

SINTESIS OPTIMA DE LOS SISTEMAS DE GENERACION Y RECUPERACION DE CALOR Y POTENCIA

II. MAXIMA RECUPERACION CALORICA RENTABLE

OPTIMAL SYNTHESIS OF HEAT AND POWER GENERATION AND RECOVERY SYSTEMS

II. MAXIMUM PROFITABLE HEAT RECOVERY

OLGA B. DOLDAN*, MIGUEL J. BAGAJEWICZ**, JAIME CERDA**

*INTEC***, Casilla de Correo N° 91, 3000, Santa Fe*

Resumen

En la parte I, se analizó el aumento de la eficiencia de la planta de generación de vapor y potencia por una asignación óptima de los servicios de calefacción. En esta segunda parte, se estudia la performance del sistema proveedor de energía en plantas en operación cuando la demanda de calor de los procesos es reducida por integración calórica.

La mayoría de los métodos propuestos para la síntesis de redes de intercambio calórico buscan diseños que minimicen el consumo de vapor para calefacción en los procesos. Al disminuir esas necesidades, sin embargo, no se alcanza necesariamente una reducción equivalente del caudal de vapor de caldera. Este trabajo muestra que cuando la recuperación de calor de los procesos supera un cierto límite, la eficiencia de la planta de generación de vapor y potencia comienza a disminuir y una ulterior reducción de la carga calórica no tiene justificación económica. Se vuelve así importante encontrar la red de intercambiadores más económica que produce un máximo

Abstract

In Part I, the improvement on the steam-power plant efficiency by an optimal heating utility allocation has been analyzed. The performance of the energy supply system when process heat demand at operating plants is decreased through heat integration is the subject of Part II.

Most of the proposed heat exchanger network synthesis methods search for designs which minimize process heating steam consumption. By decreasing such process needs, however, an equivalent reduction of the boiler steam flow is not necessarily achieved. When the process heat recovery surpasses a certain bound, this work shows that the steam-power plant efficiency diminishes and a further heat load reduction is economically meaningless. So it becomes important to find the economic heat exchanger network which provides maximum fuel savings at minimum investment. With this purpose, it is first introduced the notion of limiting heat load (Q_f^{LIM}) as the thresh-

* Becaria de Perfeccionamiento del Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas.

** Miembro de la Carrera del Investigador del CONICET.

*** Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química dependiente del CONICET y de la Universidad Nacional del Litoral.

* Research Fellow of the National Council for Scientific and Technological Research of Argentina (CONICET).

** Scientific and Technological Research Member of CONICET.

*** Institute of Technological Development for the Chemical Industry, Universidad Nacional del Litoral (U.N.L.) and CONICET.

ahorro de combustible con una mínima inversión. Con este propósito, se introduce primero el concepto de carga calórica límite (Q_L^{LIM}) como la demanda calórica "umbral" de la planta debajo de la cual no se consiguen mayores ahorros de vapor de caldera mediante integración calórica. Para predecir Q_L^{LIM} se propone un modelo matemático que tiene en cuenta simultáneamente las características de los procesos y de la planta de generación de vapor y potencia. El modelo consiste en un programa matemático no-lineal cuya solución óptima se encuentra resolviendo una secuencia de programas lineales.

El estudio es aplicado a un problema industrial típico y los resultados muestran claramente la desventaja económica de usar el consumo mínimo de servicios como el objetivo de la red de intercambio calórico para plantas existentes. Teniendo en cuenta el nuevo objetivo de diseño y mediante el modelo de transporte (Cerdá y Westerberg, 1983; Isla y Cerdá, 1983), se encuentra la estructura de la red que utiliza un número mínimo de intercambiadores de calor para alcanzarlo.

I. Introducción

Una de las actividades que a menudo lleva a cabo el ingeniero de procesos es el estudio de la factibilidad económica de proyectos de integración calórica de plantas químicas. Estos tienen por objetivo reducir su consumo energético o, alternativamente, aumentar el volumen de producción sin incrementar las necesidades de servicios. La realización de modificaciones en el diseño de una planta requiere de una cierta inversión, ya sea para la adquisición de equipos o simplemente para compensar los ingresos perdidos por parada de la planta durante el desarrollo de los trabajos. Por lo tanto su ejecución sólo quedará justificada por los beneficios económicos que tales cambios reportan. Estos, usualmente, se miden en términos del período de tiempo necesario para rescatar el costo de las modificaciones, tradicionalmente denominado "tiempo de retorno" del proyecto. Ocasionalmente, no obstante, la magnitud de la inversión inicial puede determinar el rechazo del proyecto. Si así fuera, la limitación en los fondos disponibles debería aparecer como una restricción adicional en la formulación del problema.

Teniendo en cuenta estos argumentos, resulta importante la observación realizada por Nishio y col. (1982) sobre la necesidad de localizar los "cuellos de botella" existentes en

old plant heat demand below which no gain in boiler steam savings is attained through heat integration. A mathematical model which takes simultaneously into account both process and steam-power plant features is proposed to predict Q_L^{LIM} . The model is a nonlinear mathematical program whose optimal solution is found by solving a sequence of linear programming problems.

The study is applied to a typical industrial problem and the results show clearly the economic disadvantage in the use of the minimum utility usage as the HX-network target for existing plants. Taking into account the new design goal, the network structure which can reach it by using a minimum number of exchangers is found through the transportation model (Cerdá and Westerberg, 1983; Isla and Cerdá, 1983).

I. Introduction

One of the activities the process engineer often carries out is the study of the economic feasibility of chemical plant heat integration projects. These ones are aimed at either reducing energy consumption or alternatively, increasing production output without enlarging utility needs. Making modifications in a plant design requires a certain capital cost, either for buying equipment or compensating income lost by plant shutdown while the works are being made. Consequently, its execution would be only justified by the economic benefits yielded by the design changes. Usually, they are measured in terms of the period of time needed to recover the investment, traditionally called project payback. However, the initial investment amount can occasionally lead to project rejection. If so, restrictions on available funds might appear as an additional constraint in the problem formulation.

Taking these facts into account, it becomes important the remark from Nishio et al. (1982) on the need to locate existing plant bottlenecks the place a bound on heat integration project

una planta que limitan la rentabilidad de un proyecto de integración calórica. Estos autores indicaron que, desde un punto de vista energético, una planta química puede ser vista como compuesta por dos sistemas: el que provee la energía (calor y potencia) y el que la consume. Ellos señalaron, también, que la política óptima de conservación energética es aquella que minimiza el consumo de combustible en el primero de los sistemas mencionados. Sin embargo, la mayoría de los trabajos sobre síntesis de redes de intercambio calórico han concentrado su atención exclusivamente en el análisis del sistema consumidor de calor, sin estudiar el efecto de las modificaciones propuestas sobre la performance del sistema proveedor de energía. Esta omisión es especialmente crítica cuando se trata de una planta en operación, donde la estructura del sistema que suministra la energía está establecida. En efecto, como se verá más adelante, puede llevar a proponer cambios en la estructura del sistema consumidor, que requieren realizar una cierta inversión y que no producen, como contrapartida, reducción alguna en el consumo de combustible.

II. Máxima recuperación calórica rentable (ΔQ_{mx}^R)

Una manera directa y eficaz de alcanzar un substancial ahorro de combustible en la usina del complejo es la reducción de la demanda de calor mediante la integración calórica de uno o más procesos del mismo. Se logra así una sensible disminución en las necesidades de vapor para calefacción a través de la instalación de una red de intercambiadores de calor. Esta red permite recircular el flujo calórico que, en el diseño actual, se pierde en las corrientes de efluentes o en los servicios de enfriamiento. Como consecuencia, la carga de vapor que se debe generar en la usina del complejo y que está destinada a satisfacer las demandas de energía térmica y potencia, disminuye. Frecuentemente, la minimización de esa carga de vapor se alcanza antes de haberse agotado todas las posibilidades de recuperación calórica en la planta (o plantas) que se desea(n) integrar.

En su reseña de los progresos alcanzados en el área de síntesis de redes de intercambio

profits. These authors pointed out that a chemical plant can be considered from an energy viewpoint as composed by two systems, one that supplies energy (heat and power) and the other that consumes it. They also noted that the optimal energy conservation policy is the one that minimizes fuel consumption in the first system. However, most of the works on heat exchangers network synthesis have focused attention exclusively on the heat consuming system analysis, without considering the effect on the energy supply system performance caused by the proposed changes. This omission is specially crucial for an operating plant where the structure of the energy supply system is already established. In fact, as it will be seen later, it can even lead to changes in the consuming system structure that not only require a certain investment but produce no reduction in fuel consumption as a compensation.

II. Maximum profitable heat recovery (ΔQ_{mx}^R)

A direct and effective way of achieving substantial fuel savings at the complex steam-power plant is the reduction of heat demand through heat integration in one or more processes. In this way, an appreciable decrease in heating steam needs by installing a heat exchanger network is attained. The network allows to recycle heat flow which is lost either in the effluents or in the cooling water at the present design. Consequently, the steam load provided by the steam-power plant to meet heat and power demands diminishes. Frequently, the lowest steam load is achieved before making use of all process heat recovery opportunities in the plant (or plants) to update.

In a review on the achievements of the heat exchanger network synthesis area, Nishida,

calórico, Nishida, Stephanopoulos y Westerberg (1981) señalaron que este problema de síntesis puede ser dividido en tres partes: 1) elección de los objetivos de diseño; 2) invención de una red inicial, y 3) evolución del diseño de la red hasta que alcance todos los objetivos inicialmente fijados. Una de las metas de diseño, usualmente adoptada, es la minimización de la demanda de calor atendida con servicios de calefacción (Q_T), mediante una red de intercambiadores de calor que incluya un número de unidades tan pequeño como sea posible (Hohmann, 1971; Nishida, Liu y Lapidus, 1977; Grossmann y Sargent, 1978; Linnhoff y Flower, 1978; Cerdá y Westerberg, 1983). Ese objetivo supone que toda reducción en la demanda del vapor destinado a procesos de calefacción, cualquiera sea su nivel de presión, inmediatamente se traduce en una disminución de los costos operativos. Frecuentemente, sin embargo, esta hipótesis no se cumple.

El costo de los servicios de calefacción de una planta queda esencialmente fijado por el costo del combustible que se quema en la usina para generar la carga de vapor. Esta, que alimenta el sistema de distribución de vapor de la planta, no sólo sirve para atender la demanda de calor sino también las necesidades de potencia mecánica. Esto significa que la mera reducción de la carga térmica (Q_T), vía integración calórica, no es suficiente para justificar un proyecto de conservación energética, desde un punto de vista económico, a menos que produzca una real disminución de los requerimientos de vapor de caldera. Si esto no ocurre, el costo de los servicios no se altera y la inversión realizada en equipos de intercambio calórico no produce beneficio alguno. Esta situación se puede presentar cuando el grado de recuperación calórica elegido como objetivo de diseño de la red supera un cierto valor límite y una fracción significativa de la demanda de calor es atendida con vapor de baja presión. Ello ocurre normalmente en plantas donde los requerimientos de potencia son dominantes, lo que deja disponible un caudal de vapor de baja presión proveniente de turbinas de contrapresión, que es destinado primordialmente a operaciones de calefacción. Si esta demanda de calor desaparece por efecto de la integración calórica realizada, ningún cambio se observará en la magnitud de la carga de vapor suministrada por la usina de la planta. Tampoco experimentarán modificacio-

Stephanopoulos and Westerberg (1981) have pointed out that such a synthesis problem can be divided into three parts: 1) the choice of the design goals; 2) the initial network invention, and 3) the evolution of the network design until the initial targets are all achieved. One of the design goals usually chosen is the minimization of the heat demand supplied by utilities (Q_T^{MIN}) through a heat exchanger network, involving a number of units as small as possible (Hohmann, 1971; Nishida, Liu and Lapidus, 1977; Grossmann and Sargent, 1978; Linnhoff and Flower, 1978; Cerdá and Westerberg, 1983). Such a goal assumes that a reduction in process heating steam demand, whatever the steam pressure level is, always brings about an operating cost decrease. As shown in next sections, frequently, this assumption is false.

