

# **Intégration énergétique de procédés industriels par la méthode du pincement**

# **INTÉGRATION ÉNERGÉTIQUE DE PROCÉDÉS INDUSTRIELS PAR LA MÉTHODE DU PINCEMENT**

## **Résumé français**

L'intégration énergétique visant à utiliser l'énergie thermique pour différents usages, en une sorte de cascade exergetique, est une des approches les plus prometteuses en vue d'une utilisation rationnelle de l'énergie. La méthode du pincement (Pinch Technology) est une méthode d'intégration qui permet d'optimiser à la fois thermodynamiquement et économiquement les possibilités de récupération d'énergie (rejets thermiques) de tout type de procédé industriel (chimie, alimentaire, distribution d'énergie, etc.).

## **ENERGETISCHE INTEGRATION INDUSTRIELLER PROZESSE MIT DER PINCH-METHODE**

### **Deutsche Zusammenfassung**

Die Energieintegration ist eine vielversprechende Methode zur effizienteren thermischen Energienutzung. Sie vereinfacht die Konzeption von Wärmetauschernetzen, in denen Wärmeenergie immer vom höheren auf das nächstniedrigere Temperaturniveau übertragen wird (als exergetische Kaskade). Die Pinchmethode (Pinch Technology) ist eine Integrationsmethode, die es ermöglicht, die Energierückgewinnung in vielfältigen Prozessen (Chemie- und Nahrungsmittelindustrie, Energieverteilung, etc.) gleichzeitig thermodynamisch und ökonomisch zu optimieren.

### **Impressum**

Ce manuel s'inscrit dans la collection RAVEL INDUSTRIE

### **Editeur**

Office fédéral des questions conjoncturelles, Schwarztorstrasse 11, 3003 Berne

### **Chef de domaine RAVEL INDUSTRIE**

Daniel Spreng, EPF-Zürich, ETH-Zentrum/ETL, 8092 Zürich

### **Responsable romand RAVEL INDUSTRIE**

Weinmann-Energies SA, Ingénieurs-conseils, 1040 Echallens

### **Diffusion romande**

Coordination romande du programme d'action, M. Daniel Notter, EPFL-LESO

Case postale 15, 1015 Lausanne

### **Auteurs**

Professeur Daniel Favrat et Frédéric Staine, EPF-Lausanne, Laboratoire d'Energétique Industrielle, Département de Génie Mécanique, 1015 Lausanne

### **Mise en page et photocomposition**

Consortium DAC/City Comp SA, Lausanne et Morges

### **Impression et diffusion**

Office central fédéral des imprimés et du matériel (OCFIM), 3000 Berne

N° de commande 724.321 f

Copyright © Office fédéral des questions conjoncturelles, 3003 Berne, juillet 1994

Reproduction partielle autorisée avec mention de la source.

ISBN 3-905233-62-2

Form. 724.321 f 8.94 500

**Intégration énergétique  
de procédés industriels  
par la méthode  
du pincement**

**Résumé**

## Introduction

L'intégration énergétique visant à utiliser l'énergie thermique pour différents usages, en une sorte de cascade exergetique, est une des approches les plus prometteuses en vue d'une utilisation rationnelle de l'énergie. L'intégration énergétique est avant tout adaptée à des sites à forte densité d'utilisateurs différenciés que l'on retrouve, en priorité, sur des sites industriels, commerciaux ou urbains. La cogénération, par centrales chaleur-force et réseaux de chauffage à distance, en est l'exemple le mieux connu.

Certes, qui dit intégration dit nécessairement interdépendance avec les inévitables contraintes liées aux questions opérationnelles et de fiabilité. Intégration implique également la nécessité d'avoir une vue d'ensemble dont l'obtention n'est pas toujours aisée d'un point de vue méthodologique notamment. Dans l'industrie, l'application de méthodes évoluées comme la théorie exergetique se heurte malheureusement souvent à l'absence de connaissances thermodynamiques complètes et à une structure tarifaire interne fréquemment inadéquate. Une réponse à cet état de fait est parfois la réalisation de programmes d'ordinateur mathématiquement très complexes simulant une large panoplie de composants thermiques ou chimiques et permettant de calculer un grand nombre de variantes. Ce jeu de base de données conduit souvent à des approches fastidieuses et onéreuses.

Dans ces conditions, l'ingénieur se bornera fréquemment à partir de l'existant en proposant des améliorations locales sans avoir une pleine appréciation des disponibilités incorrectement exploitées au niveau du site complet. Il se retrouve un peu comme l'explorateur de pyramide qui, sans altimètre, voudrait en atteindre le sommet à travers le labyrinthe des différentes salles sans avoir le temps ni les moyens de documenter et de différencier les multiples trajectoires s'offrant à lui (figure 1).

## Utiliser l'énergie pour différents usages

## Des méthodes

## Des aides

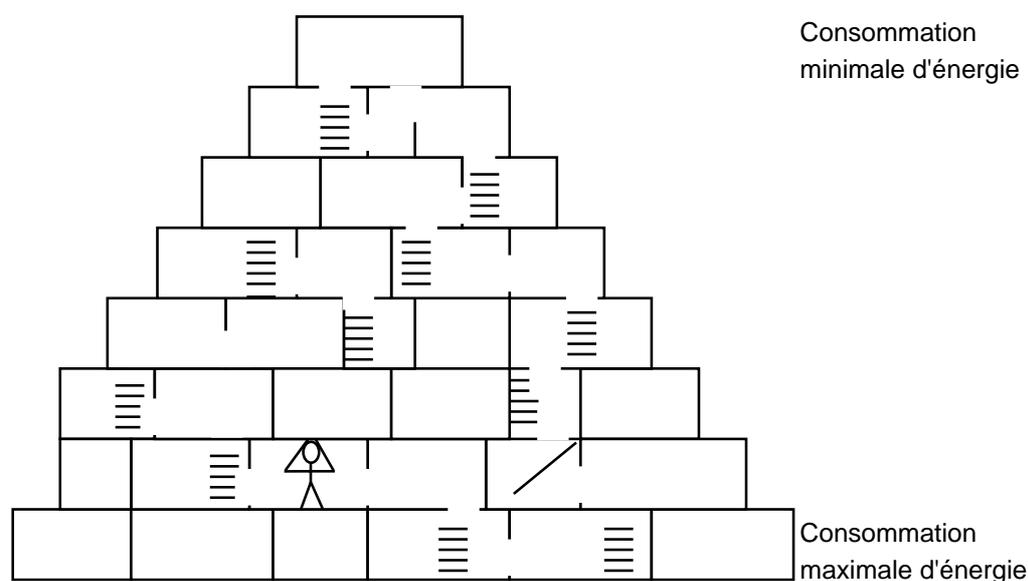


Figure 1: Pyramide des solutions énergétiques aux besoins d'un site donné.

### **La méthode du pincement**

Cette lacune méthodologique a fort heureusement été complétée depuis environ une douzaine d'années par le développement de la méthode du pincement optimal (Pinch Technology), à l'initiative de Bodo Linnhoff de l'Université de Manchester (réf. 1). Cette théorie a été complétée récemment par de nombreux chercheurs comme Loecken en Norvège (réf. 2), Gourlia en France (réf. 3), Kemp en Angleterre (réf. 9) et largement appliquée à travers le monde en priorité dans le cadre de l'industrie chimique et pétrolière. Cette théorie vise à simplifier l'application des premier et deuxième principes de la thermodynamique en effectuant la synthèse des besoins et des disponibilités en énergie chaleur à l'aide de diagrammes température-différence d'enthalpie (puissance-transformation). De cette façon chaque puissance-transformation ou -chaleur susceptible d'être échangée est constamment référée à son niveau de température ce qui a le double avantage d'éviter de concevoir par erreur des échangeurs impossibles et d'avoir une appréciation immédiate des pertes par transfert de chaleur sous chute de température. Cette structure de l'information énergétique du site conduit tout naturellement à privilégier les opérations de transferts de chaleur interne en cascade entre les flux de matière du site avant de recourir à des techniques plus sophistiquées (pompes à chaleur, cogénération, etc.).

### **Des diagrammes simples**

La technique du pincement optimal (ou global), par la représentation en diagrammes simples de l'ensemble des puissances-transformation des réseaux du site, permet d'établir en préanalyse un diagnostic cohérent et de fixer des buts réalistes de consommation d'énergie. La méthode préconise également, et cela même pour l'amélioration de sites existants, de reprendre le problème à la base en essayant tout d'abord de déterminer une (la !) solution à consommation d'énergie minimale physiquement (et économiquement) réaliste. En d'autres termes, la méthode donne au concepteur la possibilité de se placer au sommet de la pyramide des solutions possibles (sans être dans les nuages), en déterminant un réseau d'échanges de chaleur optimal avec des pincements finis. C'est à partir de cette solution optimale que le concepteur peut décider de faire des concessions énergétiques de simplification de son diagramme d'écoulement mais en ayant une référence claire pour en quantifier les conséquences.

