor es de

$$450,000 \times 300 = 1.35 \times 10^8 \text{ kcal/Batch}$$

$$156.98 \text{ MWh/Batch}$$

Este valor es reducido y poco dependiente de las condiciones ambientales, debido a que, por un lado en épocas calurosas se requiere menor carga de calefacción lo que es en cierto modo compensado por el incremento de la producción de malta, y por el otro debido a que el

aire que ingresa al calentador es precalentado en un regenerador de superficie, mediante parte de la entalpía sensible y latente del aire que ha sido utilizado en el secador y debe ser evacuado del sistema. Este regenerador consiste en una batería de tubos de vidrio de 14,140 m<sup>2</sup> de superficie de transferencia. Sus dimensiones geométricas son:

longitud:	23.90 m
ancho:	3.10 m
altura:	8.40 m

Todo el equipo de toma, calentamiento e impulsión del aire de secado se encuentra ubicado en un edificio de unos 15 x 30 m de planta y 30 m de altura. El aire es tomado de la parte superior del mismo, precalentado en el regenerador y posteriormente en el equipo CAAE hasta la temperatura controlada por el programador del proceso, y posteriormente impulsada por dos ventiladores centrífugos accionados por motores de velocidad variable, controlados por el controlador de caudal, al secador de malta. A la salida del mismo, el aire es devuelto a la atmósfera previo paso por el regenerador como fluido caliente.

El calentador de aire (CAAE) es un equipo altamente elaborado, de elevada calidad tanto tecnológica como de ejecución, que deja muy poco o ningún espacio práctico para la introducción de mejoras al balance entálpico.

Sin embargo el aprovechamiento exergético del combustible en este equipo (referido a la cantidad de trabajo obtenido), es nulo, existiendo la posibilidad de reducir la degradación que produce de la energía, mediante la implementación de un sistema de cogeneración por topping.

El calentador de aire de elevada eficiencia (CAAE) se trata de un calentador indirecto con superficies de intercambio de acero inoxidable en las zonas de alta temperatura de los gases de combustión (700 a 200°C), y de vidrio en las zonas en las que la temperatura de los gases es inferior a unos 200°C, hasta la de salida al ventilador de recirculación de gases

Este sistema de recirculación de gases permite mantener una depresión en el lado de los gases de combustión, a la vez que asegura una adecuada velocidad de circulación para la transferencia de la cantidad de calor liberada por la combustión. Para las temperaturas que se mantienen en este equipo, la producción de los NOx es virtualmente nula.

Puesto que no existen elementos que permitan controlar el caudal del flujo de gases en circulación, el caudal (gases de combustión + gases de combustión recirculados)

será considerado constante. El caudal gravimétrico de gases producido por los quemadores será igual al saliente por las chimeneas.

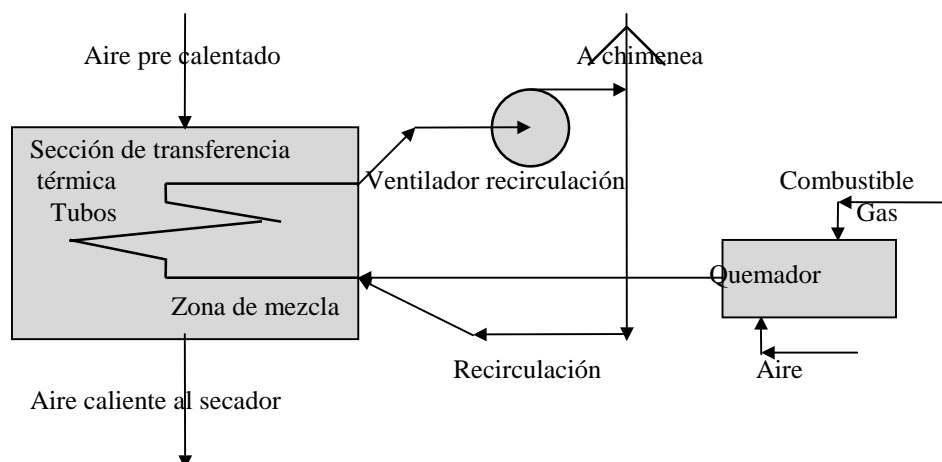


Figura III.2 Esquema del equipo CAAE

El equipo es de procedencia suiza, y los detalles técnicos son considerados confidenciales.

### III.3.2.2) Cuantificación de la demanda de calor

Si bien se conoce el consumo nominal de combustible de la batería de 4 quemadores, de  $4 \times 3850 = 15,400 \text{ kW} = 13.244 \times 10^6 \text{ kcal/hora} = 55.44 \times 10^6 \text{ kJ/h} = 1600 \text{ m}^3/\text{hora}$  de gas natural de aprox.  $8400 \text{ kcal/m}^3$  de PCI ( $35.16 \text{ kJ/m}^3$ ,  $0.767 \text{ kWh/m}^3$ ), el consumo real dependerá de las condiciones de operación, que involucran a:

- Temperatura y humedad ambiente, como condiciones iniciales del calentamiento.
- Caudal de aire a calentar, según el programa de secado.
- Temperatura final del calentamiento del aire, según el programa de secado.
- Temperatura y humedad de salida del aire de secado, con la que ingresa al regenerador.
- Características del regenerador.

En consecuencia, la determinación por cálculos de la demanda térmica del equipo deberá ser hecho utilizando procedimientos que por su naturaleza son no exactos (cálculos de transferencia térmica), en función de variables aleatorias (factores climáticos) y de proceso (cantidad de malta a secar por batch y variables



programadas) y por integración a lo largo del tiempo de secado (también variable).

Se analizaron varios grupos de datos existentes de mediciones realizadas de los que se consideraron de interés los dos siguientes:

- 1) Mediciones de consumo de combustible del CAAE.
- 2) Medición de parámetros para la verificación del balance entálpico de la transferencia térmica.