The plant heating utility cost is mainly established by the cost of the fuel which is burnt to generate the steam load at the steam-power plant. Supplied to the plant steam distributing system, the steam load should not only meet heat demand but also power needs. This means that a mere heat load (Q_T) reduction, via heat integration, is not enough to justify from an economic viewpoint an energy saving project unless an effective decrease in boiler steam requirements is produced. Otherwise, the utility cost remains unchanged and the investment on heat exchangers does not yield any profit. This situation arises when both the heat recovery degree adopted as a design target surpasses a certain limiting value and low-pressure steam is used to meet a large fraction of the heating demand. It normally happens at power-dominant plants where the available low-pressure steam flow from backpressure turbines is mainly assigned to heating operations. If such a heat demand vanishes as a result of the heat integration, no change is observed in the steam load amount supplied by the plant steam-power facility. Neither the operating costs will undergo any change. Only a low-pressure steam oversupply which finds no use in the plant and should be condensed will appear. Therefore, the conversion of the energy provided by fuel into heat and power will be diminished while causing simultaneously a decrease in the steam Rankine cycle efficiency.

nes los costos operativos. Tan sólo se generará un exceso de vapor de baja presión que no encuentra uso en la planta y deberá ser condensado. En consecuencia, la conversión de la energía aportada por el combustible en calor y potencia disminuirá, ocasionando un descenso de la eficiencia del ciclo Rankine de vapor.

Tal vez porque están dirigidos al diseño de nuevas plantas, la mayoría de los métodos de diseño de redes de intercambiadores de calor, mencionados anteriormente, han elegido como objetivo de diseño de la red la minimización de la demanda de los servicios de calefacción (Q_t^{MIN}). Este valor, llamado Carga Calórica Mínima en el presente trabajo, se puede determinar aplicando el modelo de transporte propuesto por Cerdá, Westerberg, Mason y Linhoff (1983). Si ΔH_f representa la demanda total de calor de la planta, luego la red tiene por meta maximizar el flujo calórico recuperado; o sea, $(\Delta H_f - Q_t^{MIN})$.

En contraposición a Q_t^{MIN} , se define ahora la Carga Calórica Límite (Q_t^{LIM}) y se introduce el concepto de Máxima Recuperación Calórica Rentable (ΔQ_{mx}^R), como el verdadero objetivo de diseño de una red de intercambio calórico. Q_t^{LIM} es el valor umbral de la demanda de calor cuya reducción ulterior, vía integración calórica, no produce disminución alguna en las necesidades de vapor de caldera y, por lo tanto, en el costo de los servicios. En consecuencia, toda red de intercambio calórico que recicle al proceso un flujo calórico mayor que ΔQ_{mx}^R , dado por:

$$\Delta Q_{mx}^R = \Delta H_f - Q_t^{LIM}$$

requerirá, al menos, un costo de inversión mayor que otra que sólo recupera ΔQ_{mx}^R para alcanzar los mismos ahorros en costos operativos. Esto justifica la elección de ΔQ_{mx}^R como el nuevo objetivo de diseño de redes de intercambiadores de calor para plantas existentes. En general se cumple que:

$$Q_t^{LIM} \geq Q_t^{MIN}$$

Cuando se analiza el diseño de nuevas plantas, siempre se puede encontrar un diseño apropiado del sistema de generación de vapor y potencia tal que:

Perhaps because they are addressed to the design of new plants, most of the previously cited heat exchanger network methods have chosen as a network design target the minimization of the heating utility demand (Q_t^{MIN}). This value, called Minimum Heat Load in the present work, can be predicted by applying the transportation model by Cerdá, Westerberg, Mason and Linhoff (1983). If ΔH_f stands for the overall plant heat demand, then the network aims to maximizing the recovery of heat flow, i.e. $(\Delta H_f - Q_t^{MIN})$.

In contrast to Q_t^{MIN} , the Limiting Heat Load (Q_t^{LIM}) is now defined and the concept of Maximum Profitable Heat Recovery (ΔQ_{mx}^R) is introduced as the truly design target for the heat exchanger network. Q_t^{LIM} is the threshold heat demand whose further reduction via heat integration yields no savings in boiler steam needs and therefore in utility costs. Consequently, each heat exchanger network that recycles a heat flow greater than ΔQ_{mx}^R to the process, where ΔQ_{mx}^R is given by:

will at least require an investment cost larger than others which only recover ΔQ_{mx}^R to get the same operating cost savings. This justifies the choice of ΔQ_{mx}^R as the new heat exchanger network design target for existing plants. It is generally true that:

When the design of new plants is considered, it can always be found an appropriate design for the heat and power supply system such that:

$$Q_f^{LIM} = Q_f^{MIN},$$

por lo que los métodos que actualmente se utilizan conservan todavía en esos casos su validez.

El presente trabajo se propone establecer las reales posibilidades económicas de un proyecto de integración calórica mediante: 1) la introducción de nuevos conceptos tales como la carga calórica límite de un proceso (Q_f^{LIM}) y la máxima recuperación calórica rentable (ΔQ_{mx}^R), y 2) el desarrollo de un modelo matemático que sirva para determinarlos.

III. Caracterización matemática de ΔQ_{mx}^R

En la Parte I, se obtuvo la siguiente expresión del balance energético global sobre el sistema de distribución de vapor y desaireador del complejo:

$$\sum_{k=1}^N V_k^{cal} (H_k^{cal} - h_L) = W + Q_f + \sum_{k=1}^N M_k (H_k - h_L) + Q_p + Q_D + Q_{AE} -$$

$$- \sum_{k=1}^N V_k^R (H_k^R - h_L). \quad (1)$$

Como se indicó en la Parte I, los tres primeros términos del lado derecho de la ecuación (1) corresponden a las demandas de potencia, calor y vapor directo de los procesos, respectivamente. El siguiente término Q_p corresponde a las pérdidas de calor por fugas y venteos de vapor mientras que Q_D está asociado al calentamiento del agua de reposición en el desaireador. El último término en (1) corresponde a la energía suministrada por las calderas de recuperación de calor, para satisfacer una fracción de las necesidades de vapor. Para satisfacer las restantes demandas energéticas se cuenta con una planta de generación de vapor y potencia que opera según un ciclo Rankine utilizando agua como fluido intermediario. Como, en general, el flujo calórico suministrado, por combustión, al fluido intermediario,

$$\sum_{k=1}^N V_k^{cal} (H_k^{cal} - h_L),$$

no se corresponde exactamente con la magnitud de la demanda energética de la planta, apa-

hence the methods that are currently being used still perform quite well in those cases.

The present work is addressed to establish the real economic possibilities of a heat integration project through: 1) the introduction of new concepts such as the process limiting heat load (Q_f^{LIM}) and the maximum profitable heat recovery (ΔQ_{mx}^R), and 2) the development of a mathematical model to predict them.

III. Mathematical characterization of ΔQ_{mx}^R

In Part I the following expression for the overall energy balance over both the complex steam distribution system and the deaerator is obtained:

As seen in Part I, the first three terms on the right hand side of equation (1) stand for process steam, heat and power demands, respectively. The next term Q_p represents the heat losses due to steam leaks and vents while Q_D is related to the deaerator water make-up heating need. The last term in (1) appears for the energy flow supplied by heat recovery boilers to satisfy a portion of the plant steam needs. A steam power plant which operates on a Rankine cycle utilizing water as a working fluid provides the required steam flow to meet the remaining energy demands. As the heat flow supplied by combustion to the working fluid,

does not in general exactly match the plant energy duty, a slack term Q_{AE} is included in

rece en la ecuación (1) un término de ajuste Q_{AE} . Este representa el flujo calórico cedido al agua de enfriamiento en los condensadores de las turbinas de condensación y del exceso de vapor de baja presión.

Como fuera indicado, el costo del combustible empleado en la usina controla el costo de los servicios. Si se desea disminuir este último, se debe alcanzar un ahorro efectivo de combustible en la usina de la planta. Con el objeto de minimizar el consumo de combustible en el presente y en futuros trabajos, serán estudiadas modificaciones posibles en los diseños de los sistemas de generación y de recuperación de calor y potencia que reduzcan las necesidades de vapor en la planta sin disminuir la eficiencia del ciclo Rankine. En particular, interesa en este trabajo, el efecto que produce la reducción de la carga térmica Q_t , por integración calórica, sobre la eficiencia del ciclo Rankine y el uso de ese conocimiento para identificar la red óptima de intercambiadores de calor para plantas existentes.

equation (1). Q_{AE} stands for the heat flow to be removed by cooling water in both condensing turbines and low-pressure steam oversupply condensers.

As noted before, the fuel consumption at the steam power plant mainly controls the utility costs. If they are to be decreased, then an effective fuel saving in the steam-power plant should be achieved. In order to minimize fuel consumption, possible modifications in the heat and power generation and recovery system designs to cut down plant steam needs without lowering Rankine cycle efficiency are going to be studied in the present and forthcoming papers. In particular, this work is concerned with the effect on the Rankine cycle efficiency caused by a reduction in Q_t through heat integration and the use of such a knowledge to identify the optimal heat recovery network design for existing plants.

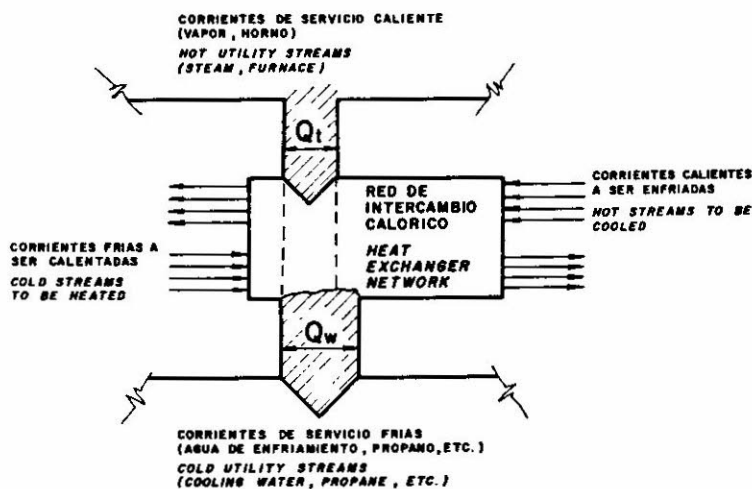


Fig. 1.— Representación esquemática del balance calórico de una planta química. (Schematic representation of a chemical plant heat balance).