### **Placement optimal des pompes à chaleur, des groupes chaleur-force**

La méthode du pincement optimal (global) permet également de mieux évaluer l'emplacement d'unités de puissance comme des pompes à chaleur ou des unités chaleur-force dans le contexte de l'ensemble du site. De nombreuses analyses de sites (réf. 1 à 3) ont montré que les solutions obtenues par cette méthode conduisent non seulement à des économies substantielles d'énergie mais aussi fréquemment à une réduction des investissements. Cette dernière affirmation s'inscrit à l'encontre de l'image simpliste et trop répandue qui consiste à admettre que toute solution de récupération d'énergie, pour une nouvelle installation, conduit nécessairement à un accroissement des investissements. En réalité, les méthodes thermodynamiques peuvent nous permettre, à surface globale d'échan-

geurs donnée pour un site, de mieux répartir les surfaces d'échangeurs parmi les procédés concernés et ainsi d'optimiser la récupération d'énergie en diminuant les charges globales à fournir par les utilités (sources externes).

## Détermination du cahier des charges du site étudié

Dans l'industrie, l'ingénieur se retrouve fréquemment en présence de diagrammes d'écoulement de complexité souvent élevée et nécessitant une étude préliminaire de synthèse. Rappelons que le but premier devrait être de rechercher non pas une simple retouche mais de déterminer le potentiel réel d'économie d'énergie lié au site examiné. Pour ce faire il convient, en première approche, de dépouiller le diagramme de tous les éléments qui n'ont rien à faire avec le cahier des charges strict du site étudié. Les éléments à éliminer (du diagramme) seront donc les échangeurs des utilités spécifiques (chauffage, refroidissement), les échangeurs de récupération de chaleur ou de production de vapeur de récupération, les unités de puissance, etc., qui n'ont pas directement à voir avec les ingrédients ou résidus du (ou des) procédé (s) étudié (s). Ces éléments agissent souvent comme des leurres en voilant l'essentiel. Il convient cependant d'en établir un inventaire précis à des fins de réutilisation au cours de la phase ultérieure d'analyse des différentes solutions.

Prenons comme exemple l'unité de production d'acide nitrique existante et représentée schématiquement à la figure 2a<sup>1</sup> (réf. 4). Ce diagramme pourtant déjà considérablement simplifié ne permet pas d'avoir une vue d'ensemble en dégagant rapidement les éléments essentiels aux procédés étudiés. Dans un premier temps, il est recommandé de suivre chacun des flux entrants jusqu'aux principales unités de transformation (convertisseur, absorbeur, réacteur, etc.). Les conditions thermodynamiques d'entrée sur le site et d'arrivée à l'unité de transformation constituent les deux extrémités du vecteur puissance-transformation relatif à l'ingrédient sélectionné. La même opération peut être faite avec les produits ou résidus entre la sortie des convertisseurs et autres réacteurs et l'entrée d'une autre unité de transformation ou la sortie du site étudié. Au cours des opérations susmentionnées on ne remet en général pas en cause les conditions thermodynamiques d'entrée et de sortie des unités de transformation qui sont définies par les spécialistes des procédés.

### Simplifier et garder les éléments vitaux

### Exemple de la figure 2a

<sup>1</sup> doit être considéré comme un exemple seulement et peut comporter des inexactitudes sur le plan du procédé

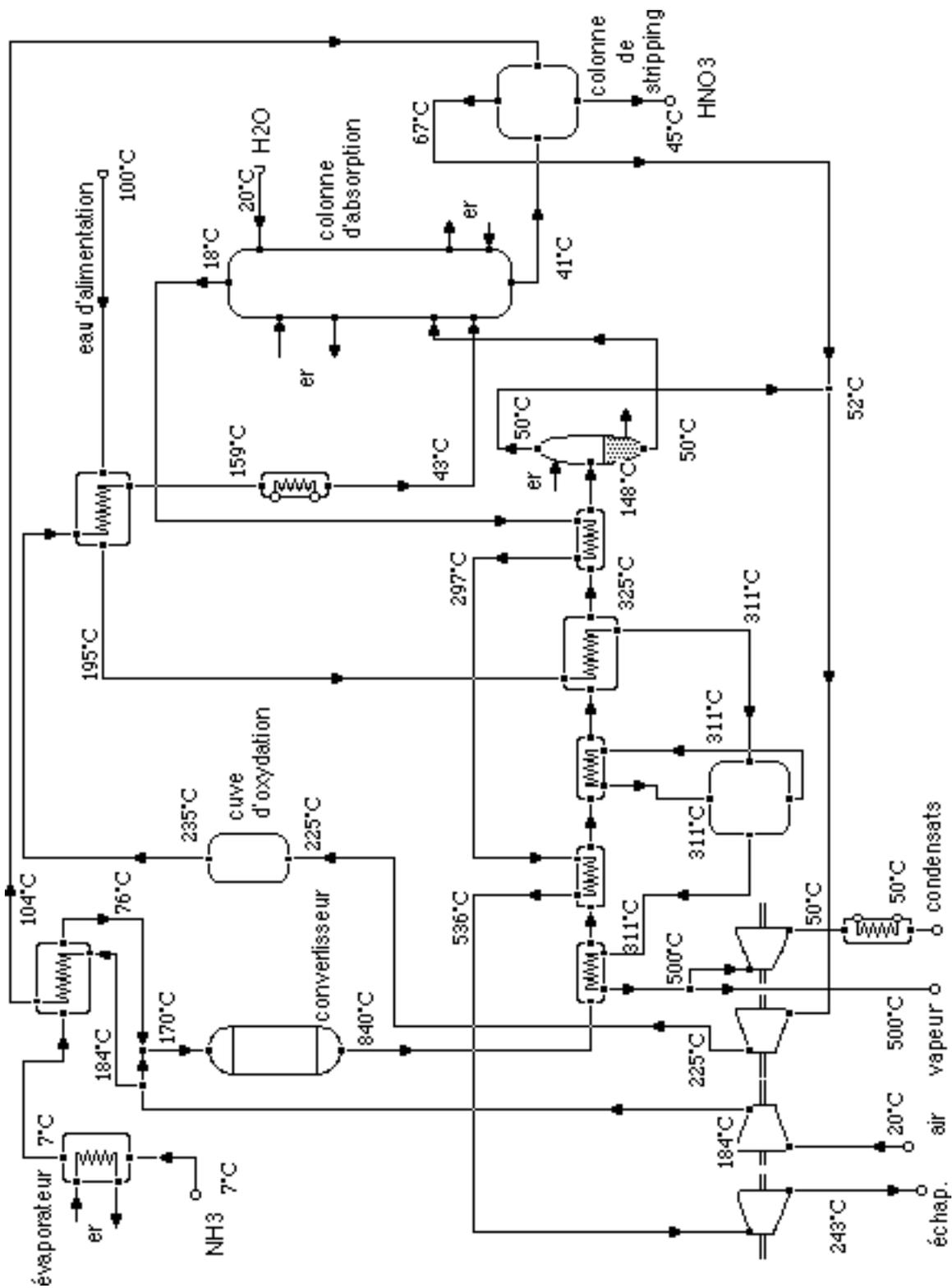


Figure 2a. Schéma d'une installation de production d'acide nitrique.



## Diagrammes des composites

### Diagrammes Température-Puissance

La théorie du pincement optimal (réf.1, 5, 6, 7, 8) consiste à représenter tous les vecteurs flux chauds a, b, c, d, e ainsi que les vecteurs froids a', b', c', d', e' d'un problème donné dans un diagramme Température – Puissance-transformation (figure 3). A noter que dans un tel diagramme seule l'ordonnée est absolue (température = fonction d'état) car les puissances reportées en abscisse (grandeurs de parcours) n'ont pas de référence absolue. Les vecteurs peuvent donc être librement déplacés horizontalement.

### Courbes composites chaude et froide

Dans le but d'avoir une vue d'ensemble, les vecteurs de flux chauds, représentant toutes les opportunités de récupération d'énergie chaleur, sont combinés par addition en une courbe composite dite chaude, et les vecteurs de flux froids, représentant tous les besoins, sont également combinés en une courbe composite dite froide.

Conformément à ce qui a été mentionné ci-dessus, chacune des composites peut être librement déplacée horizontalement en respectant ainsi le niveau de température. L'objectif étant de visualiser les possibilités de transfert de chaleur entre flux, il convient cependant de veiller à ce que la composite chaude soit intégralement supérieure à la composite froide.

### Température de pincement et écart de température minimum ( $\Delta T_{min}$ )

A la limite, les composites se touchent en un point caractéristique dont la température est appelée la température de pincement global et qui joue un rôle de premier plan. Si on admet que les énergies chaleur sont transférées verticalement de la composite chaude à la composite froide comme dans une sorte de grand échangeur à contre-courant, la température de pincement met en évidence la zone du site la plus contrainte pour effectuer les transferts de chaleur désirés. En fait, comme le pincement est nul à la limite, il faudrait une surface d'échange infinie pour pouvoir transférer verticalement de la chaleur entre la courbe composite chaude et la composite froide à cet endroit. L'extrémité la plus froide de la composite froide et l'extrémité la plus chaude de la composite chaude délimitent la zone d'échange interne théoriquement possible. A noter que cette zone est maximale lorsque les composites se touchent. Afin de s'éloigner de ce cas extrême, indicatif mais peu réaliste, la procédure consiste à écarter les composites par déplacement horizontal jusqu'à l'obtention d'une différence de température minimale (pincement) économiquement réaliste.

