

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

I. ASIGNACION OPTIMA DE LOS SERVICIOS DE CALEFACCION

OPTIMAL SYNTHESIS OF HEAT AND POWER GENERATION AND RECOVERY SYSTEMS

I. OPTIMAL HEATING UTILITY ASSIGNMENT

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

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

Resumen

Los requerimientos de vapor en una planta química están ligados a sus necesidades de calor y potencia, así como al consumo de vapor directo en los procesos. Sin embargo, aún si esas demandas energéticas han sido fijadas, la carga de vapor que se debe producir en la usina de la planta no queda unívocamente determinada ya que también depende de la estructura y condiciones operativas del sistema de generación de vapor y potencia. En consecuencia, si se desea maximizar la performance energética de un complejo químico el camino más apropiado es optimizar simultáneamente los diseños de los sistemas proveedor y consumidor (procesos) de energía. Esto se logra a través de un modelo matemático que tiene en cuenta las características de ambos sistemas y las relaciones que los vinculan. Dada la complejidad del problema se ha optado por desarrollar su formulación general en forma progresiva, estudiándose en esta primera parte del trabajo la optimización de la política de asignación de los servicios de calefacción. Esta establece la calidad (nivel térmico) del vapor usado en cada una de las operaciones de calefacción de los procesos y su optimización apunta a minimizar los requerimientos de vapor de caldera. En este trabajo, se supone que las otras características del sistema proveedor de energía

Abstract

Steam requirements in a chemical plant are related to its power and heating needs, as well as to the process steam injection demands. However, even when those energy demands have been fixed, the steam load to be produced in the steam power plant is not univocally defined since it depends on the steam and power generating system structure and operating conditions. Consequently, the most appropriate way to maximize the energy performance of a chemical complex is the simultaneous optimization of the designs of both the energy supply and consuming systems. This is achieved through a mathematical model that takes into account the characteristics of both systems and their relationships. Because of the problem complexity, it has been preferred to develop its general formulation progressively. In this first part of the work, the optimization of the heating utilities assignment policy is studied. This establishes the quality (thermal level) of the steam to be used in each process heating operation and its optimization is aimed at minimizing the boiler steam requirements, when other energy supply system characteristics and the process design are supposed to be problem data.

* Becaria del Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET).

** Miembro de la Carrera del Investigador del CONICET.

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

* 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.

así como los diseños de los procesos son datos del problema.

El problema es descripto mediante un programa matemático no-lineal que es resuelto empleando una versión modificada del Método de Programación Aproximada (MAP). Esta técnica, bajo ciertas condiciones, asegura la obtención del óptimo global del problema. Un criterio adicional permite optar por aquel óptimo que simultáneamente minimiza el número de unidades de intercambio calórico requerido. El método fue aplicado a un ejemplo típico en la industria y los resultados muestran claramente que una asignación óptima de los servicios de calefacción genera substanciales ahorros en la carga de vapor. Al mismo tiempo, se reducen drásticamente los caudales de vapor que circulan a través de las válvulas reductoras y el exceso de vapor de baja presión que no encuentra uso en la planta. La solución del problema establece, asimismo, la distribución óptima de la producción de vapor entre calderas que operan a distintos niveles de presión. Además, un simple análisis de la misma permite visualizar la conveniencia de introducir cambios en la estructura del sistema de generación de potencia para mejorar su eficiencia energética y producir así una disminución todavía mayor de las necesidades de vapor.

I. Introducción

El significativo encarecimiento de los combustibles, observado a partir de 1973, repercutió desfavorablemente en los costos operativos de las industrias que hacen uso intensivo de los mismos, siendo el sector petroquímico uno de los más afectados. Esta situación estimuló el desarrollo de técnicas computacionales que permiten identificar los cambios operativos o de diseño que disminuyan efectivamente el consumo energético en esas plantas. Se introdujeron nuevas herramientas de ayuda al ingeniero de diseño, ya sea en la síntesis del circuito óptimo de recuperación de calor de un proceso (Hohmann, 1971; Nishida, Liu y Lapidus, 1977; Linnhoff y Flower, 1978; Cerdá, Westerberg, Mason y Linnhoff, 1983) o en la optimización del sistema de generación de vapor y potencia supuesto que las demandas de potencia y calor en la planta y la asignación de los servicios de calefacción ya están fijadas (Nishio y Johnson, 1977; Grossmann y Santibáñez, 1980; Umeda, Harada y Shiroko, 1979; Nishio, Itoh, Shiroko y Umeda, 1980; Nishio, Koshijima, Shiroko y Umeda, 1981). Nishio et al. (1981) señalaron, sin embargo, la necesidad de

The problem has been described through a non-linear mathematical program which is solved by means of a modified version of the Method of Approximation Programming (MAP). Under certain conditions, this search technique gives a problem global optimum. An additional criterion allows to choose the optimum where the required heat exchangers number is simultaneously minimized. The method was applied to a typical example in industry, and the results show clearly that an optimal heating utility assignment yields substantial savings in the steam load. At the same time, let-down flows and the low pressure steam excess which find no use in the plant are sharply reduced. The problem solution also gives the optimal distribution of steam production among boilers that operate at different pressure levels. Besides, a simple analysis allows to see the advantages of introducing design modifications in the power generating system design to improve its energy efficiency, leading in this way to a further reduction in steam needs.

I. Introduction

The significant increase in fuel costs being observed since 1973, have had unfavourable incidence in the operating costs of energy intensive industries, being refineries and petrochemical plants the most affected ones. This situation stimulated the development of computational techniques which allow to identify the operational or design modifications that produce an effective reduction in the plant energy consumption. New helping tools for the design engineer were introduced either in the synthesis of optimal process heat recovery networks (Hohmann, 1971; Nishida, Liu and Lapidus, 1977; Cerdá, Westerberg, Mason and Linnhoff, 1983; Linnhoff and Flower, 1978) or in the optimization of the steam and power generating system, where the plant heat and power demands and the heating utilities assignment were already fixed (Nishio and Johnson, 1977; Grossmann and Santibáñez, 1980; Umeda, Harada and Shiroko, 1979; Nishio, Itoh, Shiroko and Umeda, 1980; Nishio, Koshijima, Shiroko and Umeda, 1981). However, Nishio et al. (1981) pointed out the need of studying new ways to achieve energy savings

estudiar nuevos caminos que permitan alcanzar ahorros energéticos aun mayores que los considerados como valores límites. Los "cuellos de botella" que los originan, localizados en el sistema consumidor (procesos) y en el sistema proveedor de energía, se pueden eliminar mediante una optimización coordinada de los diseños y condiciones operativas de ambos sistemas. Sin embargo, el grado de flexibilización de esas variables estructurales y operativas no es ilimitado. En efecto, las especificaciones y necesidades de los procesos, aunque distintas, deben ser satisfechas cualquiera sean los diseños y condiciones operativas adoptadas. Esto obliga a tener en cuenta simultáneamente las características de los sistemas proveedor y consumidor de energía. En cualquier caso, la bondad de los diseños propuestos se mide por el consumo de combustible en la usina de la planta, la cual es una variable vinculada al sistema proveedor.

Un problema muy interesante se presenta cuando se desea optimizar la performance energética de un complejo químico, donde las necesidades energéticas de un conjunto integrado de procesos son satisfechas por una usina común. Es evidente que en este caso toda modificación sugerida debe apuntar a mejorar la performance energética del complejo más que simplemente a la de una de sus plantas. La figura 1 muestra las características principales del circuito de vapor de un complejo petroquímico. Se dispone de una usina generalmente equipada con un sistema de turbogeneradores a gas para la producción de energía eléctrica y un sistema de calderas donde se genera vapor de agua de alta presión para satisfacer los requerimientos de las turbinas de vapor y cubrir otras necesidades del complejo.

Normalmente, la mayor parte de la demanda calórica en un proceso es satisfecha con vapor de media (10-15 atm) y/o baja presión (~ 2-3 atm) el cual es un excelente fluido calefactor, ya que el calor latente de vaporización del agua aumenta al disminuir su presión. Esta asignación deja disponible una caída de presión para producir potencia mecánica en turbinas de contrapresión. Finalmente, si el caudal de vapor requerido para procesos de calefacción es menor que el necesario para generar potencia mecánica, podrán usarse turbinas de condensación que aprovechen toda la caída de presión disponible. La figura 2 muestra una configura-

still larger than those considered as limiting values. The "bottlenecks" that originate them, located in both the consuming system (processes) and the energy supply system, can be eliminated through a coordinated optimization of the designs and operating conditions of both systems. However, the flexibilization degree of those structural and operating variables is not unlimited. In fact, processes specifications and needs, though being different, must be satisfied whatever the designs and operating conditions are adopted. This force to take into account the energy supply and consuming systems characteristics. In any case, the advantages of the proposed designs are measured through the fuel consumption in the steam power plant, which is a variable related to the supply system.

An interesting problem appears when it is intended to optimize the energy performance of a chemical complex in which the energy needs of an integrated set of processes are supplied by a single steam-power plant. It is obvious that in this case every suggested modification must be aimed at improving the energy performance of the complex as a whole, other than simply the one of a plant. Figure 1 shows the principal characteristics of a petrochemical complex steam system. A steam-power plant is available, generally provided with a gas turbine-alternator system for electricity production and a boiler system where high pressure steam is produced to satisfy steam turbines requirements and other complex needs.

Normally, the largest part of the process heat demand can be satisfied with medium pressure (10-15 atm) and/or low pressure steam (~ 2-3 atm), which is an excellent heat supplier since the water latent heat increases as pressure goes down. This assignment leaves a pressure drop available for power production in back-pressure turbines. Finally, if the steam flow required for heating processes is less than the one needed for power production, condensing turbines can be used to take advantage of the complete pressure drop available. Figure 2 shows a typical arrangement with three steam headers operating at different pressure levels.

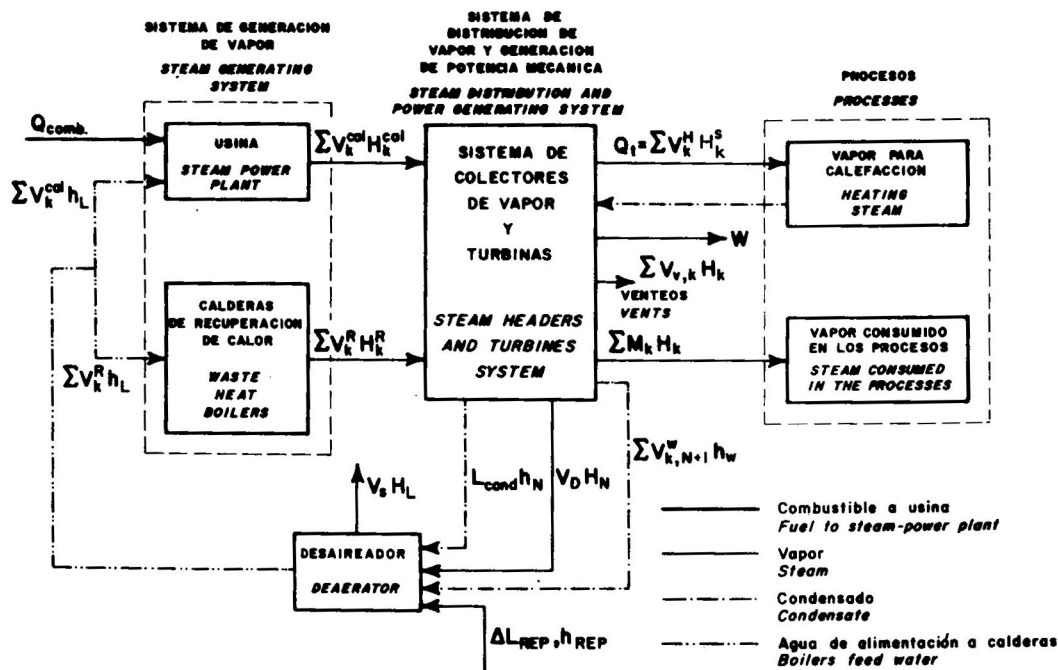


Fig. 1.— Diagrama simplificado de los circuitos de vapor en un complejo petroquímico. (Simplified diagram of steam circuits in a petrochemical complex).