**1) Mediciones de consumo de combustible del CAAE.**

El personal técnico de la planta realizó mediciones de caudales de consumo de gas natural del equipo CAAE en intervalos de 1 hora, siendo los resultados:

Hora	medición 1	Acumulado	Medición 2	Acumulado
	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup>
1	1057	1057	822	822
2	1107	2164	918	1740
3	1062	3226	1011	2751
4	1098	4324	1179	3930
5	1260	5584	1068	4998
6	1175	6759	1019	6017
7	1009	7768	1141	7158
8	1265	9033	979	8137
9	1152	10185	1181	9318
10	939	11124	912	10230
11	864	11988	1184	11414
12	1072	13060	824	12238
13	797	13857	1058	13296
14	953	14810	939	14235
15	1508	16318	897	15132
16	809	17127	739	15871
17	584	17711	630	16501
18	199	17910	589	17090

Tabla III.1: Mediciones de consumo de gas del equipo CAAE

Las mediciones se realizaron mediante el caudalímetro totalizador instalado en la planta de medición en el ingreso de la cañería de gas a la Planta.

El gráfico de caudales resultante es el mostrado en la Figura III.3 en el que la lectura es dificultada por la acción de la regulación de los quemadores.

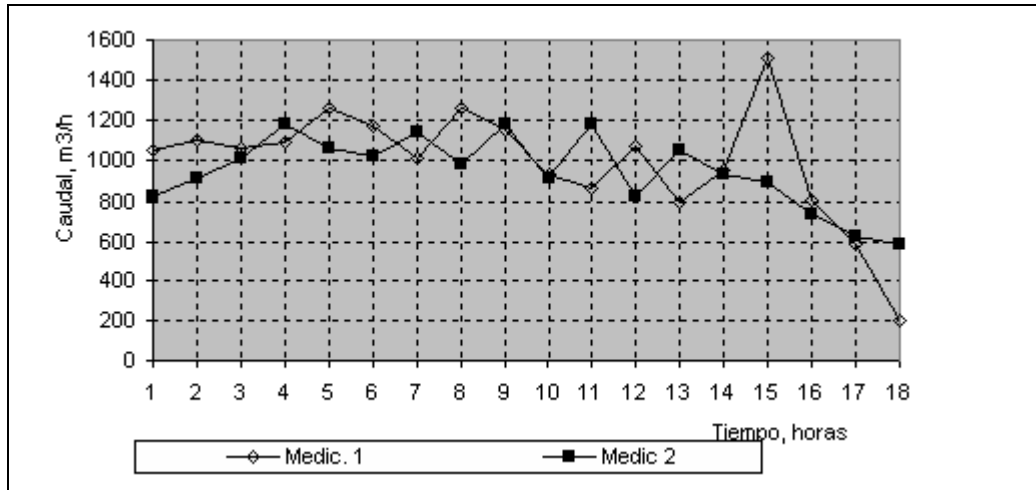


Figura III.3: Caudales instantáneos de consumo de combustible del CAEE

gráfico de los caudales integrados, o consumos de gas en m<sup>3</sup> (Figura III.4) permite visualizar el caudal como la pendiente de las curvas, y el consumo total en un ciclo de secado.

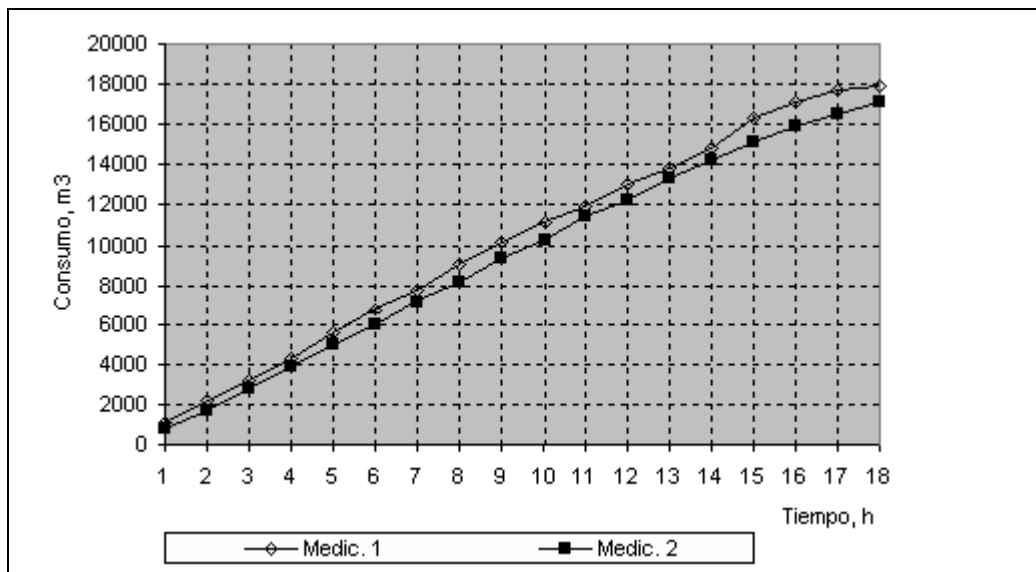


Figura III.4: Caudales integrados de consumo de gas natural del CAEE.

El caudal de consumo de gas aumenta hasta alcanzar un valor del orden de 1100 m<sup>3</sup>/h, manteniéndose constante durante unas 15 horas, para reducirse posteriormente. Los consumos de gas del ciclo de secado fueron de 17910 y 17090 m<sup>3</sup> para las dos mediciones.

## 2) Medición de parámetros para el balance entálpico del equipo CAAE.

Las mediciones fueron realizadas en intervalos horarios, en varias corridas diarias de ciclos de secado, e incluyen los parámetros necesarios para el balance entálpico.

De todos estos parámetros, la temperatura de los gases en la cámara de combustión  $t_{ge}$  resulta imprecisa debido a que aquí se produce la mezcla entre los gases de recirculación, y los gases a mayor temperatura provenientes del quemador. Es evidente pues que el valor medido dependerá de la posición del sensor de temperatura, (en este caso una termo-resistencia Pt 100), y las condiciones operativas del equipo. En consecuencia, corresponde desestimar el valor medido, y determinar la temperatura "de entrada" de los gases a la sección de transferencia térmica del CAAE mediante el balance entálpico.