En la figura 1 se esquematiza el balance calórico de una planta química. Si ΔH_f y ΔH_c son los flujos calóricos globales que las corrientes "frías" y "calientes" de los procesos a integrar deben recibir o ceder para alcanzar las especificaciones de los procesos, luego:

In figure 1 a chemical plant heat balance is sketched. If ΔH_f and ΔH_c are the overall heat flows provided by or supplied to hot and cold process streams to reach process specifications, respectively, then:

$$\Delta H_f = Q_t + \Delta Q_I \quad (2)$$

$$\Delta H_c = Q_W + \Delta Q_I, \quad (3)$$

donde ΔQ_I es la magnitud del flujo calórico que se recicla a los procesos, Q_t es la demanda de calor del proceso atendida con servicios de calefacción, y Q_W es el calor disponible en los procesos que se pierde al ser transferido al agua de enfriamiento. Como ΔH_f y ΔH_c son datos del problema, basta adoptar una de las variables en (2) y (3), para que las dos restantes queden automáticamente fijadas. De la ecuación (2) se deduce que:

$$Q_t = \Delta H_f - \Delta Q_I, \quad (4)$$

siendo los valores límites de Q_t :

$$Q_t^{\text{MIN}} \leq Q_t \leq \Delta H_f. \quad (5)$$

Reemplazando (4) en (1) se obtiene:

where the limiting values for Q_t are:

By substituting (4) in (1) it is obtained:

$$\sum_{k=1}^N V_k^{\text{cal}} (H_k^{\text{cal}} - h_L) = W + \Delta H_f + \sum_{k=1}^N M_k (H_k - h_L) + Q_p + Q_D + Q_{AE} - \left\{ \sum_{k=1}^N V_k^R (H_k^R - h_L) + \Delta Q_I \right\}. \quad (6)$$

En la ecuación (6), los valores de W , ΔH_f , Q_p , Q_D , M_k y V_k^R ($k = 1, 2, \dots, N$), son prácticamente independientes de la magnitud de la carga calórica Q_t y, por consiguiente, de ΔQ_I . Por definición de ΔQ_{mx}^R , toda recuperación calórica dentro de la región $\Delta Q_I \geq \Delta Q_{mx}^R$ no produce cambio alguno en el consumo de combustible de la usina del complejo. Esto significa, de acuerdo a (6), que a partir de $\Delta Q_I = \Delta Q_{mx}^R$, todo aumento de ΔQ_I produce automáticamente un incremento de Q_{AE} de igual magnitud, con el consiguiente crecimiento de las necesidades de agua de enfriamiento en la usina del complejo. El aumento de Q_{AE} es producido por el incremento del exceso de vapor de baja presión en el complejo $V_{N, N+1}^L$, cuya condensación baja sensiblemente el rendimiento del ciclo de generación de calor y potencia.

La máxima rentabilidad de un proyecto de conservación energética se alcanza cuando se ha logrado minimizar las necesidades de vapor de caldera reciclando al proceso un flujo calórico tan pequeño como sea posible. De la ecuación

where ΔQ_I is the heat flow that is recycled to the processes, Q_t is the process heat demand to be satisfied through heating utilities and Q_W is the available process heat which is lost in the cooling water. Since ΔH_f and ΔH_c are problem data, it is enough to adopt the value of one of the variables in both (2) and (3), so that the remaining two become automatically fixed. From equation (2) it follows that:

In equation (6), the values of W , ΔH_f , Q_p , Q_D , M_k and V_k^R ($k = 1, 2, \dots, N$), are practically independent of the heat load value Q_t and, therefore, of ΔQ_I . By definition of ΔQ_{mx}^R , heat recovery within the region where $\Delta Q_I \geq \Delta Q_{mx}^R$ produces no change in the complex steam-power plant fuel consumption. According to (6), it means that every increase of ΔQ_I starting from $\Delta Q_I = \Delta Q_{mx}^R$ causes automatically a similar raise in the value of Q_{AE} and therefore in cooling water needs at the complex steam-power plant. The increase in Q_{AE} is due to the enlargement of the complex low-pressure steam oversupply $V_{N, N+1}^L$ whose condensation appreciably lowers the heat and power generating cycle efficiency.

The profit yielded by an energy conservation project reaches a maximum value when boiler steam needs have been minimized through recycling a heat flow as small as possible to the process. From equation (6) it is

(6) se observa que esta condición es caracterizada por un valor mínimo de Q_{AE} .

noted that such a condition is characterized by a minimum Q_{AE} value.

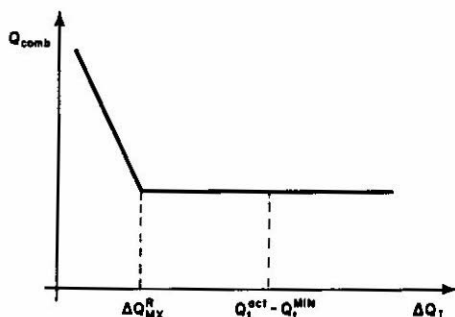


Fig. 2.— Consumo de combustible en la usina del complejo en función de la integración calórica cuando $\Delta Q_{mx}^R < Q_t - Q_t^{MIN}$. (Fuel consumption in the complex power plant vs the heat integration when $\Delta Q_{mx}^R < Q_t - Q_t^{MIN}$).

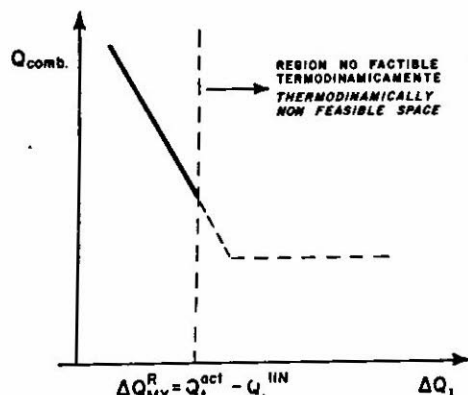


Fig. 3.— Consumo de combustible en la usina del complejo en función de la integración calórica cuando $\Delta Q_{mx}^R = Q_t - Q_t^{MIN}$. (Fuel consumption in the complex power plant vs the heat integration when $\Delta Q_{mx}^R = Q_t - Q_t^{MIN}$).

En las figuras 2 y 3 se incluyen curvas características de variación del consumo de combustible E_{comb} en la usina en función de ΔQ_I . En la figura 2, $\Delta Q_{mx}^R < \Delta H_f - Q_t^{MIN}$ mientras que en la figura 3 ambos valores coinciden. La situación que muestra la figura 2 se presenta comúnmente en plantas donde la demanda de potencia es dominante. Finalmente, la figura 4 muestra los costos operativos en la usina del complejo, incluyendo el costo del agua en enfriamiento, como una función del grado de integración calórica (se han aproximado las curvas mediante rectas en las mencionadas figuras).

IV. Datos y variables del problema

En la Parte I de este trabajo, la magnitud Q_t y el perfil de la demanda de calor satisfecha con vapor de calefacción (D_i , $i = 1, 2, \dots, N$) eran datos del problema. Para minimizar el consumo de combustible en la usina, sólo se permitía variar la distribución de la carga calórica entre los colectores de vapor. En el nuevo problema que se está analizando, la

Figures 2 and 3 feature pattern curves for the steam-power plant fuel consumption E_{comb} as a function of ΔQ_I . In figure 2, $\Delta Q_{mx}^R < \Delta H_f - Q_t^{MIN}$ while both values coincide in figure 3. The case shown in figure 2 is quite common in plants where power demand is dominant. Finally, figure 4 shows steam-power plant operating costs, which include cooling water cost, as a function of the heat integration extent (both curves have been approximated by straight lines in the cited figures).

IV. Problem variables and data

In Part I of this work, the heat demand amount Q_t and profile D_i , ($i = 1, 2, \dots, N$) satisfied by heating steam were problem data. In order to minimize fuel consumption in the steam-power plant, it was only allowed to vary the heat load distribution among the steam headers. In the new problem being now analyzed, the heat load Q_t and its tempera-

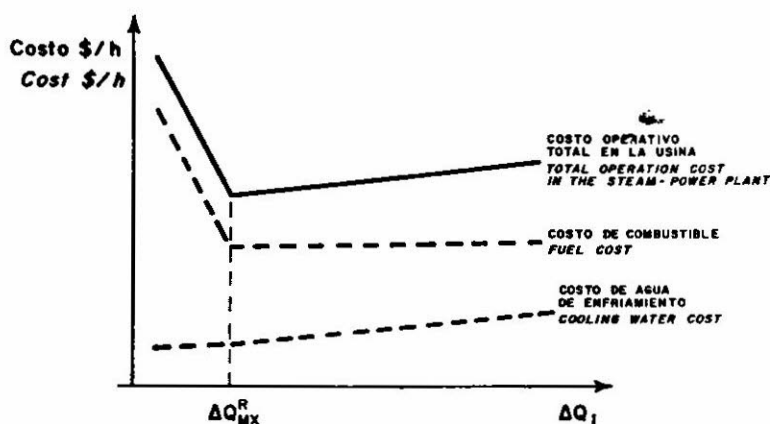


Fig. 4.— Efecto de la integración energética en el costo operativo de la usina del complejo. (Energy integration effect on the complex power plant operating cost).

magnitud de carga calórica Q_t y el perfil térmico de la demanda de calor cubierta con servicios de calefacción $Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, \dots, N$), son también variables del problema. Se desea disminuir sus valores mientras ello produzca un efectivo descenso de la carga de vapor. Es natural, entonces, que el modelo incluya la información sobre los límites hasta los cuales los $Q_{t,k}$ pueden ser reducidos por integración calórica. Caso contrario, sus valores se anularían en el óptimo.

Como en la Parte I, en el nuevo problema siguen siendo datos el número y presión de los colectores de vapor, la magnitud y distribución de la carga mecánica, el consumo directo de vapor en los procesos y el caudal de vapor proveniente de las calderas de recuperación de calor.

V. El modelo matemático

V.1. Función objetivo del problema

El primer paso en la determinación de Q_t^{LIM} es establecer la mínima carga de vapor a generar en la usina del complejo para abastecer su demanda de potencia y calor. El modo menos económico, pero más sencillo matemáticamente, de alcanzar la mínima carga de vapor (V_{MIN}^{cal}) dada por:

ture profile $Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, \dots, N$) fulfilled through heating utilities are also problem variables. It is intended to lessen their values provided an effective steam load reduction is produced. Then, it is obvious that the model includes the information about the limits until which the $Q_{t,k}$ values can be reduced through heat integration. Otherwise, their values would vanish at the optimum.

As in Part I, the steam headers number and pressure, the power load amount and distribution, the process steam injection and waste heat boiler steam flow are also data in the new problem.