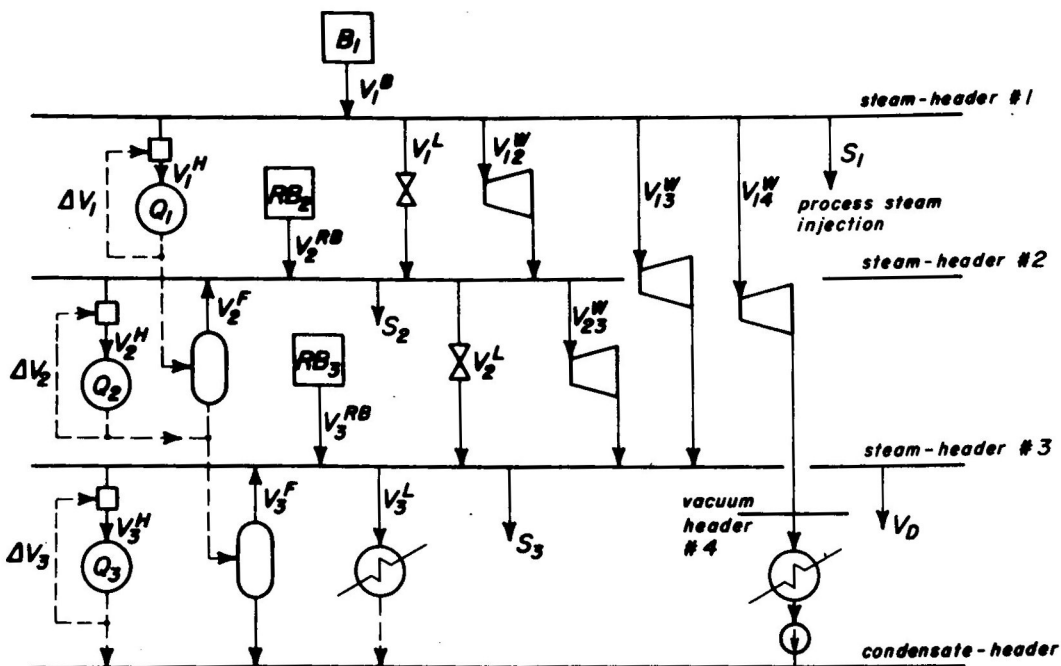


Fig. 2.— Configuración detallada del sistema de distribución de vapor y de producción de potencia que opera con vapor a tres niveles de presión. (Configuration of a complex steam distributing and power production system with three steam levels).

ción típica de 3 colectores de vapor operando a distintos niveles de presión.

El caudal de vapor consumido en operaciones de calefacción produce como residuo un condensado que, en un buen diseño se "flashea" y genera vapor de menor presión que se reinyecta al sistema de distribución. A su vez, el sistema de generación de potencia está integrado por turbinas de contrapresión cuyo vapor de escape retorna a los colectores de vapor, y por turbinas de condensación que dejan como residuo un condensado que es reciclado a la usina.

De ahora en más, las demandas totales de potencia y calor a ser cubiertas con vapor de agua recibirán el nombre de carga mecánica y calórica, respectivamente. El caudal de vapor que la usina suministra al sistema de distribución, llamada carga de vapor, depende de varios factores, a saber:

- 1) La magnitud y distribución de calidad (nivel de temperatura) de la carga calórica. Ambas se pueden disminuir sensiblemente mediante la integración energética de las plantas del complejo. (Nishida, Liu y Lapidus, 1977; Linnhoff y Flower, 1978; Cerdá, Westerberg, Mason y Linnhoff, 1983).
- 2) La política de asignación de los servicios de calefacción. En trabajos previos esta política se supone ya adoptada (Nishio y Johnson, 1977; Grossmann y Santibáñez, 1980; Nishio, Itoh, Shiroko y Umeda, 1980; Nishio, Koshijima, Shiroko y Umeda, 1982). Más adelante se verá que no existe una única política de asignación, sino que ésta tiene un cierto grado de flexibilidad, siendo posible identificar aquella que minimice los costos operativos.
- 3) La magnitud de la carga mecánica. Si ésta sirve para accionar compresores que forman parte de ciclos de refrigeración, como en una planta de etileno, su valor puede ser reducido mediante la integración calórica de los ciclos (W. B. Cheng y R. S. H. Mah, 1980).
- 4) La estructura del sistema de generación de potencia, factible de ser totalmente modificada.
- 5) El número de colectores en el sistema de distribución de vapor del complejo y sus presiones de operación.

The steam flow consumed in heating operations produces a condensate as a residue, which in a good design is flashed, generating a lower pressure steam which is reinjected to the distribution system. In turn the power generating system comprises backpressure steam turbines, whose exhaust steam flows return to the steam headers, and condensing turbines that leave as a residue a condensate that is recycled to the steam-power plant.

Hereinafter, the total power and heat demands to be satisfied with steam will be called power and heat loads respectively. The steam flowrate supplied to the distribution system, called steam load, depends upon several factors as follows:

- 1) The heat load quantity and quality distribution (temperature level). Both could be considerably reduced through the energy integration of the complex plants (Nishida, Liu and Lapidus, 1977; Cerdá, Westerberg, Mason and Linnhoff, 1983; Linnhoff and Flower, 1978).
- 2) The heating utility assignment policy. In previous works, this policy is supposed to be already adopted (Nishio and Johnson, 1977; Grossmann and Santibáñez, 1980; Nishio, Itoh, Shiroko and Umeda, 1980; Nishio, Koshijima, Shiroko y Umeda, 1982). Later, it will be seen that there exists not a unique assignment policy, but it has a relative flexibility, being it possible to identify the one that minimizes operating costs.
- 3) The mechanic load magnitude. When it is needed for driving compressors that are part of refrigeration cycles, as in an ethylene plant, its value can be reduced through the cycle energy integration (W. B. Cheng and R. S. Mah, 1980).
- 4) The power generating system structure, feasible of being totally modified.
- 5) The headers number in the complex steam distribution system and their operating pressures.

Esta serie de trabajos apunta a maximizar la performance energética de un complejo químico, con una mínima inversión, a través de una optimización simultánea del diseño de los procesos y del sistema de generación de vapor y potencia. Dada la complejidad del problema, se ha preferido resolverlo en forma progresiva, flexibilizando en cada nueva etapa un número mayor de restricciones operativas y de diseño. Se ha tomado como punto de partida de estos estudios el modelo propuesto por Clark y Helmick (1980) para optimizar el sistema de generación de vapor y potencia. Este modelo supone que tanto las demandas energéticas en la planta, así como la estructura del sistema de generación de potencia y la política de asignación de servicios de calefacción han sido fijadas. La flexibilización de estas restricciones se logra transformando paulatinamente esos datos en variables del problema e incorporando simultáneamente a su formulación aquellas características de los procesos que definen el intervalo permitido de variación de las mismas. De esta forma, se aumentan los grados de libertad del modelo permitiendo, en la mayoría de los casos, reducir substancialmente los costos operativos de la planta. En esta primera parte del trabajo, se estudiará la optimización de la política de asignación de los servicios de calefacción y su efecto sobre los requerimientos de vapor de caldera. Este análisis es de particular interés cuando no esté dentro de los planes de una empresa llevar a cabo proyectos de integración energética o modificaciones en la estructura y condiciones de operación de los sistemas de distribución de vapor y de generación de potencia, que involucren nuevas inversiones. Queda como único recurso, para disminuir la carga de vapor, optimizar la asignación de servicios para atender la demanda de calor.

II. Datos del problema

II.1. Número y presiones de los colectores

De acuerdo a las características del problema en estudio, el número (N) y las presiones de los colectores que integran el sistema de distribución de vapor son valores fijos. Se identifica a la línea de vapor que opera a presión menor que la atmosférica como colector

This series of works points at maximizing the energy performance of a chemical complex with the lowest investment cost. It is achieved through a simultaneous optimization of the design of both processes and the power and steam generating system. Because of the problem complexity, it has been preferred to solve it progressively, flexibilizing in each new step a larger number of design and operating constraints. As a starting point for these studies, the model proposed by Clark and Helmick (1980) to optimize the steam and power generating system has been adopted. This model considers that the plant energy demands as well as the heating utility assignment policy have been fixed. The flexibilization of these constraints are achieved transforming progressively these data in problem variables and simultaneously adding to the formulation those process characteristics that define the allowed interval for the variation of the variable values. In this way, the degrees of freedom of the model are increased, allowing in most cases to reduce substantially the plant operating costs. In this first part of the work, it is studied the optimization of the heating utility assignment policy and its effect on the boiler steam requirements. This analysis is of particular interest when it is within the company prospect neither to develop energy integration projects, nor to modificate the structure and operating conditions in the power generating and steam distribution systems that would involve new investments. The only alternative to reduce the steam load is to study the utility assignment policy for meeting heat demands.

II. Problem data

II.1. Headers number and pressures

According to the characteristics of the problem under study, the steam headers number (N) and pressures are fixed values. The steam line that operates at a pressure lower than the atmospheric is considered as header (N + 1). In order to simplify nomenclature, the same

($N + 1$). Para simplificar la nomenclatura, igual denominación se usa para la línea de condensado cuando se hace referencia al exceso de vapor de baja presión. Se indicarán las variables asociadas a cada colector de vapor con un subíndice creciente a medida que la presión de operación de los mismos disminuye. Es decir, que $p_j > p_k$ si $j < k$.

II.2. Composición de la carga mecánica

Como se dijera anteriormente, en el problema que se desea resolver no se pretende modificar la configuración del sistema de generación de potencia, sino que ésta es un dato del problema. Es sencillamente su estructura actual. En la nomenclatura empleada, el perfil de la carga mecánica se indica a través de W_{jk} , $j = 1, 2, \dots, N$; $k = j + 1, \dots, N + 1$, donde W_{jk} representa la potencia entregada por las turbinas que operan entre los colectores j y k .

II.3. Composición de la carga calórica

Se define como carga calórica de nivel i , D_i ($i = 1, \dots, N$), a la magnitud de la carga calórica que puede ser atendida con vapor procedente de cualquier colector $k \leq i$.

En un complejo en operación, independientemente del grado de integración de sus plantas, se pueden conocer exactamente las magnitudes y niveles térmicos de las distintas demandas. Es posible entonces determinar el perfil de la carga calórica y, por extensión, las restricciones que limitan toda política de asignación de servicios.

Los valores de D_i ($i = 1, 2, \dots, N$) pueden lograrse simplemente (Cerdá, Westerberg, Mason y Linnhoff, 1983) a partir de:

- 1) Los datos extraídos de los diagramas de flujo de los procesos.
- 2) Las presiones p_k , $k = 1, 2, \dots, N$ en los colectores del sistema de distribución de vapor.
- 3) La diferencia mínima de temperatura permitida en los calentadores, ΔT_m .

II.4. Otros consumos

Se deben considerar otras demandas tales como:

- 1) Vapor empleado en los procesos, M_k , ya sea en eyectores o como diluyente de mezclas reaccionantes. (Este dato se obtiene también de los diagramas de flujo de los procesos).

denomination is used for the condensate line when the low pressure steam excess is referred to. The variables associated to each steam header will be identified with an increasing subscript as its pressure diminishes. That is to say, $p_j > p_k$, for $j < k$.