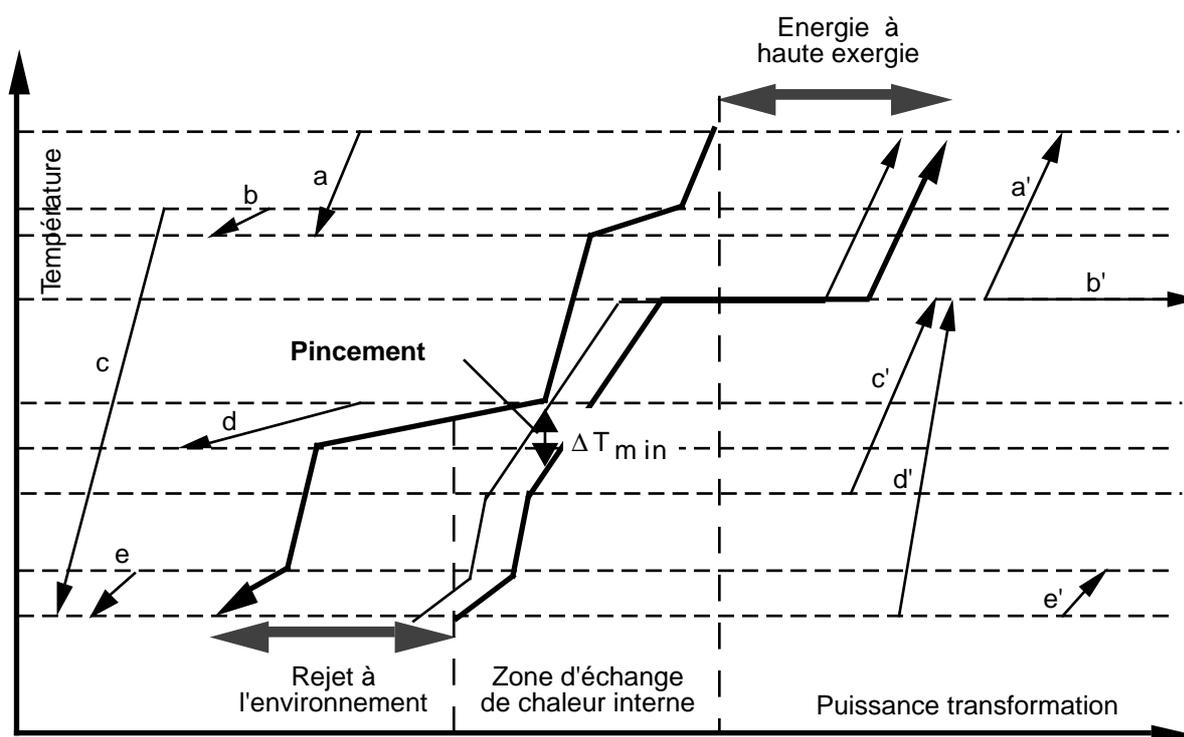


Figure 3: Vecteurs flux et courbes composites dans un diagramme Température – Puissance-transformation.

Le segment de puissance (en abscisse), considéré positivement entre les extrémités inférieures en température des composites chaude et froide, est représentatif de la puissance minimale qu'il est nécessaire d'éliminer à une source externe froide (utilité froide). De façon similaire, le vecteur de puissance, considéré positivement entre les extrémités supérieures en température des composites chaude et froide, représente la puissance minimale qu'il est nécessaire de fournir au site à partir d'une source chaude externe (utilité chaude). On peut ainsi constater que plus on écarte les composites ( $\Delta T_{\min}$  croissant), plus la zone d'échange de chaleur interne se réduit, et plus les minima de consommation des utilités augmentent.

### Minima de besoins et de rejets

Le pincement global présente la propriété remarquable de séparer le système étudié en deux sous-systèmes distincts :

### Deux sous-systèmes

- le sous-système à droite du pincement qui est caractérisé par un manque d'énergie et que l'on peut qualifier de puits d'énergie-chaleur ;
- le sous-système à gauche du pincement qui est caractérisé par un surplus d'énergie, certes à basse exergie que l'on peut qualifier de source d'énergie-chaleur.

On perçoit déjà un des grands avantages de la méthode du pincement : la détermination aisée des consommations minimales d'un site même complexe et une bonne évaluation de l'écart entre la

### Détermination des consommations d'énergie minimales

consommation réelle d'un site existant par exemple et le minimum théorique. Cette comparaison permet en général à l'ingénieur conseil de mieux évaluer les possibilités d'amélioration d'un site. Un écart proportionnellement important est un indicateur clair du potentiel d'économie et des chances de succès d'une étude plus poussée.

**Composites du procédé de la figure 2a**

La figure 4 illustre les possibilités de synthèse par composites appliquées successivement au procédé d'acide nitrique précédemment décrit, à l'ensemble d'un site industriel où il devrait être implanté et à l'ensemble des deux, à savoir le site complet après incorporation de ce nouveau procédé. Ces diagrammes mettent bien en évidence les bénéfices potentiels d'une intégration énergétique.

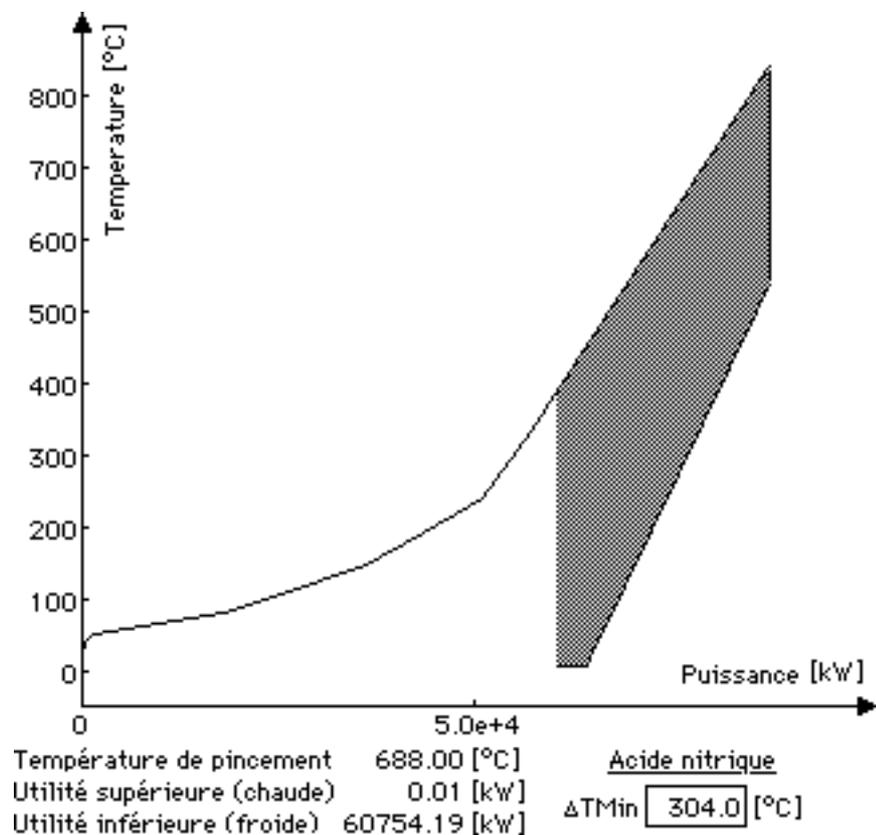


Figure 4a: Composites de l'installation d'acide nitrique seule.

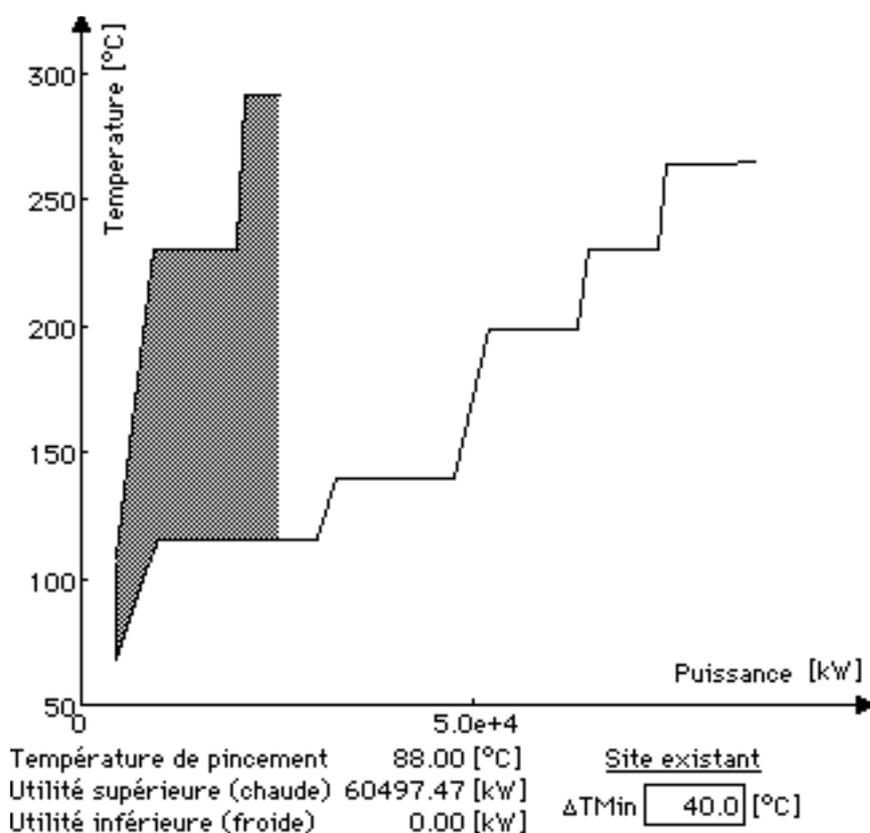


Figure 4b: Composites du site existant.