Mediciones de la corrida aceptada como representativa

Hora	$\dot{m}_a^{CAA E}$	$t_{ae}^{CAA E}$	$t_{as}^{CAA E}$	$t_{ge}^{CAA E}$	$t_{gs}^{CAA E}$
	kg/h	°C	°C	°C	°C
1	862260	22	29	400 *	30
2	1041900	22	46	380 *	42
3	1165730	24	53	390 *	48
4	1199430	24	55	350 *	44
5	1205380	24	55	360 *	46
6	1203310	25	60	410 *	50
7	1203225	25	60	420 *	54
8	1195345	26	60	400 *	52
9	1177625	26	60	380 *	50
10	1130360	26	60	400 *	50
11	1087035	26	60	360 *	50
12	1043715	26	60	360 *	50
13	1031900	26	60	380 *	50
14	999015	27	62	340 *	54
15	955395	37	69	400 *	64
16	925805	45	75	400 *	68
17	890445	53	82	420 *	78
18	864540	58	85	400 *	80
19	855345	65	85	400 *	86
20	831870	71	85	380 *	88

\*:valores medidos descartados por no ser representativos.

Tabla III.2: Parámetros del ciclo típico del equipo CAAE.

Los valores descartados (temperatura de entrada de gases a la sección de transferencia térmica del CAAE), fueron reemplazados por los resultantes del balance entálpico como se explica en (c) mas adelante.

De las mediciones realizadas, se adoptó la considerada mas representativa de una corrida típica del proceso, y son las dadas en la tabla anterior. A partir de éstas se han confeccionado los gráficos y obtenido las conclusiones que se reseñan abajo.

a) **Temperaturas del aire de secado y gases de combustión.**  
 En la Figura III.5 se han graficado las temperaturas de entrada y salida del aire de secado y la temperatura de salida de los gases de combustión a la chimenea del equipo CAAE. (valores medidos).

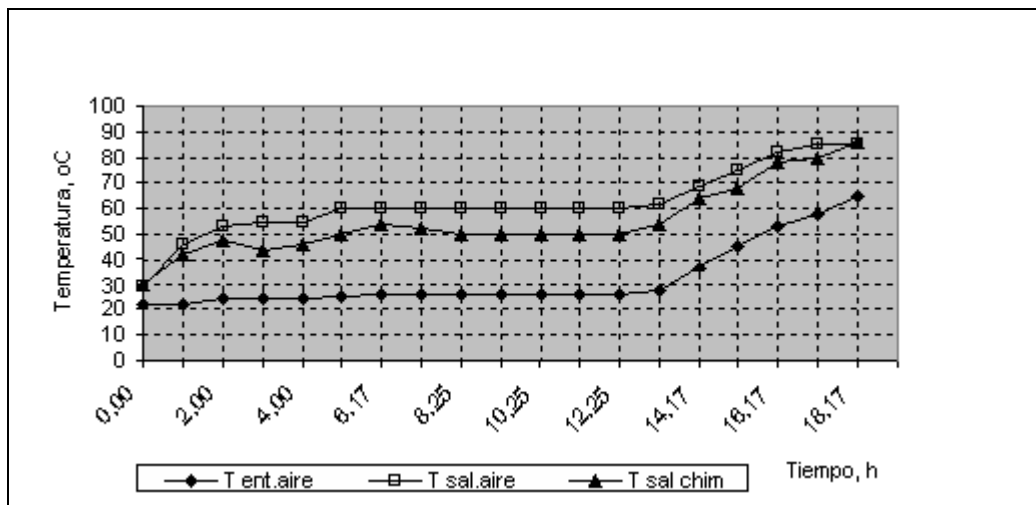


Figura III.5: Temperaturas medidas de entrada y salida de aire, y salida de gases.

b) **Caudal de aire y transferencia térmica (duty).**

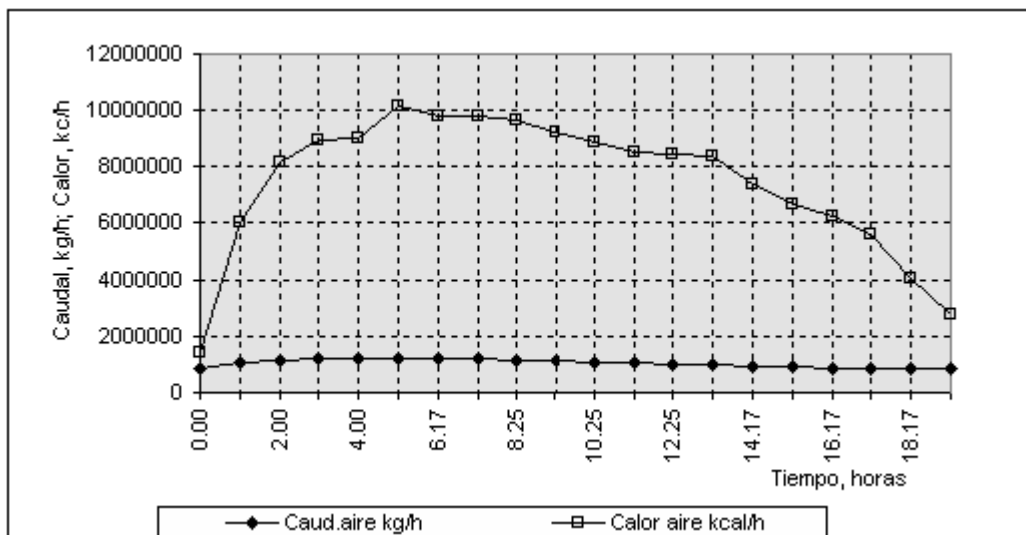


Figura III.6: Caudal y demanda calórica del aire de secado.

En la Figura III.6 se ha graficado el caudal de aire de secado y la cantidad de calor intercambiado (duty)

calculado como el calor recibido por el fluido frío (aire) en función del caudal y las diferencias de temperaturas, y adoptando un calor específico medio de  $0.24 \text{ kcal/kg/}^\circ\text{C}$ . ( $1.005 \text{ kJ/kg/}^\circ\text{C}$ ).