II.2. Power load composition

As it has already been said, in the problem to be solved the power generating system configuration is not intended to be modified, it is a problem datum. It is simply its present structure. In the nomenclature, the power load profile is indicated through W_{jk} ($j = 1, 2, \dots, N$; $k = j + 1, \dots, N + 1$), where W_{jk} represents the power supplied by the turbines operating between j and k headers.

II.3. Heat load composition

The magnitude of the heat load that can be satisfied with steam from any $k \leq i$ header is defined as the i th-level heat load D_i ($i = 1, \dots, N$).

In a complex already in operation, independently from its degree of integration, the magnitudes and thermal levels of different demands can be exactly known. Then it is possible to determine the heat load profile and also the constraints that limit every utility assignment policy.

The D_i ($i = 1, 2, \dots, N$) values can be simply obtained (Cerdá, Westerberg, Mason and Linnhoff, 1983) from:

- 1) The data extracted from process flowsheets.
- 2) The steam headers pressure, p_k ($k = 1, \dots, N$) in the steam distributing system.
- 3) The minimum temperature difference allowed in the heat exchangers, ΔT_m .

II.4. Other consumptions

Other demands must be considered such as:

- 1) Steam used in the process itself, M_k , either in ejectors, or as diluent of reactive mixtures (These data are also obtained from the process flowsheets).

- 2) Vapor de baja presión para el calentamiento del agua de reposición en el desaireador, V_D . (Calculado mediante los balances de masa y energía térmica en ese equipo)

- 2) Low pressure steam for heating the deaerator make-up water V_D (obtained from the equipment mass and energy balances).

II.5. Caudal de vapor proveniente de las calderas de recuperación de calor

Para acordarle mayor generalidad al modelo, se considera la posibilidad de disponer de calderas de recuperación de calor. Estas aprovechan la energía térmica disponible en los procesos para generar vapor de agua. Un ejemplo típico es el aprovechamiento de la energía de los gases de combustión que abandonan los hornos de proceso a alta temperatura ($\sim 500^\circ\text{C}$). Como el caudal y la temperatura de los gases de escape prácticamente no varían, el flujo de vapor producido en cada caldera de recuperación, V_k^R , se supone constante y se lo considera un dato del modelo.

II.5. Steam flow-rate from waste heat boilers

To make the model more general, the possibility of having waste heat boilers is considered. These boilers make use of the heat available in the process to generate steam. A typical example is the advantageous use of energy from combustion gases that leave the process furnaces at high temperature ($\sim 500^\circ\text{C}$). As the exhaust gas flow and temperature practically do not change, the steam flow-rate from each waste heat boiler, V_k^R , is supposed to be constant and is considered as a problem datum.

III. Formulación del modelo matemático

III.1. La función objetivo

Se dice que la distribución de la carga térmica entre los colectores de vapor es óptima cuando las demandas de potencia y calor del complejo son satisfechas a expensas de un mínimo consumo de combustible en la usina. Si todas las calderas operan a alta presión, el flujo calórico que se libera por combustión para generar una carga de vapor V_1^{cal} está dado por:

III. Mathematical model formulation

III.1. The objective function

It is said that the heat load distribution among the steam headers is optimal when the complex power and heat demands are satisfied at the expenses of a minimum steam-power plant fuel consumption. Provided all the boilers operate at high pressure the heat flow that must be released by fuel combustion to generate the V_1^{cal} steam load is given by:

$$E_{\text{comb}} = \frac{1}{\epsilon} V_1^{\text{cal}} (H_1^{\text{cal}} - h_L)$$

H_1^{cal} es la entalpía específica del vapor sobrecalentado que ingresa al sistema de distribución y h_L es la correspondiente al agua que alimenta al sistema de calderas, cuya eficiencia se indica mediante el parámetro ϵ . Si la función $E_{\text{comb}} = f(V_1^{\text{cal}})$ es monótona creciente ($dE_{\text{comb}}/dV_1^{\text{cal}} > 0$), la distribución óptima de la carga térmica se alcanza minimizando indistintamente E_{comb} o V_1^{cal} . Es fácil demostrar que para ello se debe cumplir: $d \ln \epsilon / d \ln V_1^{\text{cal}} < 1$. Esta condición se satisface habitualmente para un amplio rango de valores de V_1^{cal} . Por su simplicidad, se adopta como función objetivo del problema:

H_1^{cal} is the specific enthalpy of the overheated steam that enters the distribution system and h_L is the corresponding one to the water that feeds the boiler system, whose efficiency is indicated through the ϵ parameter. If the function $E_{\text{comb}} = f(V_1^{\text{cal}})$ is monotonically increasing ($dE_{\text{comb}}/dV_1^{\text{cal}} > 0$), the optimal distribution of the heat load is achieved minimizing either E_{comb} or V_1^{cal} . In this case, it is easy to demonstrate that it should be: $d \ln \epsilon / d \ln V_1^{\text{cal}} < 1$. This condition is usually satisfied for a wide range of V_1^{cal} values.

Because of its simplicity, it is adopted as the problem objective function:

$$\text{Min } V_1^{\text{cal}}$$

Cuando la usina incluye unidades de generación de vapor operando a distintas presiones, E_{comb} viene dado por:

When the steam-power plant has generating units working at different pressures, E_{comb} is given by:

$$E_{\text{comb}} = \sum_k \frac{1}{\epsilon_k} V_k^{\text{cal}} (H_k^{\text{cal}} - h_L).$$

En consecuencia, se tiene una función objetivo lineal, expresada en términos de las variables V_k^{cal} , donde el salto entálpico ($H_k^{\text{cal}} - h_L$) es el coeficiente de ponderación. Si $(\partial E_{\text{comb}} / \partial V_k^{\text{cal}}) > 0$, $k = 1, 2, \dots$, toda reducción de la carga de vapor en cualquiera de las calderas disminuye el consumo de combustible.

Es posible encontrar otra función objetivo lineal para el caso más general, que es prácticamente equivalente a E_{comb} . En efecto, un balance energético global para el sistema de distribución de vapor (ver Apéndice) permite identificar las distintas demandas de una planta (ver fig. 1).

Consequently a lineal objective function expressed in terms of V_k^{cal} is obtained where the enthalpic difference ($H_k^{\text{cal}} - h_L$) is the weighting coefficient. Provided $(\partial E_{\text{comb}} / \partial V_k^{\text{cal}}) > 0$, $k = 1, 2, \dots, N$, every steam load reduction in any boiler diminishes the fuel consumption.

It is possible to find other lineal objective function for the most common case, which is practically equivalent to E_{comb} . In fact, a global energy balance for the steam distribution system (see Appendix) allows to identify the different plant demands (see fig. 1).

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^N V_k^{\text{cal}} (H_k^{\text{cal}} - h_L) = W + Q_t + \sum_{k=1}^N M_k (H_k - h_L) + Q_D + Q_P + Q_{AE} - \\ - \sum_{k=1}^N V_k^R (H_k^R - h_L). \end{aligned} \quad (1)$$

Este balance muestra que el flujo calórico suministrado por combustión sirve para satisfacer la carga mecánica (W), la carga calórica (Q_t), el consumo de vapor en los procesos y en eyectores (M_k), las necesidades calóricas en el desaireador (Q_D) y las pérdidas de vapor por fugas o venteos (Q_P). Finalmente, Q_{AE} es el flujo calórico liberado al condensar el exceso de vapor de baja presión y el vapor de escape de las turbinas de condensación, dado por:

This balance shows that the heat flow supplied by fuel combustion serves to satisfy the power load (W), the heat load (Q_t), the process and ejector steam consumptions (M_k), the heat needs in the deaerator (Q_D) and the steam losses through leaks or blowdowns (Q_P). Finally, Q_{AE} is the heat flow released from the condensation of the low pressure steam excess and the exhaust steam from condensing turbines. It is given by:

$$Q_{AE} = V_{N,N+1}^L \lambda_N + \sum_{k,N+1} V_{k,N+1}^{w*} \lambda_{N+1}.$$

Como la potencia generada por las turbinas de condensación es un dato del problema, su contribución al valor de Q_{AE} se mantiene prácticamente constante cualquiera sea la política de asignación de servicios de calefacción adoptada. El valor de Q_{AE} sirve para ponderar la calidad de la política de asignación de las cargas calórica y mecánica del complejo, ya

As the power generated by condensing turbines is problem data, its contribution to the Q_{AE} value remains practically unchanged, whichever heating utility assignment policy has been adopted. The Q_{AE} value serves to weigh up the quality of the complex heat and power load assignment policy, since in the optimal situation its value must be as low as

que en la situación óptima su valor debe ser tan pequeño como sea posible. El último término de (1) señala que el uso de calderas de recuperación de calor permite reducir la carga de combustible de la usina.

Dentro de los límites de variación de la carga de vapor para este problema Q_D y Q_P son prácticamente constantes. En consecuencia el valor mínimo de $\sum (1/\varepsilon_k) V_k^{\text{cal}} (H_k^{\text{cal}} - h_L)$ se alcanza al minimizar Q_{AE} , que puede usarse como función objetivo equivalente.

III.2. Ecuaciones de restricción

La región factible del problema está determinada por un conjunto de restricciones dadas por:

a) Balance másico de vapor en cada colector

De la figura 2 se deduce que el balance másico para el k -ésimo colector está dado por:

$$V_k^{\text{cal}} + V_k^R + \Delta V_k + V_{k-1}^F + \sum_{j=1}^{k-1} V_{jk}^W + V_{k-1,k}^L = \sum_{m=k+1}^{N+1} V_{km}^W + V_k^H + V_{k,k+1}^L + M_k, \quad (2)$$

donde V_k^H y V_k^F son:

possible. The last term in (1) points out that the use of waste heat boilers allows to reduce the steam-power plant fuel load.

Within the limits of the steam load variation for this problem, Q_D and Q_P have practically constant values. Consequently, the minimum value of $\sum (1/\varepsilon_k) V_k^{\text{cal}} (H_k^{\text{cal}} - h_L)$ is achieved minimizing Q_{AE} , which can be used as an equivalent objective function.

III.2. Constraint equations

The problem feasible space is determined by a set of restrictions given by:

a) Steam mass balance in each header.

From figure 2, it is inferred that the mass balance for the k th-header is given by:

where V_k^H and V_k^F are expressed by:

$$V_k^H = \sum_{i=k}^N V_{ik}^H$$

$$V_k^F = \alpha_k \left\{ (V_{k-1}^H - \Delta V_{k-1}) + \sum_{j=1}^{k-2} (V_j^H - \Delta V_j) \prod_{q=j}^{k-2} (1 - \alpha_q) \right\} \quad k = 1, 2, \dots, N$$

$$\alpha_q = \frac{h_q - h_{q+1}}{\lambda_{q+1}}$$

y ΔV_k es el caudal de vapor adicional obtenido en el saturador correspondiente al colector k (ver fig. 2). V_{jk}^W indica el caudal total de vapor que alimenta a las turbinas que operan entre los colectores j y k . A su vez, V_k^F es el caudal de vapor generado por "flasheo" del condensado a presión p_k . El significado de las demás variables ya fue indicado en secciones anteriores de este trabajo.

b) Balance energético en cada colector

El balance energético para el k -ésimo colector tiene la siguientes expresión:

and ΔV_k is the additional steam flow obtained in the saturator corresponding to the k th-header. V_{jk}^W indicates the total steam flow that feeds the turbines operating between j th and k th-headers. In turn, V_k^F is the steam flow generated by flashing the condensate at a pressure p_k . Other variable meanings have already being indicated in previous sections of this work.

b) Energy balance in each header.