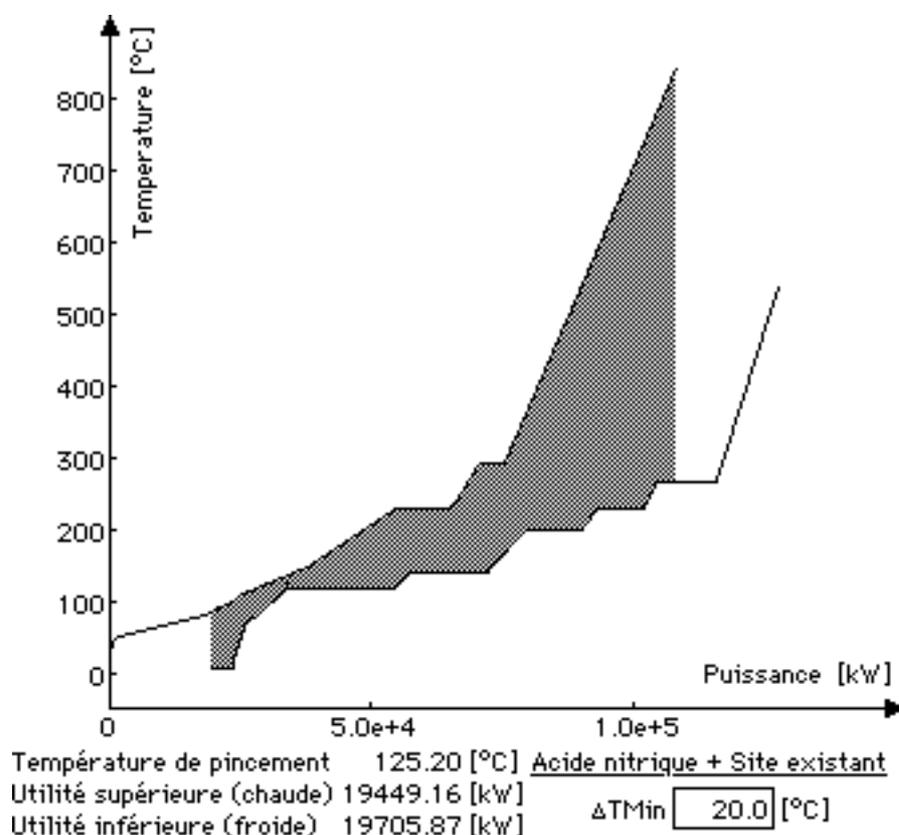


Figure 4c: Composites du site + acide nitrique.

## Règles de conception de réseaux permettant une utilisation rationnelle de l'énergie

### Les 5 règles fondamentales de la méthode du pincement

Comme nous l'avons vu, le pincement sépare le système en deux sous-systèmes distincts. Le sous-système de droite (puits) ne nécessite en principe qu'un apport de chauffage et le sous-système de gauche ne nécessite en principe que des possibilités de refroidissement. Les deux sous-systèmes peuvent donc être considérés comme thermodynamiquement distincts et on peut énoncer les règles suivantes :

- ne pas transmettre d'énergie-chaleur à travers le pincement ;
- ne pas avoir recours à un refroidissement externe au-dessus du pincement ;
- ne pas avoir recours à un chauffage externe au-dessous du pincement ;
- ne pas introduire d'unité de cogénération fournissant une grande part d'énergie thermique au-dessous du pincement ;
- ne pas placer de pompes à chaleur autrement qu'à travers le pincement.

### Critères de choix de $\Delta T_{min}$

Le pincement optimum  $\Delta T_{min}$  est généralement déterminé en fonction de critères économiques classiques (figure 5) mais rien empêche l'utilisation de critères énergétiques globaux incluant par exemple l'exergie grise et/ou des facteurs environnementaux.

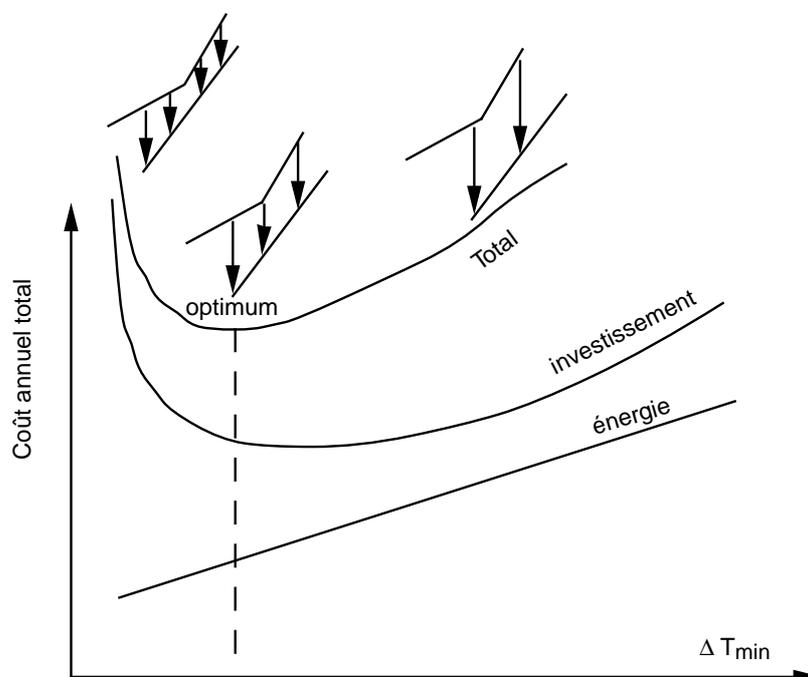


Figure 5: Evolution des différents coûts en fonction du  $\Delta T_{min}$ .

### Programmes informatiques

Tant la détermination des composites et du pincement que l'élaboration des réseaux d'échanges peuvent être facilitées par l'usage de méthodes complémentaires (réf. 1, 5) et de programmes de conception assistée par ordinateur (réf. 6).

Il est intéressant de noter que si on place les composites non pas dans un diagramme  $(T, \Delta\dot{H})$  mais dans un diagramme  $(1-T_a/T, \Delta\dot{H})$ , les surfaces sous les courbes représentent les copuissances-chaleur (exergie-chaleur) et la surface entre les courbes composites dans la zone d'échange correspond aux pertes exergétiques de transfert de chaleur interne (figure 6).

### Pertes exergétiques

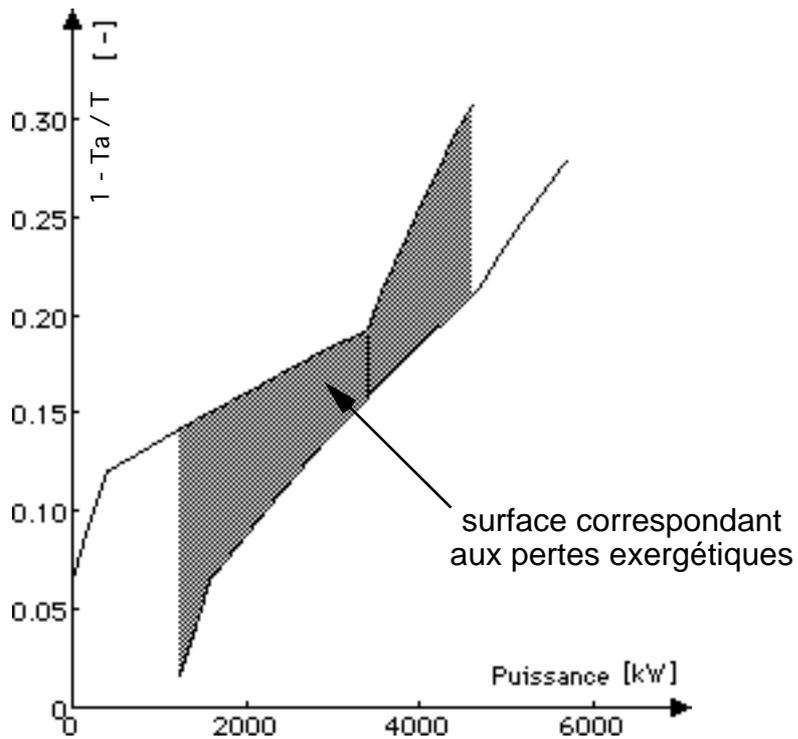


Figure 6: Représentation des pertes exergétiques de transfert de chaleur interne (voir aussi réf. 10).

## Exemples d'application de la méthode du pincement

### Fabrication d'acide méthoxyacétique

**Description** L'acide méthoxyacétique est obtenu par oxydation selon le brevet Hoechst. Le méthoxyéthanol réagit avec l'oxygène et une grande quantité d'eau. Le produit issu du réacteur doit passer dans deux colonnes de distillation successives (distillation puis rectification) pour séparer l'eau et l'acide (figure 7).

Le cahier des charges du procédé initial défini au tableau 1 conduit aux courbes composites de la figure 8a (réf. 11).