V. The mathematical problem

V.1. Problem objective function

The first step in the determination of Q_t^{LIM} is to establish the minimum steam load required to generate in the steam power plant to meet power and heat demands. The most expensive but mathematically simplest way to achieve the minimum steam load (V_{MIN}^{cal}) given by:

$$V_{\text{MIN}}^{\text{cal}} = \sum_{k=1}^N (V_k^{\text{cal}})_{\text{MIN}},$$

es agotando las posibilidades de recuperación calórica en los procesos que se desean integrar energéticamente. Cuando se compara este valor con la carga actual de vapor, se puede determinar el beneficio que reportaría la ejecución del proyecto. Este valor se obtiene minimizando la siguiente función objetivo:

is through using all the heat recovery chances available in the processes where heat integration is to be carried out. By comparing such a value with the present steam load, the benefit that the project execution would bring about can be determined. This value is obtained by minimizing the following objective function:

$$\sum_{k=1}^N (1/\epsilon_k) (H_k^{\text{cal}} - h_L) V_k^{\text{cal}} \quad (7)$$

con respecto a las variables $Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, \dots, N$), las cuales están sujetas a un conjunto de restricciones que en la próxima Sección se explicitan. Como se indicara anteriormente, este problema posee un conjunto infinito de soluciones óptimas, cada una de las cuales, si bien caracterizada por un valor distinto de Q_t^* :

with respect to the variables $Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, \dots, N$), all of which are subject to a constraint set given in the next section. As noted before, there is an infinite set of optimal solutions for the problem, each of them characterized by a distinct value of Q_t^* :

$$Q_t^{\text{MIN}} \leq Q_t^* \leq Q_t^{\text{LIM}} \quad (8)$$

minimiza (7). Como se busca alcanzar el máximo ahorro de vapor a expensas de una mínima inversión, son de particular interés un subconjunto de soluciones óptimas en las cuales la carga calórica, atendida con servicios de calefacción, toma el máximo valor, dado que:

but all minimize (7). As a maximum steam saving is intended to be achieved at a minimum investment, the subset of optimal solutions where the heat load satisfied by heating utilities reaches a maximum value is of particular interest, since:

$$Q_t^{\text{LIM}} = \text{máx} (Q_t^*). \quad (9)$$

Dado que toda reducción de la carga calórica, por integración térmica, más allá de Q_t^{LIM} sólo sirve para producir un aumento en el exceso de vapor de baja presión $V_{N,N+1}^L$, la determinación de Q_t^{LIM} se alcanza resolviendo el siguiente programa matemático:

As a heat load reduction by heat integration below Q_t^{LIM} only produces an increase of the low-pressure steam surplus $V_{N,N+1}^L$, the prediction of Q_t^{LIM} is made by solving the following mathematical programming problem:

$$\min Q_{\text{AE}} = V_{N,N+1}^L \lambda_N$$

sujeto a

subject to:

$$\sum_{k=1}^N V_k^{\text{cal}} (H_k^{\text{cal}} - h_L) \leq \sum_{k=1}^N (V_k^{\text{cal}})_{\text{MIN}} (H_k^{\text{cal}} - h_L) \quad (10)$$

y, además de (10), todas las restricciones usadas en el modelo de optimización propuesto para determinar la mínima carga de vapor ($V_{\text{MIN}}^{\text{cal}}$).

and, in addition to (10), all the constraints included in the proposed mathematical model to predict the minimum steam load ($V_{\text{MIN}}^{\text{cal}}$).

V.2. Restricciones del problema

La región factible del problema queda determinada por un conjunto de restricciones similares a las del problema de asignación de los servicios de calefacción, ya analizadas en la Parte I de este trabajo, aunque con algunas variantes, las cuales se indican a continuación:

- 1) La satisfacción de los requerimientos de energía térmica quedará expresada mediante el conjunto de restricciones:

$$\lambda_k V_k^H = Q_{t,k}; \quad k = 1, 2, \dots, N, \quad (11)$$

donde $Q_{t,k}$ es la carga calórica total asignada al k -ésimo colector;

- 2) La demanda Q_t ha dejado de ser dato para convertirse en variable del problema. Resulta importante, entonces, que el modelo matemático contenga restricciones adicionales que definan el dominio posible de variación de cada $Q_{t,k}$, ($k = 1, 2, \dots, N$); así solamente se consideran proyectos de integración calórica posibles, donde:

$$Q_t = \sum_{k=1}^N Q_{t,k}. \quad (12)$$

Cerdá, Westerberg, Mason y Linnhoff (1983) modelaron el problema de mínimo costo de los servicios de calefacción requeridos, como si se tratara de un problema de transporte estándar en programación lineal. Su solución óptima representa un proyecto de integración calórica cuya ejecución no sólo permite minimizar el consumo global de los servicios de calefacción Q_t^{MIN} , sino, además, el nivel de calidad (presión) de los mismos. Esto se logra mediante una integración calórica apropiada que deja a cargo de los servicios de planta una demanda de calor mínima a la vez en magnitud y en nivel térmico. En la solución óptima del problema se cubre cada demanda de calor que no puede ser satisfecha reciclando calor del proceso, usando el vapor de menor presión disponible que sea compatible con el nivel térmico de la demanda. Luego si $D_{i,\text{min}}$ es el flujo calórico a proveer mediante vapor de presión P_i , ello significa que $D_{i,\text{min}}$ también representa la demanda de calor de nivel térmico i . El conocimiento de esos valores permite definir parcialmente

V.2. Problem constraints

The problem feasible region is determined by a constraint set similar to that of the heating utility assignment problem analyzed in Part I of this work, though with some modification as follows:

- 1) The fulfilment of thermal energy requirements are expressed by the constraint set:

where $Q_{t,k}$ is the total heat load assigned to the k th-header;

- 2) Demand Q_t is no longer a problem datum but a variable. So, it is important that the problem mathematical model contains additional constraints that define the feasible domain for each $Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, \dots, N$), so only actual heat integration projects are considered, where:

Cerdá, Westerberg, Mason and Linnhoff (1983) have modelled the minimum cost heating utility problem as if it were a standard transportation problem in linear programming. Its optimal solution stands for a heat integration project whose execution not only allows to minimize the overall heating utility consumption Q_t^{MIN} but also its quality level (pressure). This is obtained by an appropriate heat integration which leaves a minimum heat demand in amount and thermal level to plant utilities. In the problem optimal solution each heat demand not being matched by recycling process heat is satisfied by using the lowest possible pressure steam available. Then, as $D_{i,\text{min}}$ is the heat flow to supply by using steam of pressure P_i , it also represents the i th-thermal level heat demand. Its knowledge allows to partially define the feasible space for the $Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, \dots, N$) variables through the following constraint equations:

el espacio factible para las variables $Q_{t,k}$, ($k = 1, 2, \dots, N$) a través de las siguientes ecuaciones de restricción:

$$\sum_{k=1}^i Q_{t,k} \geq \sum_{k=1}^i D_{k,\min}, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (13)$$

las cuales para un sistema de distribución de vapor compuesto de tres colectores se reducen a:

$$Q_{t,1} \geq D_{1,\min} \quad (13a)$$

$$Q_{t,1} + Q_{t,2} \geq D_{1,\min} + D_{2,\min} \quad (13b)$$

$$Q_{t,1} + Q_{t,2} + Q_{t,3} \geq D_{1,\min} + D_{2,\min} + D_{3,\min} \quad (13c)$$

Estas restricciones permiten tener en cuenta todo el espectro posible de proyectos de integración calórica, incluyendo por supuesto todas las soluciones óptimas del problema de mínimo consumo de servicios de calefacción, también definido por Cerdá y col. (1983). Por ejemplo, la restricción (13b) contempla aquellos proyectos de integración que reciclan energía térmica de nivel 1 para satisfacer también una demanda de calor de nivel igual a 2. En (13c) se tiene en cuenta la posibilidad de usar energía térmica del proceso de nivel 1 (o 2) para satisfacer demandas de menor nivel (2 y/o 3).

La definición de la región factible se completa al considerar:

$$\sum_{k=j}^N Q_{t,k} \leq \sum_{k=j}^N (\Delta H_f)_k \quad j = 1, \dots, N \quad (14)$$

donde $(\Delta H_f)_k$ es la demanda calórica global de las corrientes de proceso frías, de nivel k .

which reduce for a steam distributing system with a three header arrangement to:

These constraints permit to take into account the whole possible heat integration project spectrum, including of course all the optimal solutions to the minimum cost heating utility problem, also defined by Cerdá and co-workers (1983). For example, the constraint (13b) takes account of those integration projects that recycle thermal energy of level 1 to meet some heat demand of level 2. In (13c) the possibility of using thermal energy of level 1 (or 2) to meet demands of lower levels (2 and/or 3), is considered.

The feasible region definition is completed by considering:

where $(\Delta H_f)_k$ corresponds to the overall k th-level heat flow required by the cold streams.

VI. Método simplificado para una estimación rápida de ΔQ_{mx}^R

Este método es propuesto para facilitar una rápida estimación del beneficio económico real que podría reportar la ejecución de un proyecto de integración calórica en una o más plantas de un complejo químico en operación. En su desarrollo se formulan las siguientes hipótesis.

VI. Simplified method for a rapid estimation of ΔQ_{mx}^R

This method is proposed to ease a rapid estimation of the real maximum economic benefit that could bring about the execution of a heat integration project in one or more plants of an operating chemical complex. In its development the following assumptions are formulated:

- 1) Las entalpías específicas actuales del vapor en los colectores no se alteran como consecuencia de la reducción de la carga calórica Q_t por integración calórica. Esta hipótesis permite: a) eliminar los balances energéticos en cada uno de los colectores de vapor del conjunto de restricciones del problema, porque no proporcionan ninguna información adicional; b) suponer constantes las demandas de vapor para producción de potencia V_{km}^W ($k = 1, 2, \dots, N - 1; m = k + 1, \dots, N + 1$) cuando cambia el valor de Q_t , y c) suponer que la disminución de la demanda de vapor para calefacción V_k^H , $k = 1, 2, \dots, N$ es exclusivamente originada por la reducción de Q_t .
- 2) El complejo dispone únicamente de calderas de vapor de alta presión. El análisis, sin embargo, puede ser fácilmente generalizado para contemplar los casos en los cuales el sistema de generación de vapor cuenta con unidades que operan a distintos niveles de presión.
- 3) Se conserva la actual política de asignación de los servicios de calefacción para cubrir la carga calórica que subsiste luego del proceso de integración calórica.
- 1) The current steam header specific enthalpies are not modified as a consequence of the heat load Q_t reduction by heat integration. This assumptions allows to: a) eliminate the energy balance in each steam header from the problem constraint set because they do not provide additional information; b) assume that the steam demand to produce power V_{km}^W ($k = 1, 2, \dots, N - 1; m = k + 1, \dots, N + 1$) remains unchanged when the Q_t -value varies, and c) suppose that the heating steam demand V_k^H ($k = 1, 2, \dots, N$) drop is exclusively originated by the Q_t reduction.
- 2) The complex comprises only high pressure steam boilers. However, the analysis could be easily generalized to account for those cases in which the steam generating system has units operating at different pressure levels.
- 3) The present heating utility assignment policy to meet the heat load is maintained even after the heat integration process.

Sea ΔQ_t la caída que experimenta la demanda de calor por integración calórica. Si ΔQ_t era satisfecha usando vapor procedente del colector k , luego:

$$\bar{V}_k^H = V_k^H - \frac{\Delta Q_t}{\lambda_k}$$

$$\bar{V}_j^H = V_j^H, \quad \text{para (for) } j \neq k,$$

donde se indican con una barra los valores de las variables luego de haberse reducido la demanda de calor en ΔQ_t .