The energy balance in k th-header has the following expression:

$$\begin{aligned}
 & V_k^{\text{cal}} H_k^{\text{cal}} + V_k^R H_k^R + \Delta V_k h_k + V_k^F H_k^{(s)} + \sum_{i=1}^{k-1} \Gamma_{jk}^W + \Gamma_{k-1,k}^L = \\
 & = \sum_{m=k+1}^{N+1} (W_{km} + \Gamma_{km}^W) + V_k^H H_k^{(s)} + \Gamma_{k,k+1}^L + M_k H_k, \quad (3)
 \end{aligned}$$

donde Γ_{jk}^W es el flujo entálpico asociado a la corriente de vapor de escape de las turbinas que operan entre los colectores j y k . $\Gamma_{k-1,k}^L$ indica el flujo entálpico de la corriente de vapor que fluye por la línea reductora de presión entre los colectores $(k-1)$ y k .

c) Satisfacción de los requerimientos de energía calórica

where Γ_{jk}^W is the enthalpic flow associated to the steam flow coming from the turbines operating between j th and k th-headers. $\Gamma_{k-1,k}^L$ indicates the enthalpic flow of the steam that flows through the expansion line between $(k-1)$ th and k th-headers.

c) Heat energy requirement fulfillment.

$$\sum_{k=1}^i \lambda_k V_{ik}^H = D_i, \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (4)$$

donde λ_k es el calor de vaporización del vapor de la presión p_k .

d) Saturación del vapor destinado a procesos de calefacción

where λ_k is the water latent heat at p_k pressure.

d) Saturation of steam for heating processes

$$V_k^H (H_k - H_k^{(s)}) = \Delta V_k (H_k - h_k), \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (5)$$

e) Expansión isoentálpica del vapor

e) Isoenthalpic steam expansion

$$\Gamma_{k,k+1}^L = V_{k,k+1}^L H_k, \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (6)$$

f) Definición de Γ_{jk}^W

f) Γ_{jk}^W definition

$$\begin{aligned}
 \Gamma_{jk}^W &= V_{jk}^W H_j - W_{jk}, \quad j = 1, 2, \dots, N \\
 & \quad k = (j+1), \dots, (N+1) \quad (7)
 \end{aligned}$$

g) Expansión no-isoentrópica del vapor en las turbinas

g) Non-isoentropic expansion in steam turbines

$$\begin{aligned}
 W_{jk} &= V_{jk}^W \eta_{jk} (H_j - H_k^e(H_j)), \quad j = 1, 2, \dots, N \\
 & \quad k = (j+1), \dots, (N+1) \quad (8)
 \end{aligned}$$

donde η_{jk} es la eficiencia de la turbina que opera entre los colectores j y k y $H_k^e(H_j)$ es la entalpía específica del vapor de escape si la expansión fuera isoentrópica.

where η_{jk} is the efficiency of the turbines operating between the j th and k th-header and $H_k^e(H_j)$ is the exhaust steam specific enthalpy if the expansion were isoentropic.

h) Condición de no-negatividad de las variables del modelo.

h) Non-negativity condition for the variables.

III.3. Alcance y validez del modelo propuesto

III.3. Proposed model scope and limitations

Como se indicara, se trata de estudiar la asignación óptima de los servicios de calefacción.

As it was indicated, the heating utility optimal assignment is intended to be studied in

ción en aquellos casos donde la estructura del sistema de generación de potencia y el número y la presión de los colectores ya están establecidos y no se permite modificarlos. Por lo tanto, no se consideran en el modelo la variación de los mismos.

Por otro lado, de la formulación matemática del modelo surgen ciertas hipótesis simplificatorias:

- 1) Se considera que, en el dominio de búsqueda, y particularmente en el óptimo del problema, se cumple que:

$$\frac{\partial E_{\text{comb}}}{\partial V_k^{\text{cal}}} > 0, \quad k = 1, 2, \dots$$

- 2) Se supone que las eficiencias de las turbinas de vapor no son sensibles a las variaciones de entalpía del vapor en los colectores. Sin embargo, el cambio de η podría ser tenido en cuenta mediante una apropiada expansión de Taylor de primer orden de la restricción (8).
- 3) No se incluyen como restricciones del modelo las características de los intercambiadores de calor que actualmente se disponen (número, capacidad y presión de diseño de los mismos).
- 4) No se acotan los valores de $V_{k-1,k}^L$ en el modelo. Por lo tanto, no se tienen en cuenta los rangos de operabilidad de las válvulas reductoras de presión del sistema.
- 5) Se considera que las eficiencias de calderas se mantienen constantes en el rango de variación de caudales del vapor generado (Stacy et al., 1981).

IV. Algoritmo de resolución

IV.1. Características generales

La modificación de la política de asignación de los servicios de calefacción produce simultáneamente cambios en los caudales de vapor que circulan por las líneas reductoras de presión y variaciones en las entalpías específicas del vapor en los colectores. Esto obliga a considerar los balances energéticos en los colectores de vapor introduciendo no linealidades en el modelo.

Las características de las ecuaciones de restricción y la posibilidad de establecer un buen

those cases where the power generating system structure, and the headers pressure and number are already fixed and not allowed to be modified. So, its variation is not considered in the model.

On the other side, from the formulation of the mathematical model certain simplifying hypotheses arise:

- 1) It is considered that in the search domain and specifically in the problem optimum, it is:
- 2) It is supposed that the steam turbines efficiencies are not sensible to header enthalpy variations. However, a change in η may be taken into account by means of an appropriate first order Taylor expansion of constraint (8).
- 3) The characteristics of the heat exchangers that are available at present in the plant (number, design pressure and capacity) are not included as model constraints.
- 4) The $V_{k-1,k}^L$ values are not bounded in the model. Then, the operating ranges of the system expansion valves are not taken into account.
- 5) The boilers efficiencies are considered as constants within the range in which the generated steam flowrate varies (Stacy et al., 1981).

IV. Solution algorithm

IV.1. General features

The modification of the heating utility assignment policy produces changes in letdown flows and variations in the steam headers specific enthalpies. This makes one to consider the energy balance equations in the steam headers, introducing nonlinearities in the model.

The characteristics of the constraint equations and the possibility of setting a good initial

mapa inicial de entalpías del vapor en los colectores, como se verá más adelante, permiten afirmar que se está frente a un problema matemático débilmente no-lineal. Para este tipo de problemas de optimización la performance del llamado Método de Programación Aproximada (MAP) se torna particularmente eficiente (Gottfried y Weisman, 1973; Clark y Helmick, 1980), por lo que fue adoptado en este trabajo.

Para aplicar el método, se linealizan las restricciones no-lineales (5) a (8) mediante expansiones de Taylor de primer orden. De tal forma, el modelo matemático se reduce a un programa que puede resolverse mediante el algoritmo Simplex.

Para acelerar la convergencia del algoritmo, se propone un procedimiento para obtener rápidamente una solución (generalmente no-factible) muy cercana al óptimo del problema. Esto reduce el número de iteraciones y evita la necesidad de acotar el cambio de valor de las variables del programa en cada iteración.

El algoritmo consta de las siguientes etapas:

- 1) Se determina el mapa inicial de entalpías en los colectores mediante el siguiente procedimiento.
 - a) Se ignoran las contribuciones entálpicas de los flujos de vapor que circulan por las líneas reductoras de presión $V_{k,k+1}^L$, $k = 1, 2, \dots, N$.
 - b) Dado que, en general, V_1^R es más pequeño que V_1^{cal} , se supone que $H_1 = H_1^{\text{cal}}$.
 - c) Se evalúan las entalpías específicas del vapor en los demás colectores, en etapas sucesivas, partiendo desde el colector de alta presión. En cada caso, se tienen únicamente en cuenta las contribuciones entálpicas del vapor de escape de turbinas y del proveniente de calderas de recuperación de calor, que alimentan al colector que se analiza.
- 2) Conocido $\{H_i\}$, la resolución del programa lineal resultante permite determinar la solución inicial.
- 3) Se determinan los coeficientes de las expansiones de Taylor para cada restricción no-lineal y se resuelve el programa lineal aproximado (PAL₁).
- 4) Una vez hallada la solución óptima del programa lineal aproximado (PAL₁), se actualizan los coeficientes de Taylor expandiendo

enthalpy map for the steam in the headers, as it will be seen later, allow to assert that a weakly nonlinear mathematical problem is faced. For this kind of optimization problems, the performance of the so called Method of Approximation Programming (MAP) is particularly efficient (Gottfried and Weisman, 1973; Clark and Helmick, 1980). Due to this reason it is adopted in this work.

In order to apply the method, the nonlinear constraints (5) to (8) are linearized by first order Taylor expansions. In this way, the mathematical model is reduced to a program that can be solved by the Simplex algorithm.

To enhance the speed of the algorithm convergence, a procedure is proposed to obtain rapidly a solution (generally not feasible) quite close to the problem optimum. This reduces the number of iterations and avoids the need of bounding the changes of the program variables in each iteration.

The algorithm consists of the following steps:

- 1) The initial enthalpy header map is determined by means of the following procedure:
 - a) The enthalpic contributions of the let-down flows $V_{k,k+1}^L$, $k = 1, 2, \dots, N$ are ignored.
 - b) Since in general V_1^R is lower than V_1^{cal} , it is supposed that $H_1 = H_1^{\text{cal}}$.
 - c) The steam specific enthalpies in other headers are evaluated in successive steps, starting from the high pressure header. In each case, only the enthalpic contributions of the turbine exhausting steam and that form waste heat boilers that feed the header under consideration, are taken into account.
- 2) After the map $\{H_i\}$ is known, solving the resulting linear programming problem allows to determine the initial solution.
- 3) The Taylor expansion coefficients for each nonlinear constraint are determined and the approximate linear programming problem (PAL₁) is solved.
- 4) After finding out the approximate optimal solution for the linear programming problem, the Taylor coefficients are re-evaluat-

las restricciones no-lineales ahora alrededor de esa solución. Se genera así un nuevo (PAL) que se resuelve con el método Simplex.

- 5) El procedimiento indicado en la etapa 4) se repite hasta convergencia de los coeficientes de expansión.

IV.2. Convergencia del algoritmo a un óptimo del problema

En la sección IV.1. se vio que el programa matemático no-lineal usado para formular el problema se resuelve mediante la solución de una secuencia de programas lineales. Se demuestra a continuación que el límite de la secuencia de soluciones óptimas halladas, si converge, es un óptimo local del programa no-lineal. Esta propiedad del algoritmo, se deduce partiendo de las siguientes hipótesis:

1. El programa no-lineal y cada uno de los PAL que se obtienen durante la aplicación del algoritmo de solución tienen, al menos, una solución factible.
2. La secuencia de soluciones óptimas converge.

Sea el programa matemático no-lineal:

(P)

sujeto a:

(restricciones lineales)

(restricciones no-lineales)

$$\text{Min } f(\underline{x})$$

subject to:

$$\underline{h}(\underline{x}) = 0 \quad (\text{linear constraints})$$

$$\underline{g}(\underline{x}) = 0 \quad (\text{nonlinear constraints})$$

$$\underline{x} \geq 0.$$

Sea (PAL₁) el primer elemento de la secuencia de programas aproximados lineales, cuya formulación está dada por:

(PAL₁)

sujeto a:

$$\text{Min } f(\underline{x})$$

subject to:

$$\underline{h}(\underline{x}) = 0$$

$$\underline{g}(\underline{x}_0) + \nabla \underline{g}(\underline{x}_0)(\underline{x} - \underline{x}_0) = 0$$

$$\underline{x} \geq 0,$$

ed, expanding now the nonlinear constraints at this solution. In this way, a new (PAL) is generated, to be solved with the Simplex method.

- 5) The procedure indicated in step (4) is repeated up to the expansion coefficient convergence.