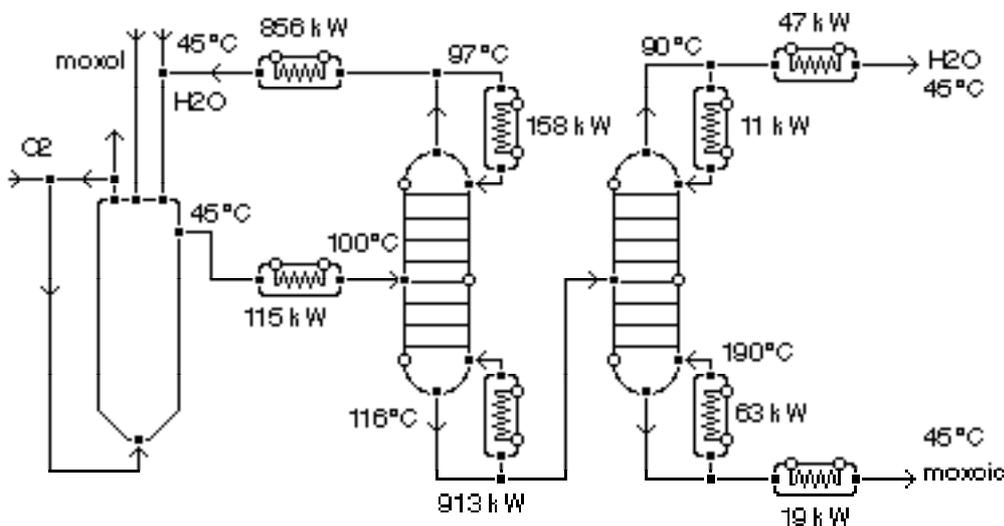


Figure 7: Schéma simplifié du procédé de fabrication de l'acide méthoxyacétique.

### Cahier des charges

$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\Delta\dot{H}$ [kW]	Commentaires
45.01	45	380	refroidissement réacteur
45	100	115	chauffage feed colonne distillation
96.91	96.9	158	condenseur reflux distillation
96.91	45	856	condenseur distillation
116.5	116.51	913	bouilleur distillation
89.71	89.7	11	condenseur reflux rectification
89.71	45	47	condenseur rectification
190.1	190.11	63	bouilleur rectification

Tableau 1: Flux traduisant le cahier des charges du procédé de fabrication de l'acide méthoxyacétique.

Le niveau de température des vapeurs de tête de colonne de distillation (grand palier de la composite chaude) est trop faible pour alimenter le bouilleur au pied de la colonne (palier de la composite froide). C'est un cas idéal pour l'application de la technique, dite de recompression mécanique de vapeurs, qui consiste à élever le niveau de condensation des vapeurs en les comprimant préalablement à l'aide d'un compresseur (de 0.9 à 3 bar). Ce nouveau niveau de température permet de glisser la composite froide partiellement sous la composite chaude (figure 8b) entraînant une réduction importante des consommations d'utilités (118 kW de vapeur HP et 114 kW électrique par rapport au 981 kW de vapeur HP initialement).

**Proposition:  
recompression  
mécanique de vapeurs**

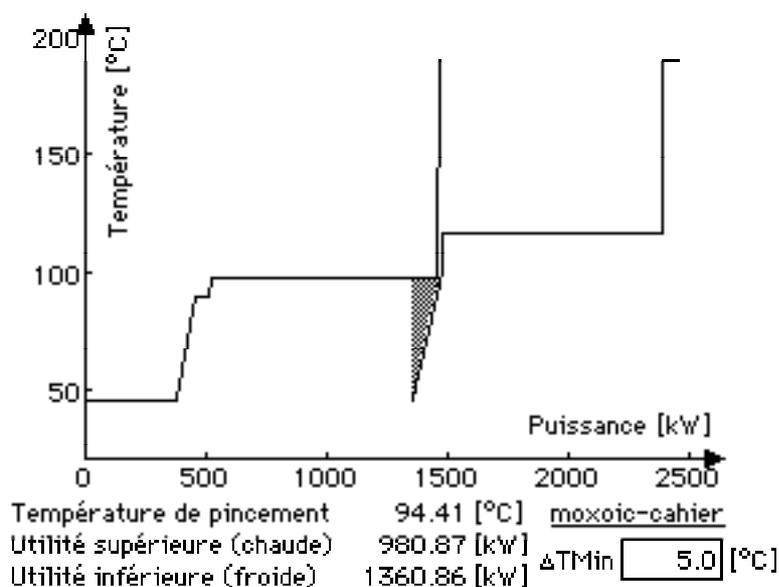


Figure 8a: Composites du procédé initial de fabrication de l'acide méthoxyacétique.

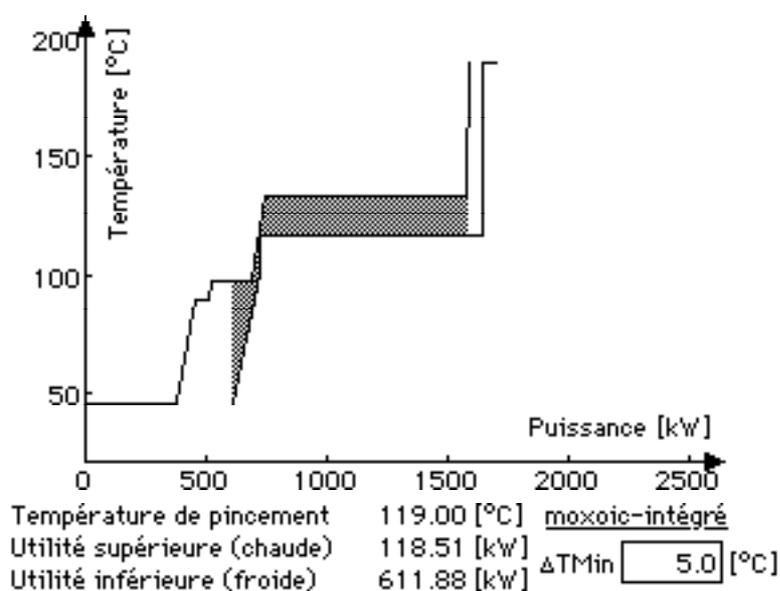


Figure 8b: Composites du procédé de fabrication de l'acide méthoxyacétique avec intégration d'une recompression mécanique de vapeurs.

## Etablissement thermal

**Description** L'établissement est alimenté par une source thermique (figure 9) qui couvre l'essentiel des besoins de chaleur, à savoir: alimentation en eau thermique des deux piscines et leur maintien en température, ventilation des piscines, préparation de l'eau chaude sanitaire et chauffage des bâtiments (par pompe à chaleur et chaudière).

Le cahier des charges des besoins thermiques défini au tableau 2 conduit aux courbes composites de la figure 10a (réf. 12).

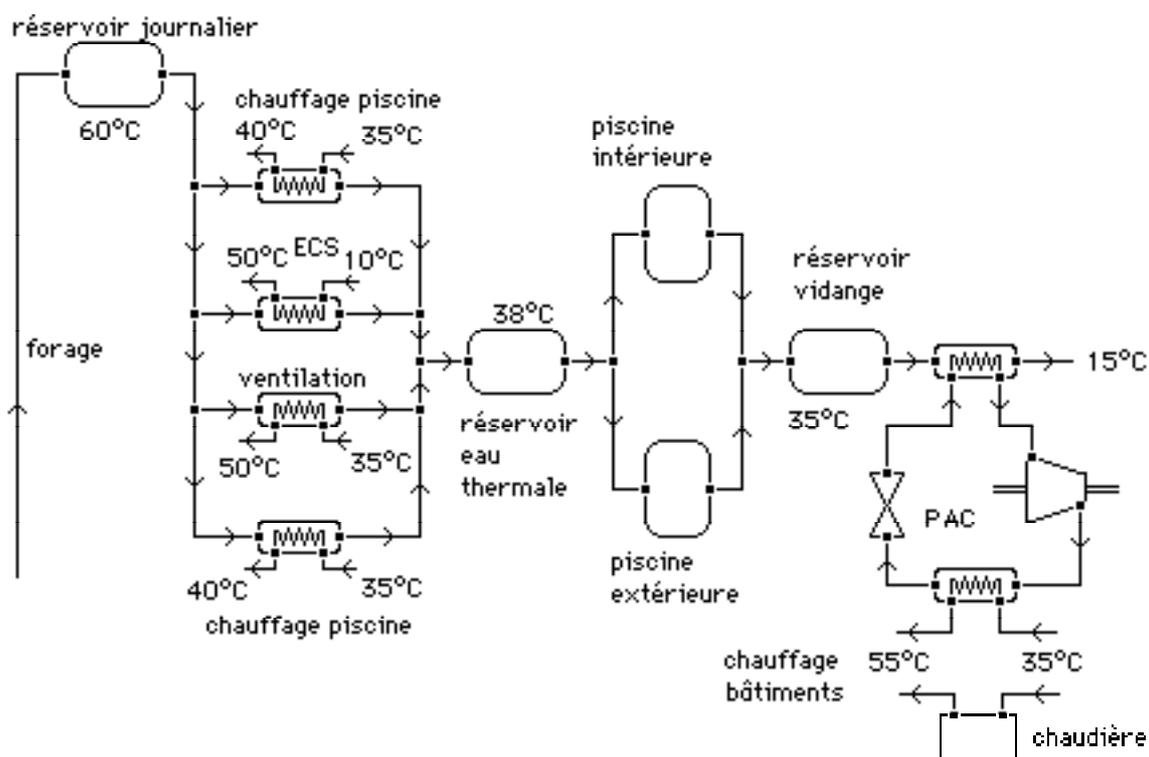


Figure 9: Schéma simplifié des réseaux de distribution de l'établissement thermal.