**c) Temperatura de los gases a la entrada al CAAE.**

La temperatura de entrada de los gases a la sección de transferencia térmica del CAAE fue calculada según el siguiente procedimiento:

- 1) Se determinó la entalpía de los gases de combustión a la salida de la sección de transferencia térmica hacia la chimenea, en función de la temperatura medida, para una relación A/C gravimétrica = 17 mediante la ecuación de regresión de valores obtenidos con el programa "Gas1" confeccionado por el autor usando las correlaciones publicadas [Wilson, 1984].
- 2) A partir de la demanda de calor del aire, se calculó la variación de entalpía de los gases para suplir la mencionada demanda. El caudal de gases fue adoptado como el caudal de los 4 ventiladores de recirculación de gases, cuyo caudal se consideró constante.
- 3) La entalpía inicial de los gases de combustión, debe ser la suma de la variación de entalpía, y la entalpía residual de los gases que se exhaustan por la chimenea.
- 4) Con la entalpía de los gases y su composición se determinó su temperatura mediante una correlación obtenida por regresión de valores del programa "Gas1"

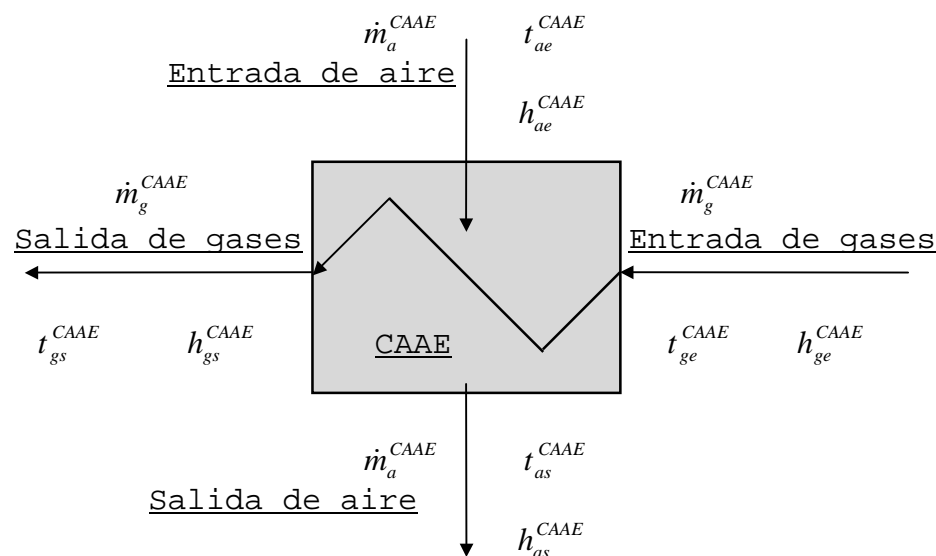


Figura III.7: Parámetros del balance entálpico del CAAE

Las ecuaciones utilizadas son las siguientes:

El calor recibido por el aire en el CAAE es:

$$(h_{as}^{CAA E} - h_{ae}^{CAA E}) \cdot \dot{m}_a^{CAA E} = 0.24 \cdot \dot{m}_a^{CAA E} \cdot (t_{as}^{CAA E} - t_{ae}^{CAA E}) = \dot{Q}_a^{CAA E} \quad [III.1]$$

La entalpía específica de los gases a la salida de los mismos a la chimenea se calculó en función de las temperaturas medidas mediante la correlación, obtenida por regresión de las tablas de [Keenan et al, 1980], en el rango de temperaturas de aplicación para el caso.

$$h_{gs}^{CAA E} = 1.59 \cdot 10^{-5} \cdot (t_{gs}^{CAA E})^2 + 0.242978 \cdot t_{gs}^{CAA E} \quad [III.2]$$

La entalpía específica de los gases a la entrada a la sección de transferencia térmica del CAAE será:

$$h_{ge}^{CAA E} = h_{gs}^{CAA E} + \frac{\dot{Q}_a^{CAA E}}{\dot{m}_g^{CAA E}} \quad [III.3]$$

La correlación entalpía-temperatura de los gases de combustión del equipo, con un exceso de aire del 20%, en el rango de temperaturas de esta corriente es, según la correlación, obtenida por regresión de las tablas de [Keenan et al, 1980], en el rango de temperaturas de aplicación para el caso:

$$h_{ge}^{CAA E} = 3.41 \cdot 10^{-5} \cdot (t_{ge}^{CAA E})^2 + 0.248358 \cdot t_{ge}^{CAA E} + 1 \cdot 10^{-14} \quad [III.4]$$

de donde puede despejarse la temperatura de entrada de los gases al CAAE.

Los valores calculados de temperatura de entrada al CAAE se dan en el gráfico siguiente.

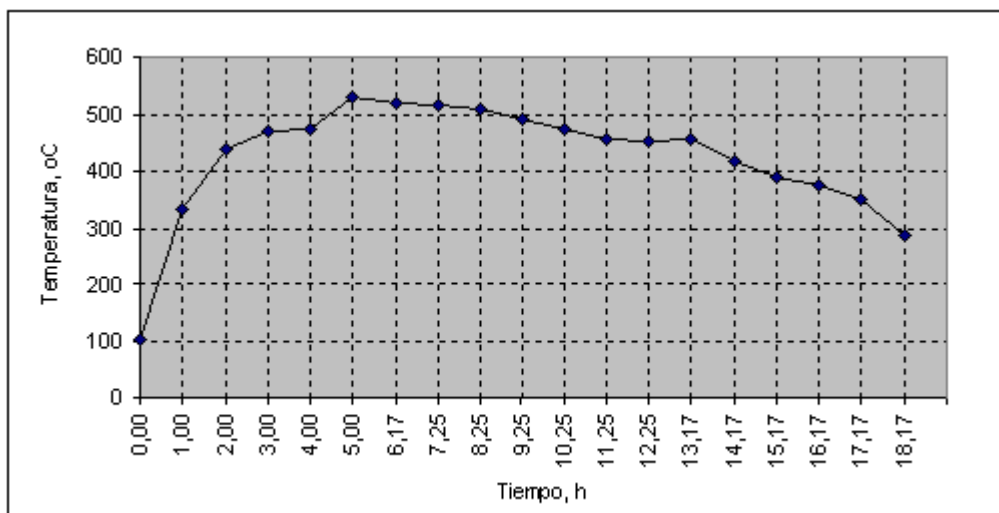


Figura III.8: Temperatura de entrada de gases al CAAE

La mayor temperatura de los gases antes de comenzar la transferencia térmica encontrada en este caso de 540°C, bastante menor que el valor máximo del equipo, de 700°C.