IV.2. Algorithm convergence to a problem global optimum

It was seen in section IV.1. that the nonlinear mathematical program used to formulate the problem is resolved by means of solving a sequence of linear programming problems. It will be shown below that the limit of the sequence of optimal solutions found is a local optimum of the nonlinear programming problem provided convergence is achieved. This algorithm property is derived starting from the following hypotheses:

1. The nonlinear programming problem and each one of the PAL obtained while the algorithm is applied have at least one feasible solution.
2. The optimal solutions sequence converges.

Given the nonlinear mathematical problem:

Given (PAL₁), the first element of the approximate linear programming problem sequence, whose formulation is:

donde $\tilde{x}_0$ es la aproximación inicial. En forma similar, el k -ésimo problema (PAL $_k$) se puede escribir así:

where $\tilde{x}_0$ is the initial approximation. Similarly, the k th-problem (PAL $_k$):

(PAL $_k$)

$$\text{Min } f(\tilde{x})$$

suje to a:

subject to:

$$\tilde{h}(\tilde{x}) = 0$$

$$\tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*) + \nabla \tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*)(\tilde{x} - \tilde{x}_{k-1}^*) = 0$$

$$\tilde{x} \geq 0.$$

Si $\tilde{x}_k^*$ es la solución óptima de (PAL $_k$), luego $\tilde{x}_k^*$ satisface las condiciones de Kuhn-Tucker para ese problema (Simmons, 1975):

Provided $\tilde{x}_k^*$ is the optimal solution of (PAL $_k$), then $\tilde{x}_k^*$ satisfies the Kuhn-Tucker conditions for this problem (Simmons, 1975):

$$\nabla f(\tilde{x}_k^*) - \mu^{*T} \nabla \tilde{h}(\tilde{x}_k^*) - \lambda^{*T} [\tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*) + \nabla \tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*)(\tilde{x}_k^* - \tilde{x}_{k-1}^*)] \geq 0 \quad (9)$$

$$\tilde{x}_k^* \{ \nabla f(\tilde{x}_k^*) - \mu^{*T} \nabla \tilde{h}(\tilde{x}_k^*) - \lambda^{*T} [\tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*) + \nabla \tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*)(\tilde{x}_k^* - \tilde{x}_{k-1}^*)] \} = 0 \quad (10)$$

$$\tilde{h}(\tilde{x}_k^*) = 0 \quad (11)$$

$$\tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*) + \nabla \tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*)(\tilde{x}_k^* - \tilde{x}_{k-1}^*) = 0, \quad (12)$$

donde $\tilde{x}_{k-1}^*$ es la solución óptima de (PAL $_{k-1}$). Teniendo en cuenta que para el problema (PAL $_k$) $\tilde{x}_{k-1}^*$ es un vector de constantes, las expresiones (9) y (10) se reducen a:

where $\tilde{x}_{k-1}^*$ is the optimal solution of (PAL $_{k-1}$). Taking into account that $\tilde{x}_{k-1}^*$ is a constant vector for the problem (PAL $_k$), the expressions (9) and (10) are reduced to:

$$\nabla f(\tilde{x}_k^*) - \mu^{*T} \nabla \tilde{h}(\tilde{x}_k^*) - \lambda^{*T} \nabla \tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*) \geq 0 \quad (9')$$

$$\tilde{x}_k^* \{ \nabla f(\tilde{x}_k^*) - \mu^{*T} \nabla \tilde{h}(\tilde{x}_k^*) - \lambda^{*T} \nabla \tilde{g}(\tilde{x}_{k-1}^*) \} = 0. \quad (10')$$

Si la solución hallada $\tilde{x}_k^*$ satisface el criterio de convergencia:

If the solution $\tilde{x}_k^*$ found satisfies the convergence criterion:

$$|\tilde{x}_k^* - \tilde{x}_{k-1}^*| \leq \delta,$$

donde δ es un número positivo suficientemente pequeño, luego:

where δ is a positive enough small number, then:

$$\tilde{x}_k^* \approx \tilde{x}_{k-1}^*.$$

Reemplazando esta condición en (9'), (10'), (11) y (12) se obtiene:

Replacing this condition in (9'), (10'), (11) and (12) it is obtained:

$$\nabla f(\tilde{x}_k^*) - \mu^{*T} \nabla \tilde{h}(\tilde{x}_k^*) - \lambda^{*T} \nabla \tilde{g}(\tilde{x}_k^*) \geq 0$$

$$\tilde{x}_k^* \{ \nabla f(\tilde{x}_k^*) - \mu^{*T} \nabla \tilde{h}(\tilde{x}_k^*) - \lambda^{*T} \nabla \tilde{g}(\tilde{x}_k^*) \} = 0$$

$$\underline{h}(\underline{x}_k^*) = 0$$

$$\underline{g}(\underline{x}_k^*) = 0$$

que indican que $\underline{x}_k^*$ es un punto Kuhn-Tucker del programa matemático no-lineal.

Si bien no se ha demostrado matemáticamente que $\underline{x}_k^*$ sea el óptimo global del problema, un análisis simple permite establecer si se ha alcanzado la solución buscada. En efecto, no resulta difícil identificar los objetivos que se persiguen mediante la adopción de una distribución óptima de la carga calórica. Debido a que tanto ésta como la carga mecánica del complejo son datos del problema, una disminución de las necesidades de vapor se puede lograr solamente a través de una mejora de la eficiencia del ciclo de generación de vapor y potencia, producida por una reducción del caudal de vapor de baja presión $V_{N,N+1}^L$ que no encuentra uso en la planta y debe ser condensado. Este hecho involucra a su vez la reducción de los caudales $V_{k,k+1}^L$, $k = 1, 2, \dots, N$, y la anulación de al menos uno de ellos, lo que permitirá formular más adelante una condición necesaria de óptimo. Además, esto sugiere que una solución óptima o cuasi-óptima del problema está caracterizada por un conjunto de valores $\{V_{k,k+1}^L\}$ relativamente bajos. Esta propiedad permite obtener una buena estimación del vector de entalpías de vapor en los colectores. Debido a que el vector $\{H_i\}$ así generado se aproxima razonablemente a los valores que caracterizan a las soluciones óptimas y cuasi-óptimas, las expansiones de Taylor de primer orden de las restricciones no lineales permiten tener una representación adecuada del problema en un entorno de la solución óptima del problema linealizado (PAL_k).

V. Condición necesaria de óptimo

Teorema

La condición necesaria para que alguna solución básica del problema sea óptima es que, al menos, uno de los N caudales de vapor laminados $V_{k,k+1}^L$ sea nulo.

that indicate that $\underline{x}_k^*$ is a Kuhn-Tucker point of the nonlinear mathematical program.

Although it has not been mathematically demonstrated that $\underline{x}_k^*$ is the problem global optimum, a simple analysis allows to know if the searched solution has been achieved. In fact, it is not difficult to identify the purpose of adopting an optimal distribution of the heat load. Since the complex heat and power loads are problem data, a reduction in the steam needs can be only achieved by means of an improvement in the efficiency of the power and steam generating cycle, caused by decreasing the lowest pressure steam flowrate $V_{N,N+1}^L$ that finds no use in the plant and must be condensed. At the same time this fact involves the reduction of the letdown flows $V_{k,k+1}^L$, $k = 1, 2, \dots, N$, and the closing of at least one of the expansion valves. This will allow to formulate further on, a necessary optimum condition. This suggests that an optimal or quasi-optimal problem solution is characterized by a set of relative low values $\{V_{k,k+1}^L\}$. This property allows to obtain a good estimation of the steam enthalpy vector in the headers. Since the set $\{H_i\}$ so generated is reasonably closed to the value that characterize the optimal and quasi-optimal solutions, the first order Taylor expansions of the nonlinear constraints allow to have an appropriate representation of the problem in the region of the search space for each linearized problem (PAL_k).

V. Optimum necessary condition

Theorem

The necessary condition for any basic solution of the problem to be optimal is that at least one of the N letdown flows $V_{k,k+1}^L$ must be null.

- Demostración

Se demostrará por el absurdo, suponiendo que todos los caudales de vapor laminados en la solución óptima son no nulos, es decir:

$$V_{i,i+1}^L > 0, \quad i = 1, 2, \dots, N.$$

Se puede construir una nueva solución, tal que:

$$V_{i,i+1}^{L'} = V_{i,i+1}^L - V_{k,k+1}^L, \quad i = 1, 2, \dots, N$$

$$V_1^{cal'} = V_1^{cal} - V_{k,k+1}^L,$$

donde:

$$V_{k,k+1}^L = \min \{V_{i,i+1}^L\}$$

(Los valores de las variables en la nueva estructura se indica con ').

Pero en la nueva solución $V_1^{cal'} < V_1^{cal}$, con lo cual no se cumple la hipótesis de que V_1^{cal} es el mínimo caudal de vapor necesario para satisfacer los requerimientos energéticos. Por lo tanto, $V_{k,k+1}^L$ debe ser nulo.

VI. Resultados

A fin de mostrar las ventajas económicas de una adecuada distribución de la carga calórica entre los colectores de vapor, se aplicó el método de optimización propuesto al sistema de generación de vapor y potencia cuyas características se detallan en la tabla I. Los datos de las corrientes de proceso se indican en la tabla II. Parte de las demandas calóricas de la planta han sido satisfechas integrando parcialmente las corrientes de proceso, requiriéndose entonces vapor de usina para satisfacer las operaciones de calefacción indicadas en la tabla III. Dado que el sistema de distribución de vapor elegido consta de tres colectores, se clasificaron las demandas calóricas en tres niveles térmicos (tabla V). Estos se definieron teniendo en cuenta las temperaturas de saturación del vapor a la presión de los distintos colectores y la diferencia de temperatura mínima permitida ΔT_m en cada calentador (Linnhoff y Flower, 1978). La tabla IV muestra el inter-

Demonstration

The theorem will be demonstrated by reductio ad absurdum, assuming all the letdown flows in the optimal solution are no-null ones, that is to say:

A new solution may be constructed, so that:

where:

(The variable values in the new structure are indicated with ').

But in the new solution $V_1^{cal'} < V_1^{cal}$, so the hypothesis that V_1^{cal} is the minimum steam flow needed to satisfy the energy requirements, is not accomplished. So, $V_{k,k+1}^L$ must be null.