Por diferencia de las ecuaciones de balance de masa correspondientes a las nuevas y a las primitivas condiciones de funcionamiento del sistema de distribución, se obtiene

$$\bar{V}_1^{\text{cal}} - V_1^{\text{cal}} = \bar{V}_{12}^L - V_{12}^L$$

$$\bar{V}_{j-1,j}^L - V_{j-1,j}^L = \bar{V}_{j,j+1}^L - V_{j,j+1}^L, \quad j = 2, 3, \dots, (k-1) \quad (15)$$

$$\bar{V}_{k-1,k}^L - V_{k-1,k}^L = \bar{V}_{k,k+1}^L - V_{k,k+1}^L - \frac{\Delta Q_t}{\lambda_k}. \quad (16)$$

Let ΔQ_t be the decrease in heat demand by energy integration. If ΔQ_t was previously satisfied using steam from k th-header then:

where it is indicated with an upper dash the variable values after the heat demand is decreased in ΔQ_t .

By the difference of the mass balance equations, corresponding to the new and old operating conditions of the distribution system it is obtained:

La variación de (V_k^H) modifica los valores de V_{j-1}^F a partir de $j \geq k+1$, lo que queda indicado en las siguientes ecuaciones:

$$\bar{V}_{k,k+1}^L - V_{k,k+1}^L - \alpha_k \frac{\Delta Q_t}{\lambda_k} = \bar{V}_{k+1,k+2}^L - V_{k+1,k+2}^L \quad (17)$$

$$\bar{V}_{\ell-1,\ell}^L - V_{\ell-1,\ell}^L - \frac{\Delta Q_t}{\lambda_k} \alpha_{\ell-1} \frac{\ell-2}{\pi} (1-\alpha_q) = \bar{V}_{\ell,\ell+1}^L - V_{\ell,\ell+1}^L$$

$$\ell = k+2, \dots, (N-1) \quad (18)$$

donde α_k es la fracción de condensado que se vaporiza al disminuir su presión hasta P_{k+1} .

Definiendo:

$$\Delta V_1^{\text{cal}} = V_1^{\text{cal}} - \bar{V}_1^{\text{cal}},$$

y reemplazando esta definición en las ecuaciones (15) a (18) éstas toman la siguiente forma:

$$\bar{V}_{j,j+1}^L = V_{j,j+1}^L - \Delta V_1^{\text{cal}}, \quad j = 2, 3, \dots, (k-1) \quad (19)$$

$$\bar{V}_{k,k+1}^L = V_{k,k+1}^L - \Delta V_1^{\text{cal}} + \frac{\Delta Q_t}{\lambda_k} \quad (20)$$

$$\bar{V}_{\ell,\ell+1}^L = V_{\ell,\ell+1}^L - \Delta V_1^{\text{cal}} + \frac{\Delta Q_t}{\lambda_k} \frac{\ell-1}{\pi} (1-\alpha_q), \quad \ell = k+1, \dots, (N-1). \quad (21)$$

Como la condición de no-negatividad $\bar{V}_{\ell,\ell+1}^L \geq 0$, $\ell = 1, 2, \dots, (N-1)$ debe cumplirse, cualquiera sea la magnitud de ΔQ_t , el máximo valor que puede alcanzar ΔV_1^{cal} está dado por:

$$\Delta V_1^{\text{cal}} = \min \left\{ V_{j,j+1}^L \quad (\forall j \leq k-1); V_{k,k+1}^L + \frac{\Delta Q_t}{\lambda_k}; \right. \\ \left. \bar{V}_{\ell,\ell+1}^L + \frac{\Delta Q_t}{\lambda_k} \frac{\ell-1}{\pi} (1-\alpha_q), \quad (\forall \ell \geq k+1) \right\}; \quad (22)$$

puesto que para mayores valores de ΔV_1^{cal} , el flujo de vapor a través de alguna válvula reductora $V_{j,j+1}^L$ será negativo, lo cual es físicamente imposible.

La ecuación (22) permite extraer conclusiones para dos casos de interés:

Caso 1: En las actuales condiciones de funcionamiento del sistema de distribución de va-

The (V_k^H) variation modifies the V_{j-1}^F values from $j \geq k+1$, as indicated in the following equations:

where α_k is the condensate fraction that is vaporized as its pressure goes down to P_{k+1} .

By defining:

and replacing this definition in equations (15) to (18), these will take the following expressions:

As the nonnegativity condition $\bar{V}_{\ell,\ell+1}^L \geq 0$, $\ell = 1, 2, \dots, (N-1)$ is to be accomplished for any ΔQ_t value, the maximum value that ΔV_1^{cal} can reach is given by:

otherwise for greater ΔV_1^{cal} , some steam let-down flows $V_{j,j+1}^L$ will become negative, which is physically impossible.

The equation (22) allows to draw some conclusions for two interesting cases:

Case 1: At the present steam system operating conditions at least one of the letdown valves

por, al menos una de las válvulas reductoras de presión operando entre los colectores $(j - 1)$ y j ($j \leq k$) se encuentra prácticamente cerrada.

En este caso, una disminución de la carga calórica asignada al colector k no produce ahorros en los costos operativos ($\Delta V_1^{\text{cal}} = 0$).

Si se presentara esta situación, la disminución de la carga calórica ΔQ_r no introduce cambios en los valores de las entalpías específicas del vapor en los colectores $j = 1, 2, \dots, k$. Por lo tanto, la validez de la conclusión anterior se vuelve completamente general, a pesar de haber sido obtenida a partir de las ecuaciones de balance de masa solamente. Para $j \geq k$, las ecuaciones (20) y (21) señalan un aumento de los caudales de vapor a través de las válvulas reductoras a expensas de V_j^F , al disminuir la carga calórica asignada al colector k en un valor ΔQ_r . Naturalmente que este hecho incrementar las entalpías específicas del vapor en los colectores $j \geq k$, dado el alto recalentamiento del vapor proveniente de la línea reductora de presión. Se produce así una disminución de la demanda de vapor por el mayor contenido entálpico del vapor, lo que refuerza aun más el aumento de los caudales de vapor que circulan por las líneas reductoras de presión predicho por las ecuaciones (20) y (21). Esto origina un crecimiento de los costos operativos. Además, el mayor exceso de vapor $V_{N,N+1}^L$ incrementa las necesidades de agua de enfriamiento para condensarlo.

Caso 2: En las actuales condiciones de funcionamiento del sistema de vapor, todas las válvulas reductoras de presión operando entre colectores $j - 1$ y j ($j \leq k$) se encuentran abiertas ($V_{j-1,j}^L > 0$, $\forall j \leq k$).

En este caso, una disminución de la carga calórica asignada al colector k , ΔQ_r , produce inicialmente un descenso correspondiente ($\Delta Q_r/\lambda_k$) del caudal de vapor suministrado por las calderas.

La ecuación (22) proporcionaría un valor aproximado del máximo ahorro en los costos operativos obtenido mediante un proyecto de integración calórica. Es aproximado porque la reducción de la carga calórica produce, según la ecuación (19), una caída de los caudales que circulan por las líneas reductoras de pre-

operating between headers $(j - 1)$ and j ($j \leq k$) is practically closed.

In this case, a reduction of the heat load assigned to the k th-header produces no operating cost savings ($\Delta V_1^{\text{cal}} = 0$).

If this situation is faced, the heat load reduction ΔQ_r does not introduce any change in the steam header specific enthalpies $j = 1, 2, \dots, k$. So, the validity of this conclusion becomes completely general, even though it was obtained from mass balance equations only. For $j > k$, equations (20) and (21) reveal an increase in the steam letdown flows and a reduction of V_j^F , if the heat load assigned to the k th-header is lowered in a ΔQ_r value. As the steam coming from the steam letdown valves are highly superheated, naturally this event will increase the steam specific enthalpies at headers $j > k$. A drop in the steam demand is so produced because of the higher steam enthalpy, which sets-up steam letdown flows even higher than predicted by equations (20) and (21). This means that operating costs increase. Moreover, the steam excess $V_{N,N+1}^L$ also goes up, rising the need of cooling water to condensate it.

Case 2: At present operating conditions of the steam system, all letdown valves operating between headers $(j - 1)$ and j ($j \leq k$) are open ($V_{j-1,j}^L > 0$, $\forall j \leq k$).

In this case, a decline in the heat load assigned to the k th-header, ΔQ_r , initially causes a corresponding reduction ($\Delta Q_r/\lambda_k$) in the steam flow supplied by the boilers.

Equation (22) would give an approximate value of the maximum operating cost savings provided by a heat integration project. It is so because a heat load reduction yields a drop in both the steam letdowns $V_{j-1,j}^L$ ($j \leq k$) and the steam enthalpy in headers j ($j \leq k$), according to (19). This is generally so because letdown

sión $V_{j-1,j}^L$, ($j \leq k$) y de las entalpías específicas del vapor en los colectores ($j \leq k$). El descenso de H_k se explica porque la línea reductora de presión provee generalmente el vapor altamente recalentado. Esto sugiere que la disminución de la demanda de vapor para atender las necesidades de calor y potencia del complejo es menor que la estimada por (22). Así, el valor dado por (22) podría tomarse como una cota superior de los ahorros de vapor, siempre que se conserve la política actual de asignación de los servicios de calefacción. En el modelo matemático presentado en este trabajo, esa política es una variable del problema.

VII. Linealización del modelo matemático

Los programas matemáticos propuestos para predecir la carga mínima de vapor $V_{\text{MIN}}^{\text{cal}}$ y la carga calórica límite Q_t^{LIM} , respectivamente, no difieren significativamente del modelo del problema de asignación de los servicios de calefacción. Aparece solamente un conjunto adicional de restricciones lineales que define el espacio de valores factibles para el vector de cargas calóricas $\{Q_{t,k}\}$. En consecuencia, el origen de las no-linealidades del modelo es idéntico al señalado en la Parte I. El vector de entalpías $\{H_k\}$ cambia, ahora al modificarse no sólo la política de asignación de servicios sino también la política de integración energética. El modelo linealizado, que se obtiene reemplazando las restricciones no-lineales por sus respectivas expansiones de Taylor de primer orden, será todavía una buena representación del problema si se dispone de una solución inicial (incluso no-factible) cercana al óptimo del problema. Para ello se debe contar con una predicción razonable del vector de entalpías $\{H_k\}$ característico de una solución óptima o cuasi-óptima.

En el problema que se está analizando la reducción de la carga de vapor se obtiene, primordialmente, por una disminución de la carga calórica $(Q_t)_{\text{actual}}$ hasta un valor cercano a Q_t^{MIN} y en una menor proporción, por la reducción de los valores $V_{k,k+1}^L$, ($k = 1, 2, \dots, N$) a través de una política óptima de asignación de servicios de calefacción. Teniendo en cuenta estas propiedades de una buena solución del problema, se emplea el siguiente

steam is usually highly superheated. This suggests that the decrease of the steam load matching the complex heat and power needs is lower than that predicted by (22). So, the value given by (22) would appear as an upper bound on steam savings, provided that the present heating duty assignment policy is maintained. In the model introduced in this work, this policy is a problem variable.