#### d) Poder calorífico "efectivo" del combustible

El poder calorífico del gas natural a los fines tarifarios es:

$$\begin{aligned} \text{PCS} &= 9300 \text{ Kcal/m}^3 \quad (38.93 \text{ MJ/m}^3 = 10.81 \text{ kWh/m}^3) \\ \text{PCI} &= 8400 \text{ Kcal/m}^3 \quad (35.16 \text{ MJ/m}^3 = 9.767 \text{ kWh/m}^3) \end{aligned}$$

Puesto que el equipo enfría los gases hasta una temperatura de unos 45 a 85°C, se produce una condensación parcial del vapor de agua de los gases de combustión, por lo que el poder calorífico que debe asignarse a esta aplicación, estará comprendida entre el PCI y el PCS.

La cantidad total de calor demandado por el aire en el ciclo típico de secado resultó de:

$$1.49 \times 10^8 \text{ kcal} \quad (6.24 \times 10^8 \text{ kJ} = 173.3 \text{ MWh})$$

y el caudal de gas natural de 9300 kcal/m<sup>3</sup> (38.93 MJ/m<sup>3</sup>) que típicamente consume el ciclo es de 17100 m<sup>3</sup>

El valor efectivo del poder calorífico del combustible se definirá como la relación entre la demanda térmica del aire en el CAAE, y el caudal de consumo de gas natural de 9300 kcal/m<sup>3</sup> (38.93 MJ/m<sup>3</sup>) ambos integrados a lo largo del ciclo completo de secado.

Puesto que ambos factores son reales (medidos), al utilizar el poder calorífico efectivo, la consideración del rendimiento térmico del CAAE ha quedado incluido.

Su valor resulta de 8731 kcal/m<sup>3</sup> (36.55 MJ/m<sup>3</sup> = 10.15 kWh/m<sup>3</sup>), considerándose aceptable adoptar el valor 8700 kcal/m<sup>3</sup> (36.42 MJ/m<sup>3</sup> = 10.12 kWh/m<sup>3</sup>) como "poder calorífico efectivo" del combustible para fines prácticos. O sea para correlacionar la demanda térmica del calentamiento del aire de secado en un ciclo con la cantidad necesaria de combustible en el equipo existente.

Las demandas de calor y temperaturas de entrada de los gases calientes al equipo CAAE mostradas en las figuras III.6 y III.7 a lo largo del período de secado, se adoptan como representativas de un proceso promedio que se repite diariamente durante todo el año. Esta hipótesis simplificativa se basa en la observación de que los consumos de combustible del equipo no varían significativamente de una estación a otra del año.

### **III.3.2.3) Conclusiones. Caso 1 secador.**

El análisis precedente permite concluir que es admisible adoptar la demanda calórica del aire de secado resultante de los valores medidos de temperaturas y caudales de aire, y la temperatura de entrada calculada de los gases, como se describió anteriormente.

La demanda de calor del aire de secado es variable, dependiendo fundamentalmente de la temperatura y humedad ambiente a lo largo del período de tiempo de un ciclo de secado. Su valor permite determinar el consumo de combustible mediante el poder calorífico "efectivo" definido.

Se adopta como perfil típico de la demanda de calor el representado en la Figura III.6, siendo:

Demanda máxima media:  $4.186 \times 10^7$  kJ/h (11.63 MW)  
Demanda térmica 1 ciclo:  $6.279 \times 10^8$  kJ (174.4 MWh)  
Demanda térmica media:  $3.14 \times 10^7$  kcal/h (8.72 MW)

En cuanto a capacidad instalada en el equipo CAAE es:

Capac.máx.quemadores:  $5.526 \times 10^7$  kJ/h (15.4 MW)

### **III.3.2.4) Caso 2 secadores**

Puesto que el proyecto de la Planta Industrial contempla la ampliación futura de la misma duplicando su capacidad de producción con una línea de secado gemela a la existente, es necesario analizar como se modificará la demanda térmica en tal caso.

Evidentemente la demanda térmica total y la demanda media se duplicarán, no así la demanda máxima que dependerá del desfase entre ambos ciclos.

En las siguientes figuras, se muestran las curvas de demandas de calor de dos secadores, con defasajes de 4, 6, 8, 10, 12, y 14 horas entre ambos.

Para un desfase de 4 horas entre ambos ciclos de secado (Figura III.8) se producen picos de demanda elevados, de  $1.93 \times 10^7$  kcal/h ( $8.08 \times 10^7$  kJ/h = 22.48 MW) aunque proporcionalmente menores con relación al valor medio que cuando opera 1 solo secador. Desaparecen los períodos de demanda térmica nula siendo el mínimo de  $1.45 \times 10^6$  kcal/h. ( $6.07 \times 10^6$  kJ/h = 1.69 MW).