VI. Results

In order to show the economical advantages of an adequate heat load distribution among the steam headers, the proposed optimization method was applied to the steam and power generating system whose characteristics are detailed in table I. The process stream data is indicated in table II. Part of the plant heating demands have been met by partial integration of the process streams. So, steam from the steam power plant is required to satisfy the heating operations indicated in table III. Since the chosen steam distribution system consists of three headers, the heat demands are classified in three thermal levels (table V). These were defined taking into account the steam saturation temperature at the different headers pressure and the minimum temperature difference allowed in each heat exchanger (Linnhoff and Flower, 1978). Table IV shows the temperature interval that characterizes each thermal level. In table V each process heating

TABLA I. – Datos del ejemplo
TABLE I. – Example data

Nº 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):	$T_1^{cal} = 673 \text{ K}$
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)	$F_i \text{ } C_{p_i} \text{ (kW/K)}$	$T_{ent(in)} \text{ (K)}$	$T_{sal(out)} \text{ (K)}$	$Q \text{ (kW)}$
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

TABLA III. – *Procesos de calefacción a satisfacer con vapor*TABLE III. – *Heating processes satisfied with steam*

Corrientes de proceso (Process streams)	$F_i C_{p_i}$ (kW/K)	$T_{ent(in)}$ (K)	$T_{sal(out)}$ (K)	Q_{cal} (kW)
1	530	373	450	40810
2	5	301	510	1045
3	88,5	333	503	15045
4	$F \lambda_v = 20000$ kW	401	401	20000

TABLA IV. – *División del intervalo de temperatura del problema en tres niveles térmicos*TABLE IV. – *Division of the problem temperature interval in three temperature levels*

Nivel (Level) (k)	ΔT_k (K)
1	477-511
2	407-477
3	< 407

TABLA V. – *Determinación de las cargas calóricas D_i , $i = 1, 2, 3$ en el ejemplo*TABLE V. – *Evaluation of heat loads D_i , $i = 1, 2, 3$ for the example*

Corriente de proceso (Process stream)	Nivel (Level)	T_{in} (K)	$T_{out(sal)}$ (K)	D_1 (kW)	D_2 (kW)	D_3 (kW)
1	2	407	450	–	22790	–
	3	373	407	–	–	18020
2	1	477	511	165	–	–
	2	407	477	–	350	–
	3	301	407	–	–	530
3	1	477	503	2301	–	–
	2	407	477	–	6195	–
	3	333	407	–	–	6549
4	3	401	401	–	–	20000
$\Sigma D_i =$				2466	29335	45099

valo de temperatura que caracteriza a cada nivel térmico y en la tabla V se han clasificado las demandas de cada proceso de calefacción o ser satisfecho con vapor por su nivel térmico,

demand to be satisfied with steam is classified by its thermal level and at the bottom, the heat loads at different levels $i = 1, 2, 3$ are indicated. The distribution of heat loads among the dif-

indicándose en la parte inferior de la misma, las cargas calóricas correspondientes a los distintos niveles $i = 1, 2, 3$. La actual asignación de estas cargas calóricas entre los distintos colectores se indica en la primera columna de la tabla VI, a través de los valores de V_{ik}^H .

ferent headers at present appears in the first column of table VI, through the V_{ik}^H values.

TABLA VI. – *Indicación comparativa de los consumos de vapor y las estructuras asociadas para distintas políticas de asignación de demandas térmicas*

TABLE VI. – *Comparative indication of steam consumption and associated configurations for different heat demand assignment policies*

Estructura actual (Present structure) kg/h		Optimización heurística (Heuristic optimization) kg/h	Asignación óptima (Optimal assignment) kg/h (Soluciones alternativas) (Alternative solutions)	
V_1^{cal}	149103	139692	139139	
V_{11}^H	5144	5144	5144	5144
V_{21}^H	25033	—	—	12597
V_{31}^H	—	—	12585	—
V_{22}^H	33053	55937	55937	44422
V_{32}^H	—	—	35320	46703
V_{33}^H	76141	76140	34683	34790
V_{12}^L	—	11050	—	—
V_{23}^L	54588	43861	1350	1352
V_{34}^L	10717	—	—	—
Entalpías específicas del vapor en los colectores (Header specific steam enthalpies)				
Nivel (Level)	Valor inicial (Initial value) kJ/kg		Valor en el óptimo (Optimum value) kJ/kg	
1	3216,18		3147,97	
2	2875,28		2996,70	
3	2739,17		2739,16	

Queda definido así un programa matemático compuesto por 25 restricciones y 29 variables. La solución óptima fue hallada en 6 iteraciones aplicando el método de programación aproximada en una computadora VAX 11/780.

So, a mathematical problem is defined, consisting of 25 constraints and 29 variables. The optimal solution has been found after 6 iterations using the Approximation Programming Method in a VAX 11/780 computer. The op-

Los valores óptimos se muestran en la tabla VI, donde se los compara con los correspondientes a la estructura actual. Se incluyen, también, los mapas de entalpías específicas inicial y óptimo cuya semejanza asegura el carácter de óptimo de la solución hallada. Estos resultados muestran indudablemente que la adopción de una política de asignación de servicios de calefacción óptima permite atender las demandas de potencia y calor del complejo con un significativo ahorro en la carga de vapor. Al mismo tiempo, la re-distribución óptima de la carga calórica produjo el cierre de la línea de laminación que conecta los colectores de alta y media presión ($V_{12}^L = 0$) y anuló el exceso de vapor de baja presión ($V_{34}^L = 0$) que debe ser condensado. Se mejoró así la eficiencia del ciclo de generación de vapor y potencia y se anuló el consumo de agua de refrigeración.

A su vez, la comparación de la estructura actual con los valores resultantes de aplicar la regla heurística que sugiere satisfacer cada demanda calórica con el vapor disponible de nivel térmico similar (ver tabla VI), muestra que este criterio práctico, comúnmente aceptado, es una muy buena solución al problema de óptima asignación de servicios. Esta solución cuasi-óptima se obtuvo resolviendo un programa matemático similar al propuesto, pero donde las restricciones (3) han sido reemplazadas por:

$$\lambda_k V_k^H = D_k, \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (13)$$

Sin embargo, la aplicación del modelo propuesto conduce a resultados que no contradicen la regla práctica citada, sino que confirman su validez. En efecto, el movimiento "ascendente" de la carga calórica, tiene una menor magnitud relativa y su incidencia en el caudal de vapor provisto por la usina es de menor importancia. Su concreción tiende a completar el cierre de algunas válvulas reductoras.

Si bien el movimiento "ascendente" de la carga calórica produce generalmente economías menos significativas en los costos operativos, es importante en la práctica ya que proporciona una ventaja adicional. En efecto, el área total de transferencia calórica requerida baja, disminuyendo así los costos de inversión.

La magnitud de este movimiento ascendente, cobra importancia en determinadas situaciones,

where they are compared with those of the present structure. The initial and optimal specific enthalpy maps, whose similarity ensure the optimality of the solution found, are included. These results undoubtedly show that the adoption of an optimal heating utility assignment policy allows to satisfy the complex power and heat demands with significant savings in the steam load. At the same time, the optimal re-distribution of the heat load caused the closing of the expansion line that connects the low and medium pressure headers ($V_{12}^L = 0$) and made null the low pressure steam excess that must be condensated ($V_{34}^L = 0$). In this way, the efficiency of the power and steam generating cycle has been improved and the refrigerating water consumption was made null.

At the same time, the comparison between the structure available at present and the values that results form the heuristic rule that suggest to satisfy each heating demand with the steam of a similar thermal level (see table VI), shows that this practical criterion commonly accepted, is a very good solution to the optimal heating utility assignment problem. This quasi-optimal solution was obtained solving a mathematical program similar to the proposed one, but where the constraints (3) have been replaced by:

However, the use of the proposed model leads to results that do not contradict the practical rule mentioned, but confirm its validity. The heat load "upward" movement, has a less relative magnitude and its incidence in the steam flow supplied by the steam-power plant is less important. Its execution tends to complete the closing of some steam expansion valves.

Though the heat load upward movement produces savings generally less significant in operating costs, it is important in practice since it gives an additional advantage: the total heat transfer area required is reduced, diminishing the investment costs in this way.

The magnitude of this upward movement is more important in certain situations, mainly

principalmente cuando existen considerables desbalances entre las demandas de energía calórica y de potencia.

Este resultado advierte sobre la probable inconveniencia de efectuar, en algunos casos, movimientos de la carga calórica hasta el menor nivel térmico termodinámicamente compatible, en la creencia de que ellos siempre permiten mejorar la performance del sistema.

VI.1. Configuraciones alternativas

El modelo de optimización propuesto admite la existencia de óptimos alternativos, todos los cuales están caracterizados por el mismo valor de la función objetivo V_1^{cal} . En la tabla VI se han indicado dos soluciones alternativas. En este ejemplo, si bien en cada óptimo la distribución de demandas calóricas es diferente, la carga calórica total asignada a cada colector se mantiene invariable. Más aún, el perfil de recalentamiento del vapor en los colectores, tampoco cambia.

Se busca entonces otro criterio de optimidad, tal como minimizar el número de calentadores requeridos, para optar por una de las soluciones que minimizan la carga de vapor. Con este propósito se obtuvo para este ejemplo, la red de mínimo número de intercambiadores que permite implementar la política óptima de asignación de demandas, aplicando para ello el algoritmo propuesto por Isla y Cerdá (1983). Se representa esquemáticamente la red en la figura 3, donde se han indicado, dentro de cada unidad, el calor intercambiado en kW. Del análisis de la misma, surge la posibilidad de satisfacer los requerimientos de la corriente F_1 con un solo intercambiador de calor, en lugar de las dos unidades resultantes, ya que una de ellas sería considerablemente pequeña.

De la misma manera que en el ejemplo mencionado, es posible estudiar las modificaciones a la red óptima que resultan de interés a fin de poder utilizar equipos de intercambio calórico disponibles en la planta. La decisión última surgirá del estudio comparativo de los ahorros en costos operativos, en función de la inversión requerida.

when considerable non-balance exists between the heat and power demands.

This result calls attention upon the probable disadvantage of making in some cases movements of the heat load to the lowest thermodynamically feasible thermal level, in the belief that they always allow to improve the systems performance.

VI.1. Alternative configurations

The proposed optimization model accepts the existence of alternative optimal solutions, all of them characterized by the same value of the objective function V_1^{cal} . In table VI, two alternative solutions are indicated. In this example, the total heat load assigned to each header remains unchanged, though in each optimum the distribution of heat demands is different. Furthermore, the profile of the steam headers reheating, does not change either.

Then, other optimality criterion is searched, as minimizing the required heat exchanger number, to select one of the solutions that minimizes the steam load. With this purpose the network with a minimum number of heat exchangers, which allows to put into practice the optimal demand assignment policy, was obtained applying the algorithm proposed by Isla and Cerdá (1983). The network is schematically represented in figure 3, where the heat exchanged in kW is indicated inside each unit. From its analysis, the possibility of satisfying the requirements of the F_1 stream with only one heat exchanger instead of the two resulting ones arises, since one of them would be considerable small.

In the same way as in the example mentioned above, it is possible to study the optimal network modifications that are interesting in order to employ the heat exchangers units available at present in the plant. The last decision will arise from a comparative study of the operating costs savings versus the investments required.

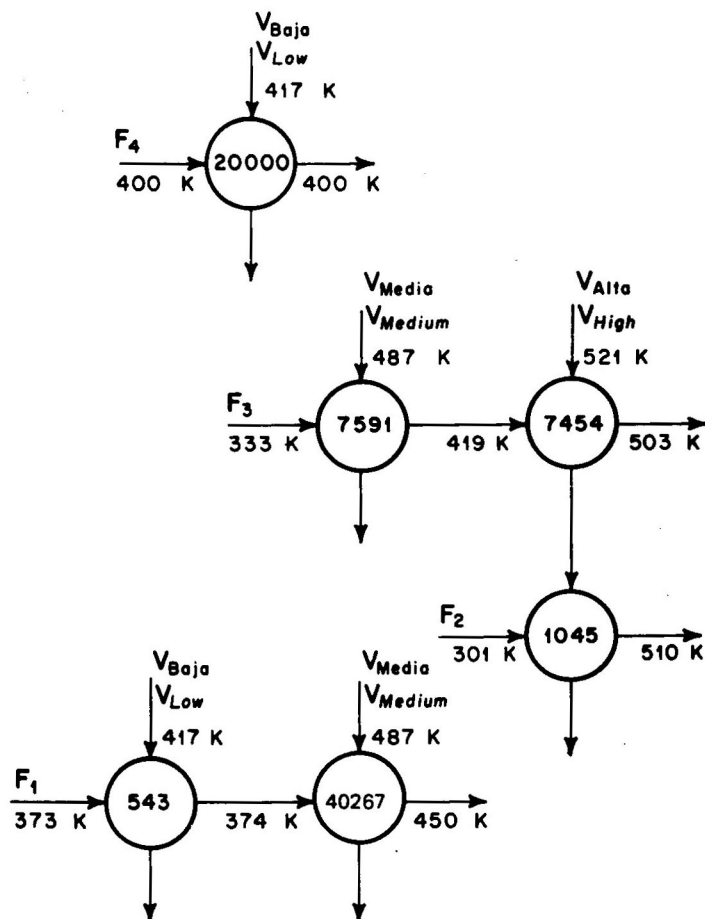


Fig. 3.— Red con mínimo número de unidades de intercambio calórico correspondiente a la asignación de demandas óptimas. (Network with minimum heat exchangers number corresponding to the optimal heating utility assignment).