VII. Mathematical linearization

The mathematical programming problem proposed to predict the minimum steam load $V_{\text{MIN}}^{\text{cal}}$ and the limiting heat load Q_t^{LIM} respectively, do not differ considerably from the heating duty allocation problem model. Only an additional linear constraint set appears defining the space of feasible values for the heat load vector $\{Q_{t,k}\}$. Consequently, the cause of the model non linearities is similar to the one indicated in Part I. The enthalpy vector $\{H_k\}$ changes not only because of changes in the heating duty allocation policy, but also as a consequence of the energy integration policy. The linearized model obtained by replacing the non linear constraints by their corresponding first-order Taylor expansions, will still be a good problem representation provided that an initial solution (even not feasible) near the problem optimum is available. So, it is needed an acceptable prediction for the enthalpy vector $\{H_k\}$ typical of an optimal or quasi-optimal solution.

In the problem being analyzed the steam load reduction is obtained primarily by cutting down the current heat load (Q_t) up to a value close to Q_t^{MIN} and in lower proportion because of a decrease in $V_{k,k+1}^L$ ($k = 1, 2, \dots, N$) through an optimal heating utility allocation. Taking into account these properties of a good problem solution, the following procedure is used to estimate the initial enthalpy vector $\{H_i\}$ at the problem global optimum:

procedimiento para estimar adecuadamente el vector inicial de entalpías $\{H_i\}$ en el óptimo global del problema:

- 1) Siguiendo la técnica propuesta por Cerdá y col. (1983), para resolver el problema de mínimo costo de los servicios, se determinan los valores de $(Q_{t,k})_{\min}$;
- 2) Se asignan estas cargas calóricas mínimas $(Q_{t,k})_{\min}$ a los respectivos colectores de vapor;
- 3) Se desprecian las contribuciones entálpicas de los flujos de vapor laminado $V_{k,k+1}^L$, $k = 1, 2, \dots, N$;
- 4) Dado que, en general, V_1^R es más pequeño que V_1^{cal} , se supone que $H_1 = H_1^{cal}$;
- 5) Se evalúan las entalpías específicas del vapor en los demás colectores, en etapas sucesivas, partiendo desde el colector de alta presión teniendo en cuenta las contribuciones de las calderas de recuperación de calor y del flujo entálpico asociado al vapor de escape de las turbinas de contrapresión.

- 1) Following the technique proposed by Cerdá and co-workers (1983) to solve the minimum cost utility problem, values for $(Q_{t,k})_{\min}$ are determined;
- 2) Minimum heat loads $(Q_{t,k})_{\min}$ are assigned to the corresponding steam headers;
- 3) The letdown enthalpic contributions $V_{k,k+1}^L$ H_k ($k = 1, 2, \dots, N$) are neglected;
- 4) Since V_1^R is usually lower than V_1^{cal} , it is assumed that $H_1 = H_1^{cal}$;
- 5) The steam specific enthalpies are evaluated in the remaining headers in successive steps, starting from the high pressure header and taking into account waste heat boiler contributions and enthalpic flows associated with the backpressure turbine exhaust steam.

VIII. Algoritmo de resolución

Como en la Parte I, el modelo matemático del problema fue resuelto utilizando el Método de Programación Aproximado (MAP). Dado que todas las restricciones que se han agregado para definir el dominio de variación de las demandas calóricas $Q_{t,k}$ son lineales, los argumentos usados en la primera Parte de este trabajo, para justificar su elección, conservan su validez. En forma similar, también, puede ser demostrado que cuando el método MAP converge, provee una solución que es al menos un óptimo local del problema. El algoritmo de solución guarda una total semejanza al usado en la Parte I.

IX. Resultados

A fin de mostrar la existencia de un "cuello de botella" secundario que limita los beneficios económicos proporcionados por la ejecución de un proyecto de integración calórica en una planta en operación, se resuelve un típico ejemplo industrial mediante la aplicación del método propuesto. La determinación de Q_t^{LIM} y su posterior comparación con Q_t^{MIN} revela

VIII. Solution algorithm

As in Part I, the problem mathematical model was solved using the Approximated Programming Method (MAP). Since all constraints added to define the domain of heat loads $Q_{t,k}$ are linear, the arguments used in the first Part of this work to justify its choice maintain their validity. In a similar way it can be also demonstrated that the MAP method, if converges, gives a solution that is at least a problem local optimum. The solution algorithm is totally similar to the one used in Part I.

IX. Results

In order to show the existence of a secondary "bottleneck" which limits the profits rendered by implementing a heat integration project at an operating plant a typical industrial problem is solved by applying the proposed method. The prediction of Q_t^{LIM} and its subsequent comparison with Q_t^{MIN} reveals the presence and the importance of such a "bot-

la presencia e importancia de ese "cuello de botella" que está físicamente localizado en la usina del complejo.

Las características de los sistemas de generación y de distribución de vapor y potencia, ya incluidos en la Parte I, se muestran nuevamente en la tabla I. En la tabla II se listan las operaciones de transferencia calórica que tienen lugar en el proceso a integrar a través de la descripción de las corrientes que demandan (corrientes "frías") o suministran (corrientes "calientes") calor. En la figura 5 se ilustra el diseño de la red actual de intercambiadores de calor.

tleneck" that is physically located at the complex steam power plant.

The complex steam-power generating and distribution system features, already included in Part I, are shown again in table I. Table II lists the heat transfer operations taking place in the process where heat is to be recovered by describing the streams which demand ("cold" streams) or supply ("hot" streams) heat. Figure 5 depicts the current heat exchanger network design.

TABLA I.— Datos del ejemplo.

TABLE I.— Example data.

N° de colectores (Headers number): 3	
Presión de los colectores (Headers pressures):	
$P_1 = 3,8 \text{ MPa}$	$(T_1^{(s)} = 521,3 \text{ K})$
$P_2 = 2,0 \text{ MPa}$	$(T_2^{(s)} = 486,5 \text{ K})$
$P_3 = 0,4 \text{ MPa}$	$(T_3^{(s)} = 417,3 \text{ K})$
Temperatura del vapor proveniente de la caldera (Boiler steam temperature):	$T_1^{\text{cal}} = 400^\circ\text{C}$
Eficiencia de caldera (Boiler efficiency):	$\epsilon = 0,85$
LHV del combustible (Fuel LHV):	43950 kJ/kg
Costo del combustible (Fuel cost):	1,40 \$/kg
Caudal y temperatura del vapor proveniente de las calderas de recuperación de calor (Flows and temperatures of steam from waste heat boilers)	
$V_1^R = 28000 \text{ kg/h}$	$T_1 = 523 \text{ K}$
$V_2^R = 5000 \text{ kg/h}$	$T_2 = 513 \text{ K}$
Estructura del sistema de generación de potencia: Demandas y rendimientos de turbinas (Power generating system structure: turbine efficiencies and demands)	
$W_{12} = 3500 \text{ kW}$	$\eta_{12} = 0,85$
$W_{23} = 420 \text{ kW}$	$\eta_{23} = 0,85$
$W_{13} = 2700 \text{ kW}$	$\eta_{13} = 0,85$
$W_{14} = 620 \text{ kW}$	$\eta_{14} = 0,70$
Presión de descarga de la turbina de condensación (Condensing turbine exhaust steam pressure): 0,001 MPa	
Demanda de vapor a proceso (Process steam demands)	
$M_1 = 37000 \text{ kg/h}$	
$M_2 = 6000 \text{ kg/h}$	
$M_3 = 9000 \text{ kg/h}$	

TABLA II.— Datos de las corrientes de proceso.

TABLE II.— Process stream data.

Corrientes (Streams)	$F_i C_{pi}$ (kW/K)	$T_{ent}(in)$ (K)	$T_{sal}(out)$ (K)	Q (kw)
F_1	530	333	450	62010
F_2	5	301	510	1045
F_3	88,5	285	503	19293
F_4	20000	401	401	20000
F_5	232,4	446	493	10923
C_1	166	505	491	-2324
C_2	424,88	498	332	-70530
C_3	353,33	403	331	-25440
$\Sigma Q_i = 14977$				

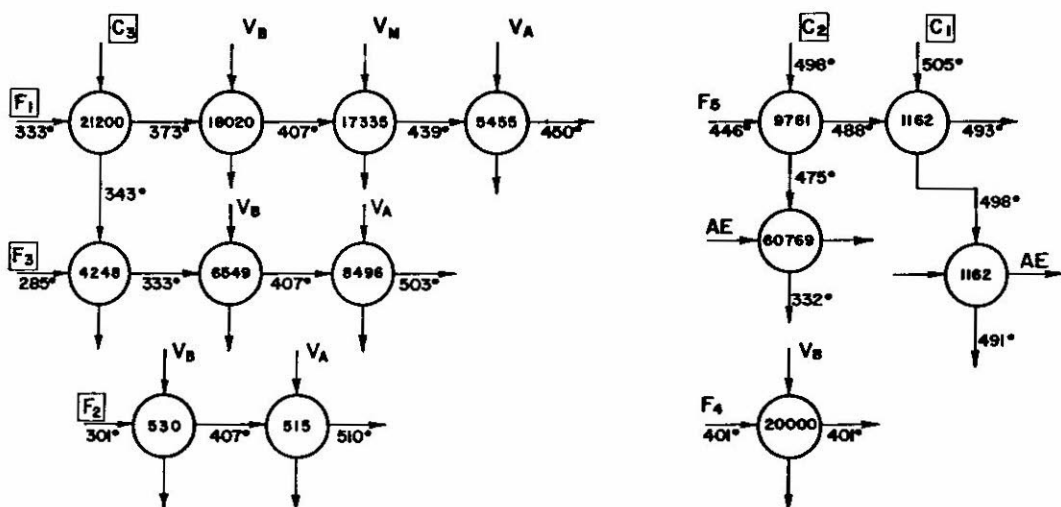


Fig. 5.— Diseño actual de la red de intercambio calórico. (Present design of the heat exchanger network).

Teniendo en cuenta la información de la tabla II, se resuelve el problema de mínimo costo de los servicios de calefacción (Cerdá y col., 1983). Su solución óptima provee los valores de $D_{i,min}$ ($i = 1, 2, 3$) que sirven para definir el dominio factible para las variables $Q_{i,k}$ en el modelo propuesto. Esos valores se incluyen en la tabla III junto con las demandas de calor del proceso actuales y máximas a satisfacer con servicios de calefacción. Comparando las primeras dos columnas de la tabla III, se puede observar que se obtiene una notable reducción de las demandas de calor de niveles bajo e inter-

Accounting for the data included in table II, the minimum heating utility cost problem is solved (Cerdá et al., 1983). Its optimal solution provides the values for $D_{i,min}$ ($i = 1, 2, 3$) which serve to define the feasible domain for the variables $Q_{i,k}$ in the proposed model. Such values together with current and maximum process heat demands to fulfill by using heating utilities are all included in table III. By comparing the first two columns in table III, it can be observed that a remarkable reduction in both low and medium level heat demands is obtained through maximizing plant heat recovery.

TABLA III.— Cuadro de demandas de calor del proceso atendidas con servicios de calefacción mínimas, actuales y máximas.

TABLE III.— Minimum, maximum and present heat demands satisfied with heating duties.

	Demandas mínimas (Minimum demands)* (kw)	Demandas actuales (Present demands) (kw)	Demandas máximas (Maximum demands) (ΔH_f) (kw)
D_1	1428	2466	2466
D_2	4561	29335	36539
D_3	22786	45099	74275
ΣD_i	28775	76900	113271

* Valores obtenidos resolviendo el problema de mínimo costo de servicios de calefacción. (Values obtained by solving the minimum heating duty cost problem). (Cerdá y col., 1983).

medio, a través de la maximización de la recuperación calórica en la planta. Si esto se llevara a cabo, por lo tanto, un flujo importante de vapor procedente de las turbinas de contrapresión iría a aumentar el exceso de vapor V_{34}^L , a menos que la estructura de generación de potencia sea alterada. Esta presunción es confirmada por los resultados del modelo.