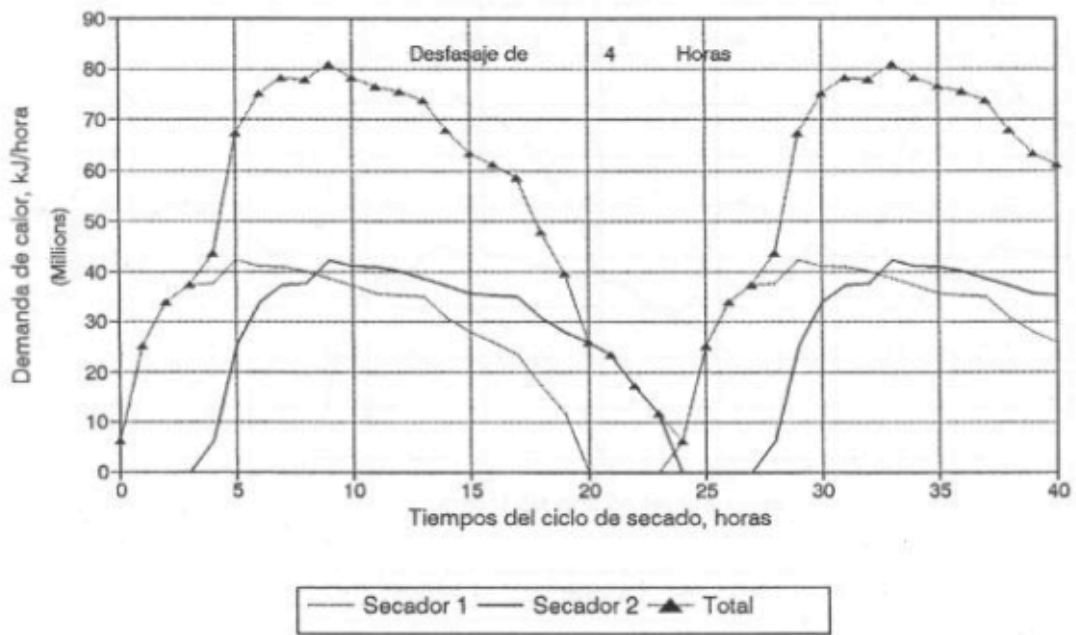


Figura III.9: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 4 horas.

Aumentando el desfase entre ciclos de secado a 6 horas, (Figura III.10) se reduce el pico máximo a  $7.786 \times 10^7$  kJ/hora. (21.65 MW) y aumenta el mínimo a  $2.32 \times 10^7$  kJ/h (6.45 MW).

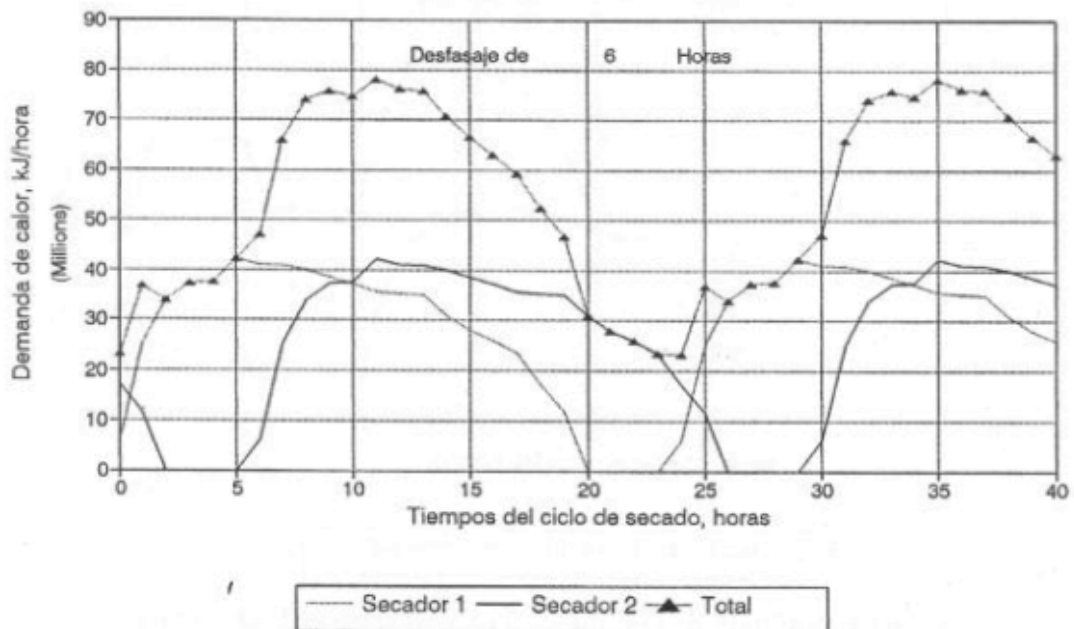


Figura III.10: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 6 horas.

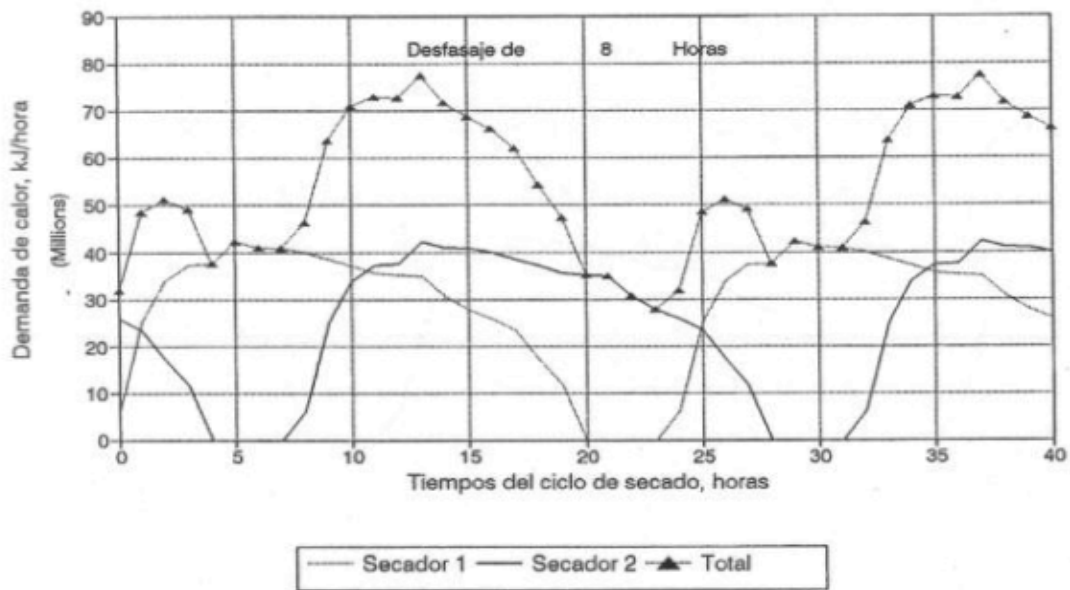


Figura III.11: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 8 horas.