VI.2. Conveniencia del uso de calderas operando a diferentes niveles de presión

Se puede asimismo establecer la óptima distribución de la producción de vapor de agua entre las distintas calderas de usina, cuando éstas son operadas a diferentes presiones.

Con este objetivo fueron definidas las variables del modelo V_k^{cal} . Sin embargo, esa misma información puede igualmente ser obtenida suponiendo que únicamente operan calderas de alta presión. (De esta forma fue resuelto el ejemplo definido en la tabla I). La necesidad de calderas operando a media y/o baja presión aparece cuando, habiéndose alcanzado la óptima distribución de la carga calórica, la línea de

VI.2. Advantages of the use of boilers operating at different pressure levels

In the same way, the optimal distribution of steam production among steam-power plant boilers, operated at different pressures may be known.

With this aim, the model variables V_k^{cal} were defined. However, the same information can be equally obtained assuming that only high pressure boilers are operating (as in the example defined in table I). When the steam expansion valve between high and medium pressure headers remains open while having achieved the optimal heat load distribution, the need of medium and/or low pressure boilers arises. This

laminación entre los colectores de alta y media presión permanece abierta. Ello significa que se está generando vapor de alta presión para atender demandas de calor que pueden ser satisfechas con vapor de media o aún de baja presión (si en el óptimo también se lamina vapor de media en igual o mayor proporción).

Los resultados incluidos en la tabla VI muestran que el uso de calderas de media o baja presión no aportan ningún beneficio cuando se adopta la distribución óptima de la carga térmica. Contrariamente, la solución cuasi-óptima hallada asignando las demandas de calor conforme a sus niveles térmicos, permite generar alrededor de 11050 kg/h de vapor a una presión de 0,4 MPa, con un grado de recalentamiento del vapor de caldera similar al del flujo que circula por la válvula reductora de presión. Esta ventaja tornaría favorable la elección de la solución cuasi-óptima cuando se cuenta en la usina con calderas de baja presión. Esto lleva a concluir que es conveniente contar en la usina con calderas operando a diferentes presiones cuando la magnitud y distribución de la carga mecánica no puede ser modificada y es tal que no permite desactivar las líneas reductoras de presión, ni siquiera mediante una redistribución óptima de la carga calórica. Como esta situación se produce comúnmente por paradas de equipos o plantas de un complejo, disponer de esa facilidad permite acomodarse con mayor eficiencia a una carga total variable del complejo.

VI.3. *Análisis cualitativo de la influencia de otros factores de diseño*

Por la importancia en magnitud del calor latente de vaporización, la eficiencia global del ciclo de generación de potencia y calor guarda una estrecha relación con $V_{N,N+1}^L$. Un valor nulo de $V_{N,N+1}^L$ indica que el ciclo ha alcanzado su máxima eficiencia, mientras que los sistemas de baja performance se caracterizan por altos $(V_{N,N+1}^L/V_1^{cal})$. Fue visto que el uso de calderas operando a distintos niveles de presión permite anular con frecuencia los caudales de vapor en las líneas reductoras de presión, si esto no puede ser conseguido mediante una redistribución óptima de la carga calórica. Cuando el exceso de vapor $V_{N,N+1}^L$ no ha podido ser eliminado, todavía existen posibilida-

means that high pressure steam is being generated to meet heat demands that can be satisfied with medium and low pressure steam (provided that in the optimum, medium pressure steam is also expanded to a lower pressure, in equal or greater proportion).

The results included in table VI, show that the use of low and medium pressure boilers brings no benefit when the optimal heat load distribution is adopted. On the contrary, the quasi-optimal solution found for the heat load assignment according to each thermal level, allows to generate about 11050 kg/h at a pressure of 0.4 MPa, with a steam reheating degree equal to the one of the letdown flow. This advantage would make the choice of the quasi-optimal solution favourable when the steam-power plant has low pressure boilers. This leads to conclude that it is convenient to have boilers operating at different pressures when the power load magnitude and distribution cannot be modified and do not allow to inactivate the steam expansion valves, not even by an optimal heat load redistribution. As this situation commonly arises in pieces of equipment or plant shutdowns, such a facility allows to accommodate a variable complex load with greater efficiency.

VI.3. *Qualitative analysis of other design factors*

Because of the importance in magnitude of the latent heat at the lowest pressure available, the heat and power generating cycle global efficiency is closely related with $V_{N,N+1}^L$. A zero value of $V_{N,N+1}^L$ represents a cycle maximum efficiency, while low performance systems are characterized by a high $(V_{N,N+1}^L/V_1^{cal})$ ratio. It was seen that the use of boilers operating at different pressure levels frequently allows to make the letdown flows null, provided it cannot be obtained through an optimal heat load distribution. When the steam excess $V_{N,N+1}^L$ has not been eliminated, there are still possibilities of increasing the cycle efficiency. In fact, changing some of the backpressure turbines

des de aumentar la eficiencia el ciclo. En efecto, cambiando algunas de las turbinas de contrapresión que descargan en el colector N por turbinas de condensación, se obtiene una reducción adicional de V_1^{cal} y $V_{N,N+1}^L$. En el ejemplo resuelto, no se producen excesos de vapor de baja presión en el óptimo $V_{34}^L = 0$. Por lo que el uso de turbinas de condensación resultaría contraproducente.

Sin embargo, antes de considerar la incorporación de turbinas de condensación al sistema de generación de potencia, resulta conveniente optimizar la estructura y condiciones operativas del sistema de distribución de vapor (número y presión de operación de los colectores). Un nuevo colector de vapor aporta significativas ventajas cuando una porción de la carga calórica es cubierta, en la solución óptima, con vapor de calidad sensiblemente superior al estrictamente requerido. Surge así la posibilidad de generar una cantidad adicional de potencia, sin variar la carga de vapor (V_1^{cal}). Esta situación puede ser detectada sólo si se tiene en cuenta simultáneamente la magnitud y calidad de las necesidades calóricas de los procesos.

En la Parte II de este trabajo, se analiza el efecto de una disminución de la carga calórica, vía integración energética de las corrientes de proceso, sobre la eficiencia del ciclo de generación de potencia y calor. Se muestra allí la necesidad de alterar la política de asignación de servicios de calefacción y de limitar el nivel de recuperación calórica, para mantener nulo el valor de $V_{N,N+1}^L$.

Este análisis cualitativo muestra la conveniencia de estudiar la optimización de otros factores de diseño, a la luz de las características de los procesos, lo que será llevado a cabo en futuros trabajos.

VII. Conclusiones

1. Desde un punto de vista energético, el diseño óptimo de un proceso es aquel que minimiza las necesidades de combustible en la usina de la planta. Sin embargo, estos requerimientos también dependen de la estructura y condiciones operativas del sistema proveedor de energía. Por lo tanto, si se desea maximizar la performance energética de un complejo químico se debe realizar una optimización coordinada de los sistemas consumidor y proveedor

that discharge into the N header by condensation ones an additional reduction of V_1^{cal} and $V_{N,N+1}^L$ is obtained. At the optimum of the solved example, there is no low pressure steam excess, $V_{34}^L = 0$. Because of this reason, the use of condensation turbines would result counterproductive.

However, before considering the addition of condensing turbines to the power generating system, it is convenient to optimize the structure and operating conditions of the steam distributing system (headers number and operating pressures). A new steam header will provide significant advantages when part of the heat loads is met with steam of noticeably higher quality than the strictly required one. The possibility of producing additional power with no variation of the steam load V_1^{cal} , is so feasible. This situation can be detected only when the quality and magnitude of the process heating needs are simultaneously taken into account.

In Part II of this work, it is analyzed the effect of a heat load reduction through energy integration of process streams on the steam and power generating cycle. There, it is studied the need of modifying the heating utility assignment policy and the necessity of limiting the heat recovery level so as to maintain null the $V_{N,N+1}^L$ value.

This qualitative analysis shows the convenience of studying other design factors optimization, in the light of the process characteristics, which will be done in future works.

VII. Conclusions

1. From an energy view point, the optimum process design is the one that minimizes fuel needs in the steam power plant. However, these requirements also depend on the structure and operating conditions of the energy supply system. Consequently, when the maximization of the energy performance of a chemical complex is intended, a coordinated optimization of the energy supply and consuming systems must be carried out, taking into account simulta-

de energía, que tenga en cuenta simultáneamente las características de ambos sistemas. Este trabajo representa el primer paso dado hacia el desarrollo de un método sistemático y eficiente que lleve a cabo esa tarea. Esta herramienta habilitará al ingeniero de diseño a tomar en cada caso la decisión más rentable y evitar el uso de reglas prácticas que no siempre conducen a diseños óptimos.

2. Los trabajos publicados sobre optimización de sistemas de generación de vapor y potencia consideran la política de asignación de los servicios de calefacción como una restricción de diseño. Frecuentemente, la eficiencia energética del ciclo Rankine de vapor correspondiente a la solución óptima hallada es menor que uno, debido a la existencia de caudales de vapor circulando por las líneas reductoras de presión y de un exceso de vapor de baja presión que no encuentra uso en la planta. Este trabajo analiza el efecto de la optimización de la política de asignación de servicios sobre la performance del sistema proveedor de energía. Con ese fin, incorpora a la formulación propuesta por Clark y Helmick (1980) las relaciones de vínculo entre los sistemas consumidor (procesos) y proveedor de energía que definen el intervalo de flexibilidad permitido en la adopción de la política de asignación de servicios.

3. No existe una única política de asignación de los servicios de calefacción, sino que hay soluciones alternativas que maximizan la performance del sistema de generación de vapor y potencia. Ellas presentan también otras propiedades comunes: 1) igual caudal de vapor saturado procedente de cada colector destinado a procesos de calefacción; 2) igual perfil de recalentamiento del vapor en los colectores. El modelo propuesto identifica estas características.

4. Basado en el método de síntesis de redes de intercambiadores de calor mediante modelos de transporte, se presenta un procedimiento racional de síntesis de la red de calentadores de la planta. Este requiere como paso previo haber determinado la política óptima de asignación de los servicios de calefacción.

5. Para optar por una de las políticas de asignación óptima se propuso, como criterio de selección, minimizar el número de calentadores

neously both systems characteristics. This work represents the first step in the development of a systematic and efficient method to get that aim. This tool will allow the design engineer to take the most profitable decision in each case and to avoid the use of practical rules that not always lead to optimum designs.

2. Published works of steam and power generating systems optimization consider the heating utility assignment policy as a design constraint. Frequently, the Rankine steam cycle efficiency corresponding to the optimal solution is lower than one because of the existence of letdown flows and a low pressure steam excess that finds no use in the plant. This work analyses the effect of the heating utility assignment policy on the performance of the energy supply system. With this aim, the relationships between the energy supply and consuming systems processes that define the allowed flexibilization interval are added to the Clark and Helmick (1980) formulation.

3. There is not a single heating utility assignment policy, but there are alternative solutions that maximize the steam and power generating system performance. Those alternative solutions also present other common properties: 1) identical saturated steam flow from each header to meet heating process demands; 2) identical reheated steam profile in the headers. The proposed model identifies these characteristics.

4. A rational synthesis procedure for the plant heaters network is presented, based on the method of heat exchanger network synthesis by transportation models. This procedure requires to determine previously the heating utility assignment policy.