En la siguiente etapa se halla el valor de la mínima carga de vapor de caldera (V_{MIN}^{cal}) resolviendo el modelo de optimización propuesto en primer lugar, cuya función objetivo es V^{cal} . Como una de sus soluciones óptimas corresponde al caso en el cual se minimiza el costo de los servicios de calefacción, en lugar de las restricciones del modelo (13) y (14) pueden también usarse las igualdades $Q_{t,k} = D_{k,min}$ ($k = 1, 2, 3$). Los resultados que se obtienen usando cualquiera de esas dos alternativas se muestran en la tabla IV. Ellos indican que el máximo ahorro de combustible que se puede alcanzar es la cantidad requerida para generar 10,47 T/h de vapor de alta presión. Este valor se obtiene comparando la carga mínima de vapor de caldera V_{MIN}^{cal} con la demanda de vapor de caldera hallada en la Parte I para una óptima distribución de la carga de calor. Sin embargo, la presencia de un exceso apreciable de vapor de baja presión V_{34}^L está advirtiendo que los mismos ahorros de combustible se pueden alcanzar con una menor inversión. Esta es una situación común en plantas en operación donde la estructura de generación

In doing so, therefore, an important steam flow coming from backpressure turbines would be going to increase the steam oversupply V_{34}^L , unless the power generating structure is altered. This conjecture is confirmed by the model results.

In the next step, the minimum boiler steam load (V_{MIN}^{cal}) is found by solving the first proposed optimization model whose objective function is V^{cal} . As one of its optimal solutions corresponds to the case in which the heating utility cost is minimized, the equalities $Q_{t,k} = D_{k,min}$ ($k = 1, 2, 3$) can also be used instead of the model constraints (13) and (14). The results obtained by using the last alternative are shown in table IV. They both indicate that the maximum attainable fuel saving is as large as the amount of fuel required to generate 11.78 T/h of high-pressure steam. This value arises if the minimum boiler steam load V_{MIN}^{cal} is compared with the boiler steam demand for the optimally allocated heat load found in Part I. However, the presence of an appreciable low-pressure steam excess V_{34}^L is warning that the same fuel savings can be achieved by investing less. It is a common situation in operating plants where the power generating structure has been adopted for a larger heat load. Low letdown flows V_{12}^L and V_{23}^L reveal that the utility allocation policy is adequately set by the model (see table IV).

TABLA IV.— Solución óptima del problema de determinación de la carga mínima de vapor V_{MIN}^{cal} TABLE IV.— Optimal solution of the minimum heat load V_{MIN}^{cal} problem.

Variables	Máxima integración calórica Caudales de vapor (Maximum heat recovery Steam flows) (kg/h)	Observaciones (Observations)
V_{MIN}^{cal}	127362	---
V_1^H	2979	Caudal de vapor (saturado) para calefacción suministrado por el colector 1. (Heating (saturated) steam flow supplied by header 1).
V_2^H	8697	Caudal de vapor (saturado) para calefacción suministrado por el colector 2. (Heating (saturated) steam flow supplied by header 2).
V_3^H	38469	Caudal de vapor (saturado) para calefacción suministrado por el colector 3. (Heating (saturated) steam flow supplied by header 3).
V_{12}^L	0	---
V_{23}^L	75294	---
V_{34}^L	61060	Se produjo por integración calórica, un exceso de vapor de baja presión. (A low pressure steam excess was produced because of the heat integration).

de potencia ha sido adoptada para una carga de calor mayor. Bajos valores de los caudales circulantes por las válvulas reductoras de presión V_{12}^L y V_{23}^L revelan que el modelo adopta una adecuada política de asignación de servicios de calefacción (ver tabla IV).

Antes de realizar la búsqueda del diseño de la red de intercambiadores de calor más económica, se debe conocer el nuevo objetivo de diseño $\Delta Q_{m,x}^R$. Para determinar su valor, se debe encontrar una solución alternativa en la cual el exceso de vapor de baja presión V_{34}^L sea nulo. El procedimiento de búsqueda consiste en la solución del modelo de optimización propuesto pero usando ahora como función objetivo V_{34}^L y agregando como restricción adicional la desigualdad (10). La solución óptima del nuevo problema se muestra en la tabla V. Los valores óptimos de $Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, 3$) permiten calcular Q_t^{LIM} y $\Delta Q_{m,x}^R$. Como se conjeturara anteriormente, la diferencia entre

Before searching the most economic heat exchanger network design the new design target $\Delta Q_{m,x}^R$ should be known. To predict this value, an alternate solution where low-pressure steam excess V_{34}^L vanishes must be found. The search procedure consists in the solution of the proposed optimization model but using now V_{34}^L as the objective function and the inequality (10) as an additional constraint. In table V two optimal alternative solutions are shown. The optimal V_k^L values allow to calculate $Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, 3$), Q_t^{LIM} and $\Delta Q_{m,x}^R$ successively. As conjectured before, the difference between Q_t^{LIM} and Q_t^{MIN} is rather impressive especially if it is compared to the maximum process heat

TABLA V.— *Óptimo alternativo que minimiza V_1^{cal} y anula el exceso de vapor de baja presión V_{34}^L*

TABLE V.— *Alternative optimum that minimizes V_1^{cal} and makes null the low pressure steam excess V_{34}^L*

Variables	Máxima integración calórica rentable Caudales de vapor (Maximum profitable heat recovery Steam flows) (kg/h)	
	Solución alternativa 1 (Alternative solution 1)	Solución alternativa 2 (Alternative solution 2)
V_1^{cal}	127362	127362
V_1^H	2979	2979
V_2^H	33022	90015
V_3^H	83209	33395
V_{12}^L	0	0
V_{23}^L	53243	1584.6
V_{34}^L	0	0
$Q_t^{LIM} = \Sigma Q_{t,k} = 68032 \text{ kw} ; \Delta Q_{MX}^R = 113271 - 68032 = 45239 \text{ kw}$		

muy significativa, especialmente si se la compara con la máxima recuperación posible de calor. Desde un punto de vista económico, es conveniente recuperar sólo el 53,5% del flujo calórico disponible en el proceso. La tabla VI incluye otras condiciones de operación en la solución óptima.

Hay muchos diseños de redes de intercambiadores de calor que alcanzan el nuevo objetivo de diseño. Todos ellos requieren la misma cantidad de servicios de calefacción, $\Sigma Q_{t,k}$, proveniente de los colectores de vapor. De ellos, interesa en particular el diseño de la

recuperación. From an economic viewpoint only 53.5% of the available process heat flow is convenient to be recovered. Table VI includes other operating conditions at the optimal solution. Comparing the alternative solutions, it can be observed that the first one employs a higher fraction of low pressure steam to meet the heating demands. However, with this purpose, the pressure of the steam available at intermediate level must be reduced. On the contrary, the alternative solution 2 proposes the use of medium pressure steam to meet the heating needs. This allow steam and power generating system to operate with steam flows through the pressure reducing valves at a minimum value. Also, as it will be seen, the required heat exchangers' number is reduced consequently.

There are many heat exchanger network designs that achieve the new design target. All of them require the same heating utility amount $\Sigma Q_{t,k}$ ($k = 1, 2, 3$) from the steam headers. Among them, it is of particular interest the HX-network design which recycles ΔQ_{MX}^R

TABLA VI.— Otras características operativas del sistema de generación y distribución de vapor y potencia cuando $\Delta Q_I = \Delta Q_{mx}^R$

TABLE VI.— Other operating conditions of the power and steam generating and distributing system when $\Delta Q_I = \Delta Q_{mx}^R$

Variables	Solución alternativa 1 (Alternative solution 1)	Solución alternativa 2 (Alternative solution 2)
V_{12}^W	89375	89378
V_{13}^W	23396	23396
V_{23}^W	5416	5416
V_{14}^W	3102	3102
V_1^F	217	217
V_2^F	4607	11998
ΔV_1	491	491
ΔV_2	3089	8420
ΔV_3	5547	—
Entalpías específicas del vapor en los colectores (K-Joule/kg) (Steam specific enthalpy in the headers (K-Joule/kg))		
Solución 1 (Solution 1)		
$H_1 = 3143$; $H_2 = 2995$; $H_3 = 2891$		

red que recicla ΔQ_{mx}^R , usando el mínimo número de intercambiadores. La búsqueda está basada en el modelo del transporte propuesto por Cerdá y Westerberg (1983) y posteriormente mejorado por Isla y Cerdá (1983). La única modificación introducida en el algoritmo de síntesis desarrollado por esos autores consiste en aumentar la cantidad de servicios disponibles en la red desde $Q_{i,k}^{MIN}$ a $Q_{i,k}^{LIM}$ ($k = 1, 2, 3$). El diseño de la red más económico se muestra en la figura 6. Obviamente, no incluye algunos de los empalmes calóricos llevados a cabo en la red actual de intercambiadores de calor (ver fig. 5). El nuevo diseño se compara favorablemente con los diseños producidos por los procedimientos de síntesis convencionales cuando se consideran el área global de transferencia calórica y el número de intercambiadores. Al recuperar menos calor, la diferencia de temperaturas promedio en la red crece y este cambio produce simultáneamente una reducción en el área de transferencia y en el número de intercambiadores. Sin embargo, teniendo en cuenta

by using a minimum number of exchangers. The search is based on the transportation model proposed by Cerdá and Westerberg (1983) and later improved by Isla and Cerdá (1983). The single modification introduced in the synthesis algorithm developed by those authors consists in the increase of the amount of utilities available in the network from $Q_{i,k}^{MIN}$ to $Q_{i,k}^{LIM}$ ($k = 1, 2, 3$). The economic network design corresponding to the alternative solution 1 is shown in figure 6. Obviously, the design does not include some of the heat matches carried out in the current heat exchanger network (see fig. 5). The new design favourably compares with the ones obtained by conventional synthesis procedures if overall heat transfer area and number of exchangers are considered. By recovering less heat, the average temperature difference in the network becomes larger and this change produces simultaneously a decrease in both the required heat transfer area and number of exchangers. However, taking into account its characteristics, the alter-

sus características, la solución alternativa 2 permitiría eliminar un intercambiador de calor al satisfacer las necesidades de la corriente F_4 con vapor de media presión exclusivamente.

native solution 2 would allow to eliminate a heat exchanger unit when satisfying the F_4 stream needs with medium pressure steam exclusively.