Aumentando aun mas el desfase a 8 horas (Figura III.10), la situación mejora insensiblemente, reduciéndose la demanda máxima a  $7.74 \times 10^7$  kJ/h. (21.5 MW). Aparece un nuevo pico de demanda aunque de amplitud menor que el anterior. La mínima resulta de  $2.79 \times 10^7$  kJ/h (7.76 MW).

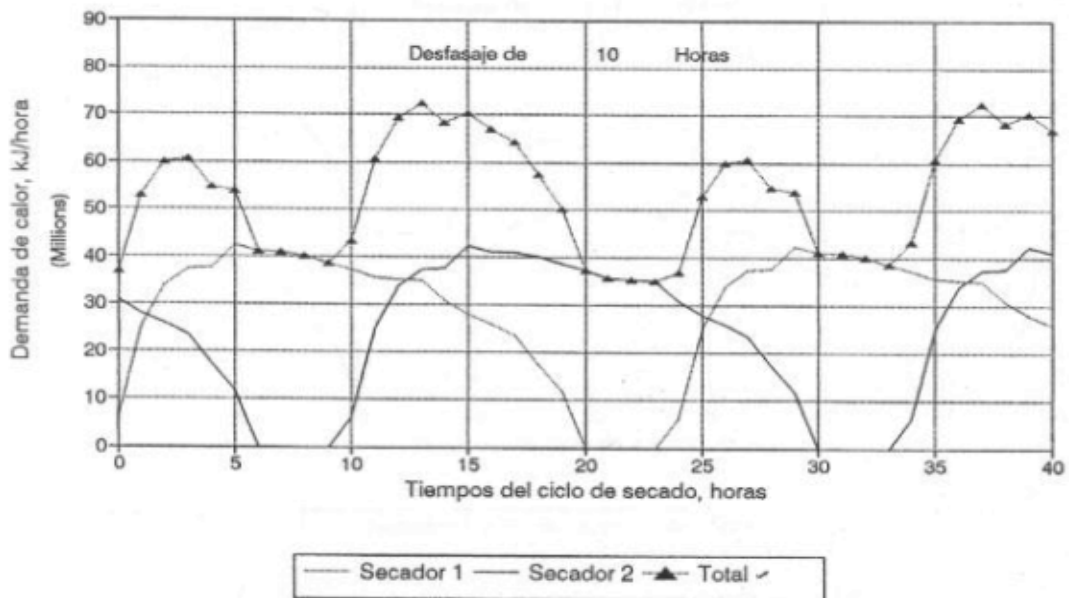


Figura III.12: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 10 horas.

Para un desfase de 10 horas (Figura III.11) se observa un crecimiento del pico menor de demanda, y una reducción del pico mayor a  $7.24 \times 10^7$  kJ/hora. (20.12 MW), siendo el mínimo de  $3.51 \times 10^7$  kJ/hora (9.76 MW).

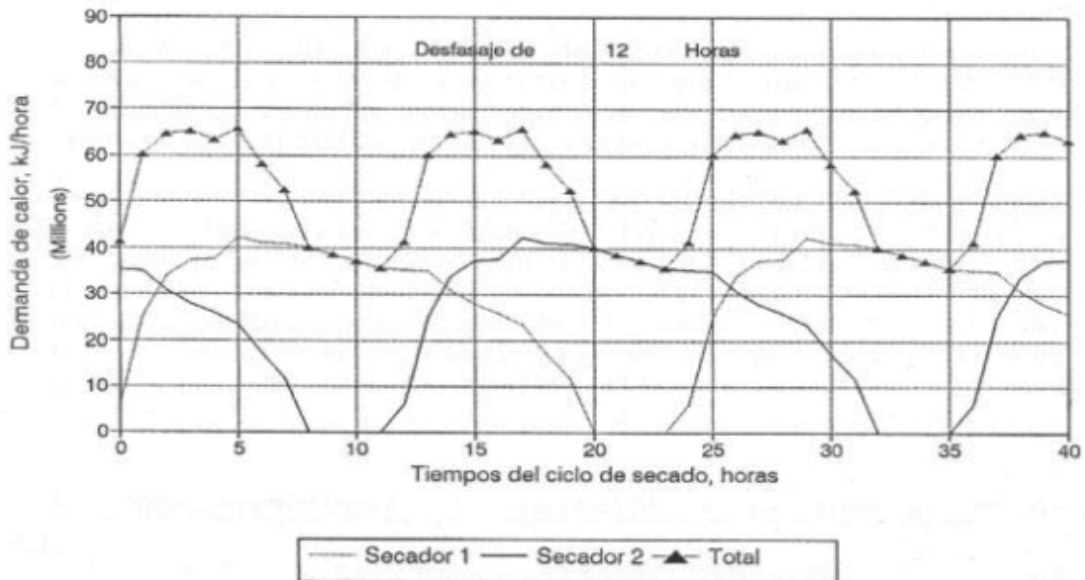


Figura III.13: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 12 horas.

Cuando el desfase llega a 12 horas (Figura III.12), los picos se han igualado, reduciéndose su magnitud a  $6.57 \times 10^7$  kJ/hora. (18.26 MW). El mínimo es de  $3.56 \times 10^7$  kJ/hora (9.91 MW).