### Cahier des charges

Tin [°C]	Tout [°C]	$\Delta\dot{H}$ [kW]	Commentaires
60	15	1230	refroidissement de l'eau thermique
10	50	110	préparation de l'ECS
35	40	400	maintien des piscines
35	55	373	chauffage des bâtiments
35	50	243	ventilation

Tableau 2: Flux traduisant le cahier des charges de l'établissement thermal.

### Proposition: pompe à chaleur

Les besoins de chauffage ne peuvent pas être assurés par l'eau thermique seule. L'énergie contenue dans l'eau thermique entre 37 et 15°C ne peut pas être utilisée directement. Cependant cette puissance disponible peut être revalorisée à l'aide d'une pompe à chaleur.

L'évaporateur de la pompe à chaleur est alimenté par l'eau thermale après son passage dans les piscines (température d'évaporation = 12.5°C). L'eau thermale la plus chaude est utilisée pour assurer les besoins de chauffage à plus haute température. Une température de condensation de 51.5°C est suffisante, le coefficient de performance du cycle de la pompe à chaleur étant alors de 5.02 (avec le réfrigérant R134A). La pompe à chaleur est capable de couvrir à elle seule (c'est-à-dire sans chaudière d'appoint) les besoins de chaleur non assurés par l'eau thermale directement.

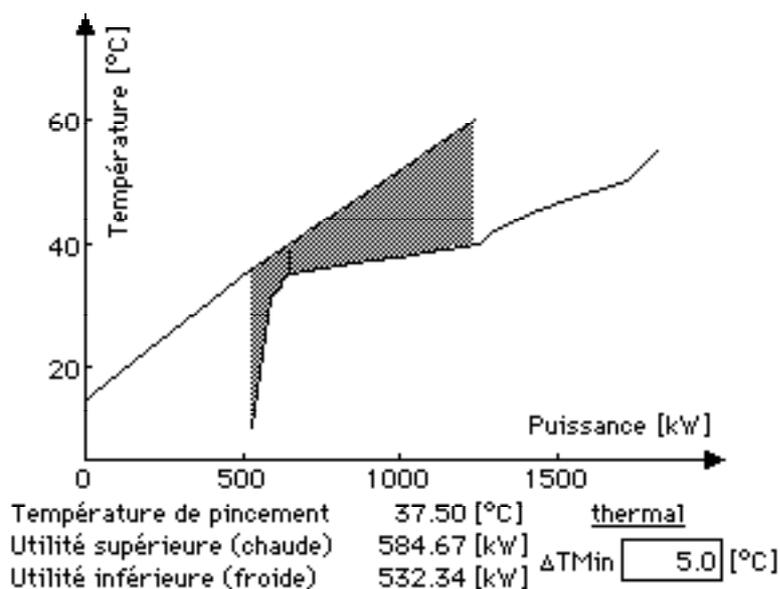


Figure 10a: Composites correspondant au cahier des charges de l'établissement thermal.

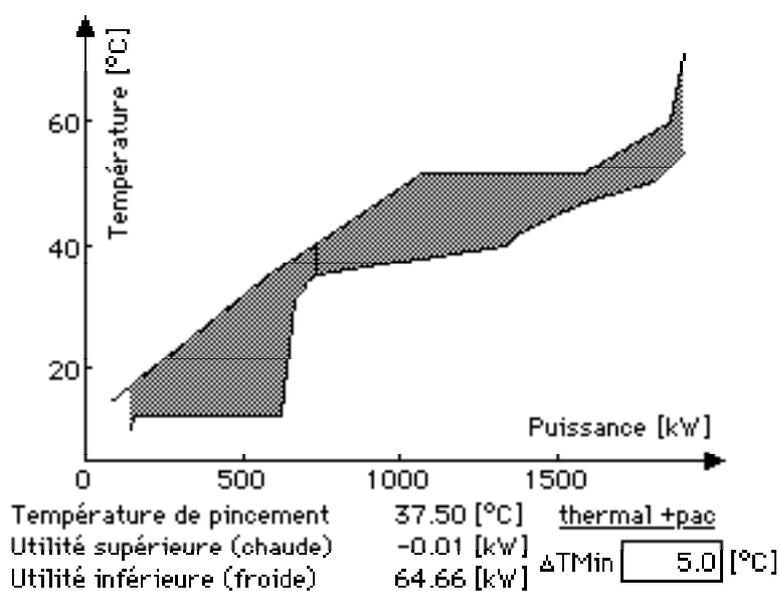


Figure 10b: Composites de l'établissement thermal avec pompe à chaleur seule.

## Conclusions

### Des économies d'énergie substantielles

La théorie du pincement optimal global est un nouvel instrument très puissant à disposition de l'ingénieur. Elle a déjà permis et permettra encore de substantielles économies d'énergie dans l'industrie. Il convient de rappeler qu'elle est encore l'objet de recherches, notamment pour l'application aux nombreux procédés « batch » que l'on peut fréquemment rencontrer. Il convient également de se rappeler que, si elle facilite la détermination de l'emplacement des composants de systèmes thermiques, elle ne permet pas encore d'entrer dans le détail et de tenir efficacement compte de pertes, comme les pertes de charge, qui deviennent significatives à faible pincement. A notre avis, même si cette méthode est essentielle pour l'ingénieur énergéticien, elle complète mais ne remplace pas les méthodes thermodynamiques plus générales comme la théorie de l'exergie.

## Références

1. B. Linnhoff et al., A user guide on process integration for the efficient use of energy, publié par « The Institution of Chemical Engineers », 1982, U.K.
2. P.A. Loecken, Interactive computer program used on the retrofit of a dewatering process AICHE Meeting, Houston, March 24-25, 1985.
3. J.P. Gourlia, Intégration thermique, Chap. 10. Guide pratique de l'énergie dans l'entreprise, ATEE, 94110 Arcueil (France), 1984.
4. B. Linnhoff, F.J. Alanis, Integration of a new process into an existing site – A case study, ASME winter meeting, Chicago, 1988.
5. D. Favrat, Intégration énergétique de procédés thermiques. Cours du cycle postgrade sur l'énergie de l'EPFL, 1991.
6. D. Favrat and F. Staine, An interactive approach to the energy integration of thermal processes. Proceedings of the Int. Conf. on Computer Aided Learning and Instrumentation in Science and Engineering, Lausanne, sept. 1991.
7. F. Staine et D. Favrat, Evaluation des économies d'énergie par la méthode du pincement dans une usine de fabrication de panneaux de plâtre. Entropie 164/165, 1991.
8. P. Krummenacher, F. Staine and D. Favrat, Process Integration Study at Swiss Brewery. CADDET Newsletter N° 4/1992.

9. I.C. Kemp, Applications of the Time Dependant Cascade Analysis in Process Integration. Heat Recovery Systems and CHP, Vol 10, N°4, 1990.
10. L. Borel, Thermodynamique et énergétique. Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, 1984.
11. F. Staine, 1991, Bilan exergetique global du procédé de production d'acide méthoxyacétique, Rapport interne, Laboratoire d'Energétique Industrielle, EPFL.
12. B. Quinodoz, 1994, Analyse énergétique préliminaire de l'établissement thermal de Lavey-les-Bains, Projet de semestre, Laboratoire d'Energétique Industrielle, EPFL.

**Energetische Integration  
industrieller Prozesse  
mit der Pinchmethode**

**Deutsche Zusammenfassung**

## Einleitung

Die Energieintegration ist eine vielversprechende Methode zur effizienteren thermischen Energienutzung. Sie vereinfacht die Konzeption von Wärmetauschernetzen, in denen Wärmeenergie immer vom höheren auf das nächstniedrigere Temperaturniveau übertragen wird (als exergetische Kaskade).

Die Energieintegration wird vor allem in Gebieten mit einer hohen Dichte von verschiedenen Verbrauchern angewendet, und hier besonders in Industrie-, Gewerbe-, und Wohngebieten. Die Kraft-Wärme Kopplung, bei der Elektrizität erzeugt und die dabei entstehende Abwärme als Fernwärme oder Prozesswärme genutzt wird, ist das bekannteste Beispiel.

Wer Integration sagt, meint notwendigerweise auch die unvermeidbaren Einschränkungen, die mit Fragen des Betriebs und der Verfügbarkeit verbunden sind. Integration bedeutet auch die Notwendigkeit einer ganzheitlichen Sicht, was vom Standpunkt der Methodik her nicht immer einfach ist. Die Anwendung von entwickelten Methoden in der Industrie scheitert, wie die Theorie der Exergie, oft an fehlenden thermodynamischen Kenntnissen und einer nicht angepassten Preisstruktur. Ein anderer Lösungsansatz sind mathematische Simulationsprogramme, mit denen eine Vielzahl von Fällen simuliert werden können und die eine unübersichtliche Menge von Daten erzeugen. Sie sind ausserdem mit hohen Kosten verbunden.

Ein Ingenieur kann unter diesen Umständen, wenn er ohne eine globale Sicht der Möglichkeiten und vom Existierenden ausgeht, nur punktuelle Verbesserungen vorschlagen. Er erinnert an einen Pyramidenforscher, der, ohne Höhenmesser, die Spitze erreichen will, und durch alle Säle keine Möglichkeit hat, die sich ihm bietenden Wege zu dokumentieren und einzuschätzen (Abb.1).