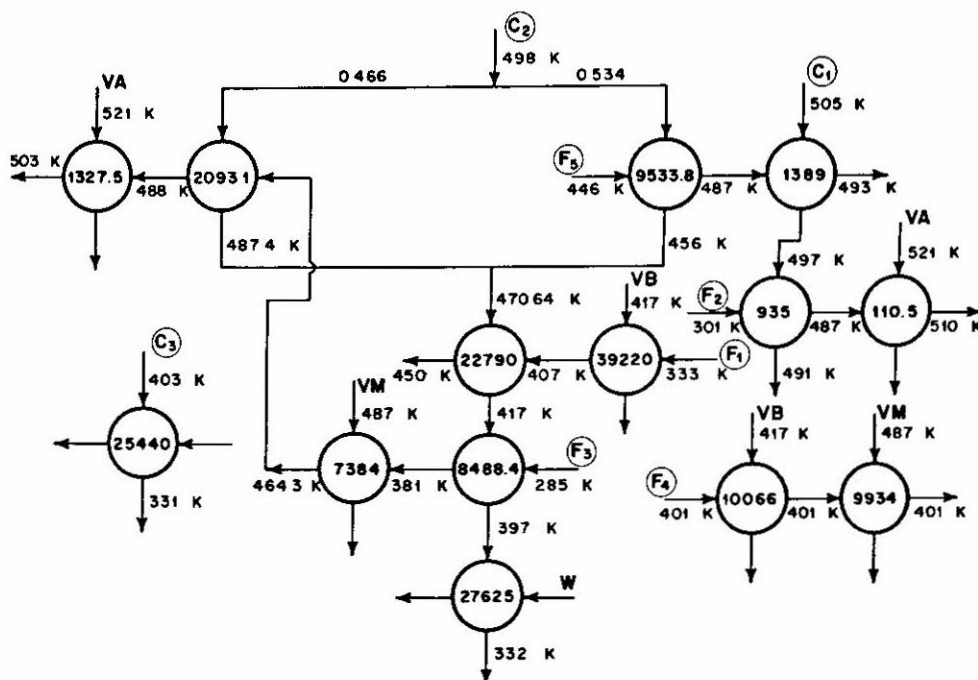


Fig. 6.— Diseño óptimo de la red de intercambio calórico. (Optimal design of the heat exchanger network).

Conclusiones

1. En la primera parte de este trabajo se observó que los requerimientos de vapor de caldera en una planta química no sólo depende de las necesidades energéticas de los procesos sino también de la performance energética del sistema proveedor de energía. Para mejorar esta última se planteó la conveniencia de flexibilizar la política de asignación de los servicios de calefacción. Esta segunda parte intenta poner de relieve la importancia que tiene conocer el efecto que produce una reducción de la carga calórica de los procesos, vía integración calórica, sobre la eficiencia del sistema proveedor de energía.

2. Algunos trabajos previos (Linnhoff y Flower, 1978) habían mostrado que la adop-

Conclusions

1. In the first part of this work, it was observed that boiler steam requirements in a chemical plant do not only depend on the process energy needs but also on the energy supply system performance. In order to improve such a performance it becomes convenient to adjust adequately the heating utility allocation policy. This second part intends to emphasize the importance of establishing the effect that a process heat load reduction, via heat integration, produces on the energy supply system performance.

2. Some previous works (Linnhoff and Flower, 1978) have shown that setting initial

ción de las temperaturas inicial y final de las corrientes frías y calientes de proceso crea un "cuello de botella" que limita las posibilidades de recuperación calórica. Este límite se caracteriza a través de Q_f^{MIN} , que representa la carga calórica mínima. En este trabajo se muestra que las configuraciones actuales de los sistemas de distribución y generación de vapor y potencia generan un "cuello de botella" secundario que impone un tope, aún menor, a los beneficios económicos que proporciona la puesta en práctica de un proyecto de integración energética. En efecto, ese tope generalmente se alcanza antes de que la carga calórica de los procesos, vía recuperación calórica, tome su valor mínimo.

3. Los valores de Q_f^{LIM} y ΔQ_{mx}^R se pueden obtener resolviendo un problema de programación matemática no-lineal. El procedimiento de solución consiste en la aplicación del método Simplex a una secuencia finita de programas lineales. Un buen punto de partida hace el método más eficiente y permite alcanzar el óptimo en un bajo número de iteraciones.

4. La existencia de óptimos alternativos facilita la labor del ingeniero de procesos al darle una mayor flexibilidad en la selección de la estructura de la red de intercambiadores de calor. En este trabajo se optó por la configuración que incluye el mínimo número de unidades de intercambio calórico. Para plantas en operación, podría ocurrir que la estructura más conveniente sea la que mejor aprovecha los intercambiadores de calor actualmente disponibles.

5. Dentro de ciertos límites, una elección apropiada de la política de asignación de los servicios de calefacción reduce el efecto negativo sobre la eficiencia del sistema de generación de vapor y potencia que origina la disminución de la demanda de calor de los procesos. Se puede obtener así un más alto valor de ΔQ_{mx}^R .

6. El método fue aplicado a la solución de un ejemplo y los resultados hallados muestran que las configuraciones actuales de los sistemas de distribución y generación de vapor y potencia pueden limitar significativamente la rentabilidad de un proyecto de integración energética. Esta situación se presenta porque Q_f^{LIM} es notablemente mayor que Q_f^{MIN} .

7. El procedimiento de síntesis de redes de intercambio calórico mediante modelos de

and target temperatures for the process hot and cold streams already introduces a "bottleneck" which limits heat recovery opportunities. Such a bound is characterized through Q_f^{MIN} which represents the minimum heat load. This work shows that the present steam-power generating and distributing system configurations create a secondary "bottleneck" which impose a bound still lower to the economic benefits produced by an energy integration project. In fact, this bound is generally achieved before the process heat load, via heat recovery, is minimized.

3. Q_f^{LIM} and ΔQ_{mx}^R values can be obtained by solving a non-linear mathematical programming problem. The solution procedure consists in applying the Simplex method to a finite sequence of linear programming problems. A good starting point makes the method efficient and allows to achieve the optimum in a low number of iterations.

4. The existence of alternate optimal solutions makes easier the process engineer task. In this work, the configuration involving a minimum number of heat exchanger units is favored. For operating plants, it may happen that the best structure is the one which makes better use of the currently available heat exchangers.

5. Within certain limits, an appropriate heating utility allocation choice offsets the negative effect on the steam-power generating system efficiency caused by a decrease in the process heat demand. In this way, a greater value for ΔQ_{mx}^R can be obtained.

6. The method was applied to an example and the results found show that the present configurations of the steam and power distributing and generating systems can significantly limit the profit of an energy integration project. This situation is faced when Q_f^{LIM} is considerably greater than Q_f^{MIN} .

7. The heat exchange network synthesis procedure through transportation models (Cer

transporte (Cerdá y Westerberg, 1983; Isla y Cerdá, 1983) fue modificado a fin de generar diseños que produzcan el máximo beneficio económico posible con una mínima inversión.

8. Cuando Q_f^{LIM} es significativamente mayor que Q_f^{MIN} , el retorno económico de un proyecto de integración calórica podría incrementarse sensiblemente optimizando las configuraciones de los sistemas de distribución y generación de vapor y potencia del complejo. Estos aspectos serán analizados en detalle en trabajos posteriores.

dá and Westerberg, 1983; Isla and Cerdá, 1983) was modified so as to generate designs that produce the maximum possible economic benefit with a minimum investment.

8. When Q_f^{LIM} is significantly greater than Q_f^{MIN} , the economic return of a heat integration project can be substantially increased by optimizing the steam and power distributing system configurations. These subjects will be studied in detail in forthcoming papers.

Agradecimientos

Los autores agradecen al Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) y a la Universidad Nacional del Litoral por la ayuda financiera recibida. Al Lic. Daniel Tomassi por su valiosa participación en las tareas computacionales.

Acknowledgment

The authors want to acknowledge the financial aid received from the National Council for Scientific and Technological Research of Argentina (CONICET) and to the Universidad Nacional del Litoral. They are grateful to Lic. Daniel Tomassi for his valuable help in the concretion of the computational work.

Nomenclatura

demanda calórica
flujo energético
caudal másico
entalpía específica del vapor de agua
entalpía específica del agua líquida
caudal de vapor empleado en los procesos
número de colectores de vapor
presión del vapor
flujo calórico o demanda calórica
entropía específica del vapor de agua
temperatura del vapor
caudal de vapor
potencia mecánica entregada por turbinas a vapor

D heat demand
E energy flux
F mass flow
H steam specific enthalpy
h liquid specific enthalpy
M process steam flowrate demand
N headers number
P steam pressure
Q heat flux or heat demand
S steam specific entropy
T steam temperature
V steam flowrate
W power from steam turbines

Nomenclature

Letras griegas

eficiencia
calor latente de vaporización
flujo entálpico

Greek letters

ϵ efficiency
 λ latent heat
 Γ enthalpy flux

Subíndices

indica condensación
indica corriente caliente
indica combustible

Subscripts

AE denotes condensation
c denotes hot streams
comb denotes fuel

indica condensado	cond	denotes condensate
indica desaireador	D	denotes deaerator
indica entrada	in	denotes inlet
indica corriente fría	f	denotes cold streams
indican niveles i, j, k , respectivamente	i, j, k	denotes level i, j, k , respectively
indica pérdidas del sistema de distribución	p	denotes steam distribution system losses
indica mínimo	m	denotes minimum
indica salida	out	denotes outlet
indica reposición	REP	denotes reposition
indica cantidad total o carga térmica	t	denotes total amount or thermal load
indica agua de enfriamiento	W	denotes cooling water

Supraíndices

indica calderas
indica procesos de calefacción
indica equipo flash
indica línea de laminación
indica valor límite
indica valor mínimo
indica caldera de recuperación
indica vapor saturado
indica turbina de vapor

Superscripts

cal	denotes boilers
H	denotes heating processes
F	denotes flash equipment
L	denotes letdowns
LIM	denotes limiting value
MIN	denotes minimum value
R	denotes waste heat boiler
S	denotes saturated steam
W	denotes steam turbines

Referencias

References

- Cerdá, J. and Westerberg, A. W.: "Synthesizing Heat Exchanger Networks Having Restricted Stream/Stream Matches Using Transportation Problem Formulations". Chem. Eng. Sci., 38: 1723 (1983).
- Cerdá, J.; Westerberg, A. W.; Mason, D. and Linnhoff, B.: "Minimum Utility Usage in Heat Exchanger Network Synthesis. A Transportation Problem". Chem. Eng. Science, 38: 373 (1983).
- Grossmann, I. and Sargent, R.: Computer and Chem. Eng. 2: 1 (1978).
- Hohmann, E. C.: "Optimum Networks for Heat Exchange", Ph.D. Thesis, University of S. California (1971).
- Isla, M. A. y Cerdá, J.: "Síntesis Óptima de Redes de Intercambiadores de Calor por el Método del Transporte". Seminario sobre Síntesis y Simulación de Procesos, organizado por el Comité Argentino de Transferencia de Calor y Materia. Santa Fe, octubre de 1982.
- Linnhoff, B. and Flower, J. R.: "Synthesis of Heat Exchanger Networks: I. Systematic Generation of Energy Optimal Networks", AIChE J. 24: 633 (1978).
- Nishida, N.; Liu, Y. A. and Lapidus, L.: "Studies in Chemical Process Design and Synthesis. Part III. A Simple and Practical Approach to the Optimal Synthesis of Heat Exchanger Networks", AIChE J., 23: 77 (1977).
- Nishio, M. and Johnson, A. L.: "The Optimal Synthesis of Steam and Power Plants", Proceedings, p. 716, The Second PACHEC, Denver, Colo., (1977).

Recibido: Noviembre 10, 1983
Aceptado: Mayo 28, 1984

Received: November 10, 1983
Accepted: May 28, 1984