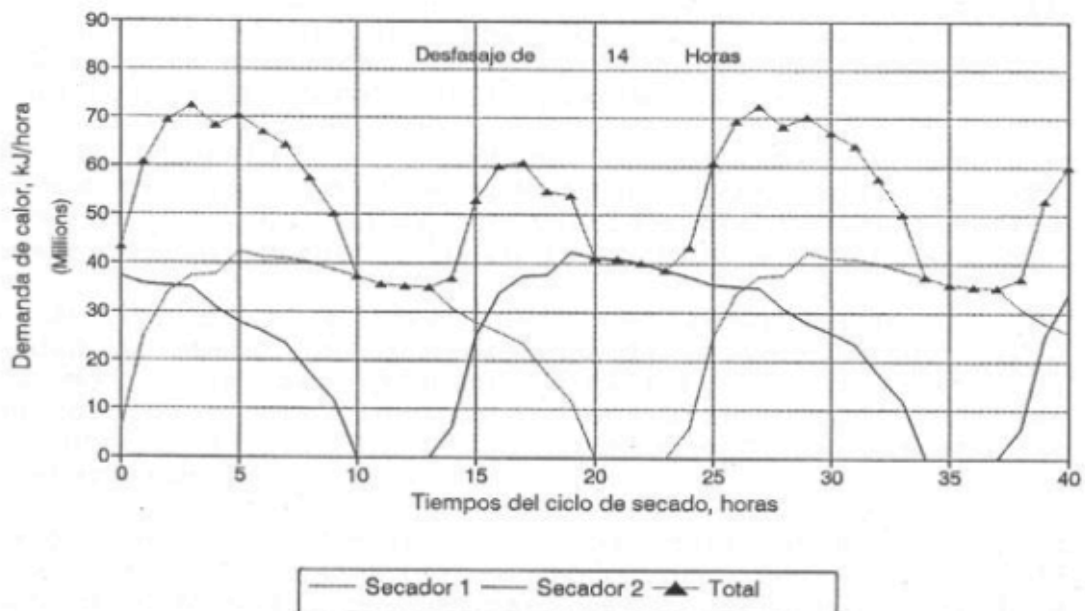


Figura III.14: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 14 horas.

Para un desfase de 14 horas (Figura III.12) se observa que los picos menores anteriores pasan a ser los mayores y viceversa, aumentando el máximo a  $7.24 \times 10^7$  kJ/h (20.12 MW) y disminuyendo el mínimo a  $3.51 \times 10^7$  kJ/h (9.76 MW).

La comparación de la serie de curvas muestra que el desfase de 12 horas resulta óptima, no solo por la simetría, sino por la reducción de la demanda máxima que determina las capacidades del sistema de suministro.

En caso de no existir desfase el pico máximo sería el doble del valor máximo de cada ciclo, o sea  $8.372 \times 10^7$  kJ/h (23.26 MW), que se reduce a  $6.57 \times 10^7$  kJ/h (18.26 MW) para un desfase de 12 horas. Siendo el valor medio de la demanda de calor del aire de  $5.15 \times 10^7$  kJ/h (14.3 MW) aparece como criterio adicional de diseño del sistema, procurar que presente su máxima eficiencia en el entorno de estos valores.

#### **III.4) Consideraciones con relación a la generación de frío**

La optimización de un sub-sistema energético de una planta industrial no debe circunscribirse al agregado de una instalación de cogeneración en función de las demandas existentes de los vectores energéticos usados. Como todo sistema, debe tenerse una visión integral de la misma en la que la planta de cogeneración es solo una de las unidades.

La generación de frío puede realizarse utilizando energía eléctrica en unidades de compresión, o energía térmica en unidades de absorción, por lo que frecuentemente se prestan para modificar la relación entre las demandas de ambas formas de energía de la planta.

La planta cuenta con 3 unidades de compresión a tornillo de 500 TR (1.77 MW), equipado con un motor de 405 kW, 2975 rpm cada uno. Opera con refrigerante R-717, y enfría agua en circulación a 4 °C en la corriente de suministro.

Un chiller de este tipo puede ser reemplazado por una unidad de absorción agua-bromuro de litio, lo que en un sistema industrial permite modificar la relación de demandas de electricidad/calor, posibilidad que puede ser de interés si la industria cuenta con un sistema de cogeneración.

Pero, siendo la relación entre los coeficientes de efecto frigorífico de las unidades de compresión moderna y de absorción de una y dos etapas para condiciones similares de temperatura del agua enfriada y de condensación, del orden de:

$$\frac{(COP)_{compres}}{(COP)_{absorc}} \approx 6 \text{ a } 7 \quad \text{para absorción de 1 etapa}$$

$$\frac{(COP)_{compres}}{(COP)_{absorc}} \approx 3.5 \text{ a } 4.5 \quad \text{para absorción de 2 etapas}$$

queda claro que la máquina de absorción disponible en plaza es desde el punto de vista de las cantidades de energía, como mínimo 3.5 veces mas ineficiente que una máquina de compresión moderna, lo que se profundiza por el mayor consumo energético de los auxiliares de la máquina de absorción y la eficiencia del generador de vapor.

Si bien esta comparación se refiere a cantidades de energía de diferentes "calidades" (Segundo Principio), desde el punto de vista práctico interesan más las consideraciones comerciales o de costo que los conceptos termodinámicos de "calidad". Una máquina de absorción de 2 etapas será energéticamente mas barata de operar, si el costo de la electricidad es mayor que el del combustible en base a su poder calorífico, en una relación de 3.5 (o la cifra que se obtenga al considerar detalladamente cada caso específico). Esto en general no sucede actualmente en las condiciones en que se desenvuelve la industria, por lo que raramente una máquina de absorción puede reemplazar ventajosamente a una de compresión moderna, si el calor debe ser generado en una caldera convencional "monopropósito".

Si por el contrario, el calor proviene de una instalación de cogeneración y existe un excedente de calor que debe ser eliminado mediante algún mecanismo de flexibilización, el costo de oportunidad que puede ser asignado a este excedente es nulo, por lo que la adopción de la máquina de absorción que haga uso del mismo será en general conveniente.

Pero en la aplicación que se presenta en este estudio tal situación no existe, como se verá en el Capítulo siguiente, por lo que no existe la conveniencia económica de reemplazar las máquinas de compresión existentes, que por ser nuevas se encuentran en perfecto estado y operan satisfactoriamente.

En consecuencia, se desiste del reemplazo de las unidades de compresión por unidades equivalentes de absorción por carecer dicha sustitución de sentido técnico y económico.