5. In order to choose one of the optimal assignment policies, it was proposed as a choice criterion, the minimum number of exchangers

requeridos para llevar a cabo los procesos de calefacción. En el análisis de las redes de calentadores obtenidas, la necesidad de reducir aun más el costo de inversión puede sugerir la adopción de políticas de asignación cuasi-óptimas en las cuales el aprovechamiento de las unidades de intercambio calórico disponibles en planta sea máximo, o el número de unidades requerido sea aun menor que el obtenido en el óptimo del problema a expensas de un bajo incremento en la demanda de vapor de caldera.

6. La solución óptima del problema indica, además, la posibilidad de usar calderas de media y/o baja presión para satisfacer una fracción de las necesidades de calor. Específicamente, suministra la distribución óptima de la carga mínima de vapor entre calderas de alta, media y baja presión.

7. Se aplicó el método propuesto a un sistema típico de generación de vapor y potencia compuesto por tres colectores de vapor, para el cual se conoce la actual distribución de las cargas calórica y mecánica en el sistema. Los resultados obtenidos muestran un sensible ahorro en la carga de vapor. La nueva distribución de la carga calórica reduce sustancialmente los flujos de vapor a través de las líneas reductoras de presión y elimina el exceso de vapor de baja presión que no encuentra uso en el complejo y debe ser condensado.

8. Una ligera modificación del modelo permite hallar las condiciones operativas del sistema de generación de vapor y potencia, cuando se trata de satisfacer cada demanda de calor con el vapor de menor nivel de presión compatible. Esta política de asignación de servicios de calefacción, usualmente empleada en la industria, generalmente proporciona una solución cuasi-óptima. Sin embargo, cuando existe una marcada diferencia entre los requerimientos de calor y potencia del complejo, la elección de este criterio puede significar que el sistema de vapor y potencia sea operado con una baja eficiencia.

9. Una política óptima de asignación de servicios de calefacción tiene a su favor otra ventaja adicional ya que simultáneamente minimiza el área total de intercambio de los calentadores a vapor.

required to carry out the heating processes. In the analysis of the heater network, the need of a further reduction on investment costs may suggest the adoption of a quasi-optimal assignment policy. In doing so either the use of units available in the plant can be maximized or the required unit number may be still lower than the one corresponding to the optimal solution, at the expense of a low increase in the boiler steam demand.

6. The optimal solution of the problem also indicates the possibility of using medium and/or low pressure boilers to satisfy a fraction of the heating needs. Specifically it gives the optimal distribution of the minimum steam load among the high, medium and low pressure boilers.

7. The proposed model was applied to a typical steam and power generating system with an arrangement of three steam headers, assuming that the present distribution of heat and power loads in the system is known. The results obtained show noticeably savings in the steam load. The new distribution of the heat load substantially reduces the letdown steam flows and eliminates the low pressure steam excess that finds no use in the complex and must be condensed.

8. A simple modification of the model allows to find the operating conditions of the power and steam generating system, when each heating demand is met with the steam of the feasible lowest pressure level. This heating utility assignment policy, usually employed in industry, generally gives a quasi-optimal solution. However, when a large difference exists between the complex steam and power requirements, the choice of this criterion may lead to a low efficiency operation of the steam and power generation system.

9. An optimal heating utility assignment policy has in its favour an additional advantage, allowing simultaneously to minimize the total heat exchange area in the steam heaters.

10. El método de solución empleado (Método de Programación Aproximada) provee las propiedades de las políticas óptimas de asignación a muy bajo costo computacional. A su vez, la formulación propuesta para el problema permite analizar rápidamente políticas de asignación cuasi-óptimas introduciendo ligeras modificaciones en las ecuaciones de restricción.

11. El análisis de un óptimo cualquiera del problema puede alertar acerca de la conveniencia de modificar la estructura del sistema de generación de potencia o de limitar la integración energética de las corrientes de proceso, a fin de lograr aumentar la eficiencia del sistema proveedor de energía.

10. The solution method used (Approximated Programming Method) gives the properties of the optimal assignment policies at very low computational cost. At the same time, the proposed problem formulation allows to analyze quasi-optimal assignment policies introducing light modifications in the constraint equations.

11. The analysis of any problem optimum may alert about the convenience of modifying the power generating system structure or limiting the energy integration of process streams, to increase the efficiency of the energy supply system.

Agradecimientos

Los autores agradecen al Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) y a la Universidad Nacional del Litoral por la ayuda financiera otorgada. Al Lic. Daniel Tomassi por la valiosa ayuda prestada en la concreción de 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 concrection of the computational work.

Nomenclatura

carga calórica
flujo energético
corriente fría
entalpía específica del vapor de agua
entalpía específica del agua
caudal de agua
caudal de vapor empleado en los procesos
número de colectores de vapor
presión del vapor
flujo calórico
entropía específica del vapor de agua
temperatura del vapor
caudal de vapor
potencia mecánica entregada por turbinas a vapor

Nomenclature

D heat load
E energy flux
F cold stream
H steam specific enthalpy
h water specific enthalpy
L water flowrate
M process steam flowrate demand
N headers number
P steam pressure
Q heat flux
S steam specific entropy
T steam temperature
V steam flowrate
W power from steam turbines

Letras griegas

eficiencia
calor latente de vaporización
flujo entálpico
rendimiento

Greek letters

ϵ efficiency
 λ latent heat
 Γ enthalpy flux
 η turbine efficiency

Subíndices

indica condensación
indica combustible
indica condensado
indica desaireador
indican niveles i, j, k , respectivamente
indica pérdidas del sistema de distribución
indica mínimo
indica reposición
indica venteo de vapor proveniente del desaireador
indica proceso de calefacción
indica venteos
indica condensado proveniente del vapor de escape de las turbinas de condensación

Supraíndices

indica calderas
indica vapor de escape de turbinas correspondiente a una expansión isentrópica
indica equipo flash
indica procesos de calefacción
indica línea de laminación
indica caldera de recuperación
indica saturación
indica turbina de vapor

Subscripts

AE denotes condensation
comb denotes fuel
cond denotes condensate flows
D denotes deaerator
 i, j, k denotes level i, j, k , respectively
P denotes losses in the steam distribution system
 m denotes minimum
rep denotes make-up
S denotes deareator steam vents
 t denotes heating process
V denotes vents
W denotes condensate from the condens- ing turbines exhaust steam

Superscripts

cal denotes boilers
 e denotes turbines exhaust steam corre- sponding to a isentropic expansion
F denotes flash equipment
H denotes heating processes
L denotes letdowns
R denotes waste heat boiler
S denotes saturation
W denotes steam turbines

APENDICE

Balance energético global para el sistema de distribución de vapor

De acuerdo a la figura 1, puede escribirse el balance energético global para el sistema de distribución de vapor

$$\sum_{k=1}^N (V_k^{\text{cal}} H_k^{\text{cal}} + V_k^{\text{R}} H_k^{\text{R}}) = W + Q_t + \sum_{k=1}^N (M_k + V_{v,k}) H_k + Q_{\text{AE}} + L_{\text{cond}} h_N + V_D H_N + \sum_{k=1}^N V_{k,N+1}^{\text{W}} h_W \quad (\text{A.1})$$

$$L_{\text{cond}} = \sum_{k=1}^N (V_k^{\text{cal}} + V_k^{\text{R}} - M_k - V_{k,N+1}^{\text{W}} - V_{v,k}) - V_D, \quad (\text{A.2})$$

donde $V_{v,k}$ son las pérdidas de vapor del co-lector k por fugas o venteos, y h_W es la ental-

APPENDIX

Overall energy balance for the steam distribution system

Accordingly to figure 1, an overall energy balance for the steam distribution system can be written:

where $V_{v,k}$ are the k the-header steam losses caused by leaks and vents and h_W is the specific

pía específica del condensado procedente de las turbinas de condensación. Q_{AE} indica el calor liberado en la condensación del exceso de vapor de baja presión y del vapor de escape de turbinas de condensación. Los balances másico y energético en el desaireador (fig. 1) permiten escribir:

$$L_{\text{cond}} + V_D + \sum_{k=1}^N V_{k,N+1}^W + \Delta L_{\text{rep}} = V_s + \sum_{k=1}^N (V_k^{\text{cal}} + V_k^R) \quad (\text{A.3})$$

$$L_{\text{cond}} h_N + V_D H_N + \sum_{k=1}^N V_{k,N+1}^W h_W + \Delta L_{\text{rep}} h_{\text{rep}} = \sum_{k=1}^N (V_k^{\text{cal}} + V_k^R) h_L + V_s H_L. \quad (\text{A.4})$$

En tanto un balance global de materia indica:

Meanwhile an overall mass balance indicates:

$$\Delta L_{\text{rep}} = \sum_{k=1}^N (M_k + V_{v,k}) + V_s. \quad (\text{A.5})$$

Por lo tanto, de (A.1) se tiene:

Thus, from (A.1) it follows:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^N V_k^{\text{cal}} (H_k^{\text{cal}} - h_L) + \sum_{i=1}^N V_k^R (H_k^R - h_L) &= W + Q_t + \sum_{k=1}^N M_k (H_k - h_{\text{rep}}) \\ &+ \sum_{k=1}^N V_{v,k} (H_k - h_{\text{rep}}) + Q_{AE} + V_s (H_L - h_{\text{rep}}). \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

Finalmente, si:

Finally, if:

$$Q_D = \sum_{k=1}^N (M_k + V_{v,k}) (h_L - h_{\text{rep}}) + V_s (h_L - h_{\text{rep}}) \quad (\text{A.7})$$

y

and

$$Q_P = \sum_{k=1}^N V_{v,k} (H_k - h_L) + V_s (H_L - h_L), \quad (\text{A.8})$$

puede escribirse:

it can be written:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^N V_k^{\text{cal}} (H_k^{\text{cal}} - h_L) &= W + Q_t + \sum_{k=1}^N M_k (H_k - h_L) + Q_P + Q_D \\ &+ Q_{AE} - \sum_{k=1}^N V_k^R (H_k^R - h_L). \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

Esta expresión identifica claramente las distintas demandas de potencia y calor que se encuentran en una planta.

This expression clearly identifies the different power and heat demands that are found in a plant.

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).
- Clark, J. K. and Helmick, N. E.: "How to Optimize the Design of Steam Systems", *Chemical Engineering*, March 10 (1980).
- Gottfried, B. S. and Weisman, J.: "Introduction to Optimization Theory", Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey (1973).
- Grossmann, I. and Santibáñez, J.: "Applications of Mixed-Integer Linear Programming in Process Synthesis", *Comp. and Chem. Eng.* 4: 205 (1980).
- 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 (1982).
- Linnhoff, B. and Flower, J. R.: "Synthesis of Heat Exchanger Network", *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. I.: "The Optimal Synthesis of Steam and Power Plants", *Proceedings*, p. 716, The Second PACHEC, Denver, Colo. (1977).
- Nishio, M.; Itoh, J.; Shiroko, K. and Umeda, T.: "Thermodynamic Approach to Steam-Power System Design". *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 9: 306 (1980).
- Nishio, M.; Koshijima, I.; Shiroko, K. and Umeda, T.: "Synthesis of Optimal Heat and Power Supply Systems", 91th. National Meeting, AIChE, February (1982).
- Simmons, D. M.: "Non-linear Programming for Operations Research", Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey (1975).
- Stacy, G. D.; Gaines, L. D. and Collis, F.: "Optimize Steam System by Computer", *Hydrocarbon Processing*, August (1981).
- Umeda, T.; Harada, T. and Shiroko, K.: "A Thermodynamic Approach to the Synthesis of Heat Integration Systems in Chemical Processes", *Computers and Chem. Eng.* 3: 273 (1979).
- Cheng, W. B. and Mah, S. H.: "Interactive Synthesis of Cascade Refrigeration Systems", *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 19: 410 (1980).

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

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