## Verschiedene Energieverbraucher

## Methoden

## Hilfen

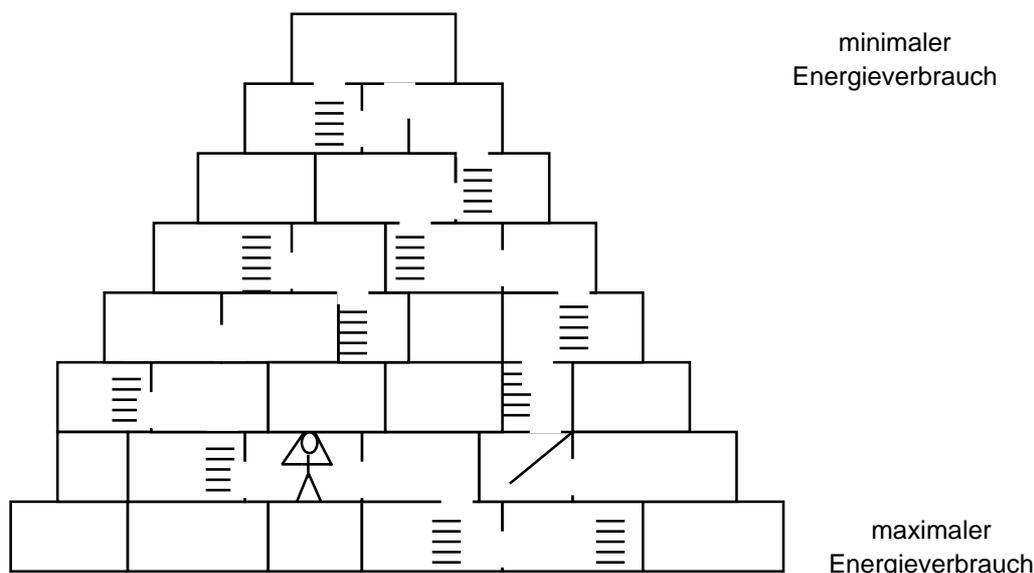


Abb. 1: Pyramide der energetischen Lösungen an einer gegebenen Anlage.

**Die Pinchmethode** Dieser Mangel wurde glücklicherweise vor etwa zwölf Jahren aufgrund einer Initiative von Bodo Linnhoff von der Universität Manchester mit der Entwicklung der Pinch Technology behoben [1]. Diese Theorie wurde kürzlich von zahlreichen Wissenschaftlern, wie Loecken in Norwegen [2], Gourelia in Frankreich [3], Kemp in England [9] vervollständigt und weltweit meist in der chemischen und Erdölindustrie angewendet. Sie zielt auf die Vereinfachung des ersten und zweiten thermodynamischen Prinzips ab. Zunächst wird eine Bestandsaufnahme aller (zu kühlenden) Abwärmeströme und aller zu erwärmenden Ströme durchgeführt. Mit dem Ziel einer optimalen thermischen Nutzung der warmen Ströme erfolgt dann eine Synthese der «warmen» und «kalten» Wärmeströme.

Jede übertragene Wärmemenge wird auf ein Temperaturniveau bezogen, was zwei Vorteile hat: Es wird vermieden, unrealistische Wärmetauscher zu konstruieren; durch zu grosse Temperaturgefälle entstehende Verluste können sofort eingeschätzt werden. Die Pinch Technology, die Informationen über Energiepotentiale innerhalb eines Prozesses strukturiert, zieht die interne Wärmeübertragung zwischen Massenströmen in Kaskadenform komplizierten Techniken wie Wärmepumpen vor.

**Einfache Diagramme** Die Technik des optimalen (oder globalen) Pinch (Engpass), in einfachen Diagrammen dargestellt, ermöglicht eine zusammenhängende Diagnose als Voranalyse und erlaubt, realistische Ziele zum Energieverbrauch zu setzen. Die Methode schlägt gleichfalls vor, Probleme an der Basis anzugehen, indem eine (die) physikalisch (und wirtschaftlich) realistische Lösung bestimmt wird. Das gilt auch für die Verbesserung existierender Anlagen. Anders ausgedrückt, gibt die Methode dem Ingenieur die Möglichkeit, sich auf die Spitze der Pyramide der möglichen Lösungen zu stellen (ohne sich dabei in den Wolken zu befinden), und ein optimales Netzwerk mit realistischen Temperaturdifferenzen zu bestimmen. Von dieser optimalen Lösung ausgehend und mit einer klaren Einschätzung der Konsequenzen kann der Ingenieur entscheiden, in seinem Netzwerk Vereinfachungen vorzunehmen und energetische Zugeständnisse zu machen.

**Optimale Integration von Wärmepumpen und von Blockheizkraftwerken** Die Pinch Methode erlaubt weiterhin eine bessere Platzierung der Einheiten, wie z.B. Wärmepumpen oder Kraftwerken mit Kraft-Wärme Kopplung, im Kontext der ganzen Anlage. Zahlreiche Analysen von Anlagen haben gezeigt, dass die mit dieser Methode erreichten Lösungen zur Minderung des Energieverbrauchs und oft auch der Investitionen beitragen. Die letzte Bemerkung widerspricht der einfachen und weit verbreiteten Ansicht, dass Lösungen zum Energiesparen in einer neuen Anlage notwendigerweise mit erhöhten Investitionen verbunden sind. In Wirklichkeit erlauben die Methoden der Thermodynamik uns, die Gesamtoberfläche der in einer Anlage vorhandenen Wärmetauscher besser auf die verschiedenen Prozesse aufzuteilen, die Rückgewinnung von Energie zu optimieren, und dabei die Gesamtkosten für extern gelieferte Energie zu senken.

## Setzen der Prioritäten (Rahmenbedingungen) für eine Anlage

In der Industrie ist der Ingenieur mit oft sehr komplexen Strömungsdiagrammen konfrontiert und muß einen vorläufigen Gesamtüberblick gewinnen. Erinnern wir uns, daß das erste Ziel keine Ueberarbeitung der existierenden Anlage, sondern eine Bestimmung des wirklichen Einsparpotentials ist. Daher müssen am Anfang alle für das Hauptziel unwichtigen Elemente aus dem Diagramm entfernt werden. Zu entfernende Elemente sind Wärmetauscher der Energieversorger (Heizung, Kühlung), Wärmetauscher zur Wärmerückgewinnung, Kraft-Wärme Kopplung, etc., die nichts direkt mit dem untersuchten Prozeß zu tun haben.

Nehmen wir zum Beispiel eine existierende Anlage zur Gewinnung von Salpetersäure, die in Abb. 2a<sup>1</sup> [4] gezeigt ist. Obwohl dieses Diagramm bereits erheblich vereinfacht ist, erlaubt es keine schnelle ganzheitliche Sicht der wichtigen Elemente. Es wird empfohlen, anfangs den eintretenden Hauptströmen bis zu den Haupteinheiten (Konverter, Absorber, Reaktor) zu folgen. Die thermodynamischen Zustände beim Eintritt in das System und bei der Ankunft an der Einheit bilden die beiden Endpunkte des Energievektors. Die gleiche Operation kann für alle Produkte zwischen dem Austritt der einen Einheit und dem Eintritt einer anderen Einheit durchgeführt werden. Bei den oben erwähnten Operationen werden die von Spezialisten gegebenen Ein- und Austrittsbedingungen nicht verändert.

Abb. 2b zeigt das Syntheschema, das aus der ersten Untersuchung der in Abb. 2a gezeigten Anlage hervorgeht. Nach Vereinbarung werden die zu erwärmenden Ströme, die den Energiebedarf repräsentieren, kalte Ströme genannt. Diejenigen Ströme, die gekühlt werden können und Möglichkeiten zur Energiegewinnung darstellen, werden als warme Ströme bezeichnet.

In diesem Stadium ist es unser Ziel, erst ein Netzwerk aus Wärmetauschern zu schaffen und dann mit Energieerzeugern zu ergänzen, was es erlaubt, bei voller Funktion den Grundanforderungen gerecht zu werden und gleichzeitig die Betriebskosten zu minimieren (Abschreibung eingeschlossen). Diese Kosten setzen sich aus Energiekosten für extern gelieferte Heizenergie und Kühlung, für das Heiz- oder Kühlmedium (Kühlwassermenge, etc.), den Investitionskosten für die Wärmetauscher und ihren mittleren Pinch, sowie für die Energieerzeuger zusammen.

**Vereinfachung und Beibehaltung der wichtigsten Elemente**

**Beispiel der Abbildung 2a**

**Synthese im Stromdiagramm**

**Erstes Ziel: ein Netzwerk aus Wärmetauschern**

<sup>1</sup> soll nur als Beispiel gesehen werden und dann Ungenauigkeiten verursachen

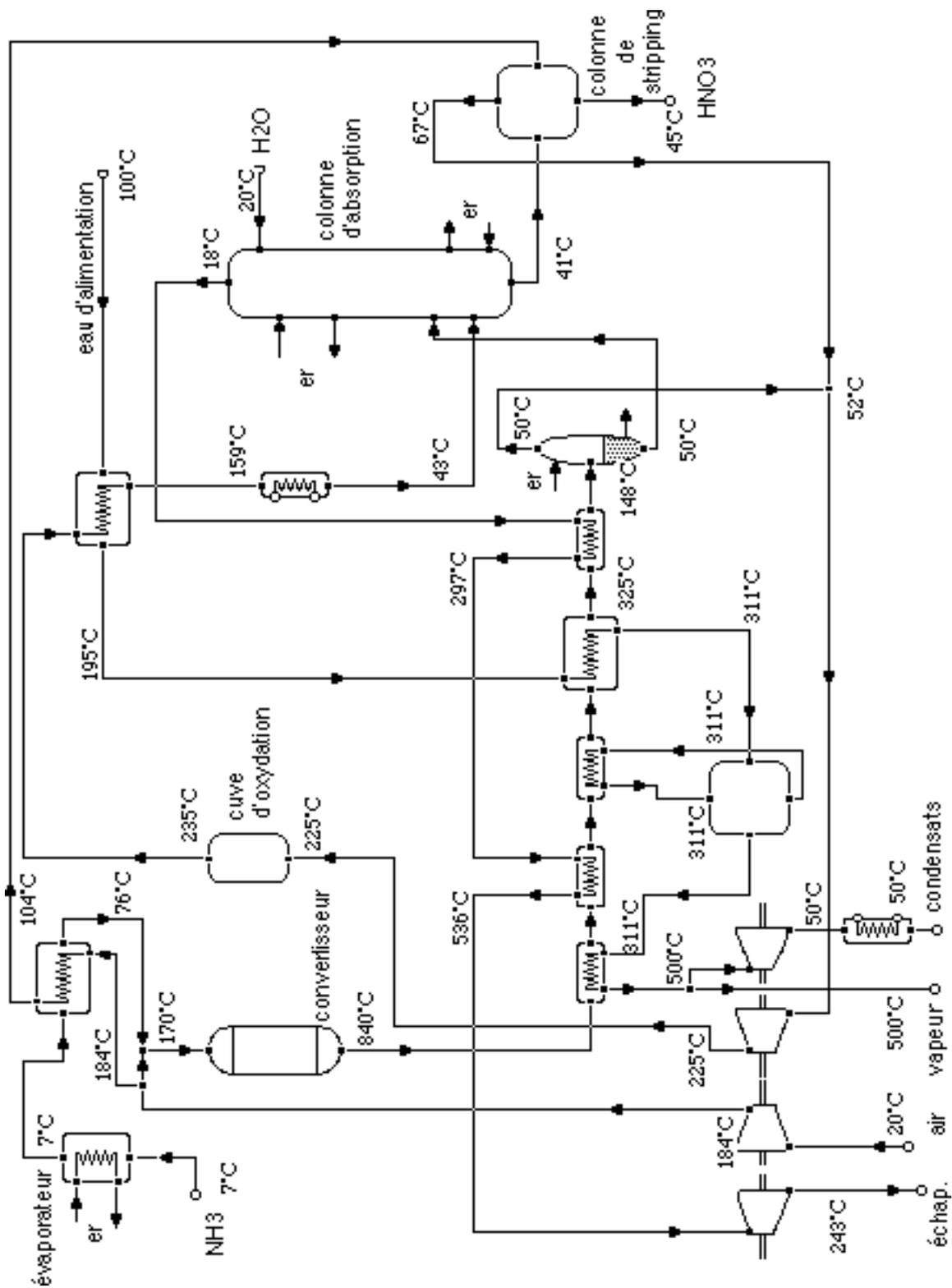


Abb. 2a: Schema einer Saptetersäureanlage.

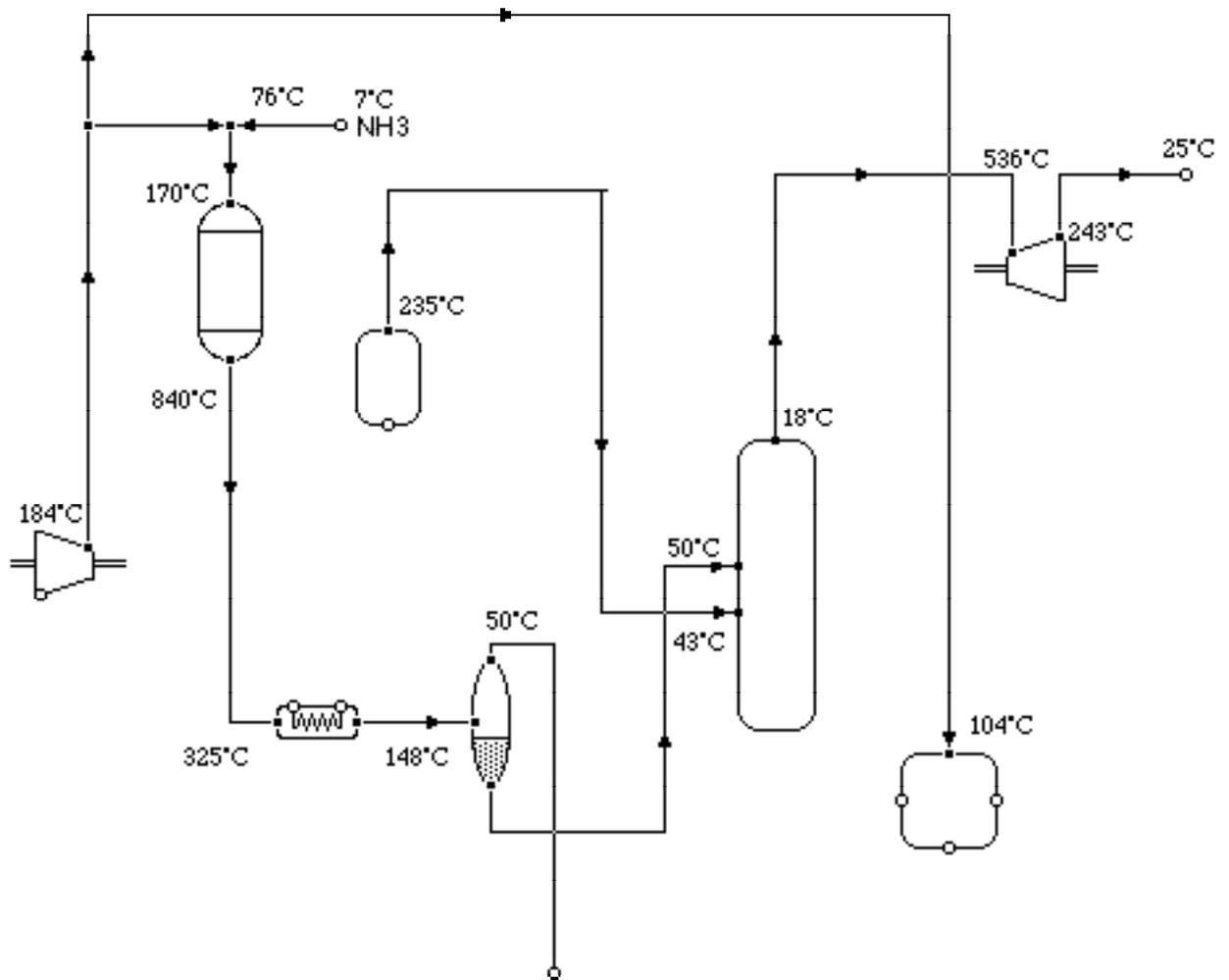


Abb 2b: Wichtigste Aufgaben einer Salpetersäureanlage (vereinfachtes Schema).

## Diagramm der Composite Curve

### **Diagramm Temperatur - Enthalpie**

Die Theorie des optimalen Pinch [1, 5, 6, 7, 8] besteht aus der Darstellung aller Vektoren der warmen Ströme a, b, c, d, e und aller kalten Ströme a', b', c', d', e' in einem Temperatur- Enthalpie Diagramm (Abb. 3). In einem solchen Diagramm ist nur die Ordinate absolut (Temperatur = Funktion des Zustandes), während die Enthalpie auf der Abszisse als Enthalpieänderung gegeben ist und keine absoluten Masstab hat. Die Vektoren können daher horizontal frei verschoben werden.

### **Warme und kalte Composite Kurven**

Mit dem Ziel einer ganzheitlichen Sicht repräsentieren die warmen Ströme alle Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung und werden zu einer als «warm» bezeichneten Composite Curve zusammengesetzt. Die kalten Ströme, die den Verbrauch repräsentieren, werden zu einer ähnlichen, «kalt» genannten Composite Curve kombiniert.

Wie oben erwähnt, kann jede Composite frei horizontal innerhalb ihres Temperaturniveaus verschoben werden. Das Ziel ist, die Möglichkeiten zur Wärmeübertragung zwischen den Strömen sichtbar zu machen; es ist darauf zu achten, daß die warme immer über der kalten Composite Curve liegt.

### **Pinchtemperatur und minimale Temperaturdifferenz $\Delta T_{min}$**

An der Grenze berühren sich die Kurven in einem charakteristischen Punkt, dessen Temperatur Pinchtemperatur genannt wird, und welche eine wichtige Rolle spielt. Wenn man berücksichtigt, dass Wärmeenergie immer vertikal von der warmen zur kalten Composite, wie in einer Art großem Gegenstromwärmetauscher übertragen wird, zeigt die Pinchtemperatur die geringste Temperaturdifferenz an, bei der die gewünschte Wärmeübertragung möglich ist. Bei einem Pinch gleich Null braucht man Wärmetauscher mit unendlich grosser Oberfläche. Das kälteste Ende der kalten Composite und das wärmste Ende der warmen Composite begrenzen den Bereich, in dem interne Wärmeübertragung theoretisch möglich ist. Dieser Bereich ist maximal, wenn sich die beiden Kurven berühren. Wenn man sich von diesem unrealistischen Extremfall entfernt, verschiebt man die Kurven horizontal, bis man eine wirtschaftlich sinnvolle minimale (Pinch) Temperaturdifferenz erreicht.

Die Enthalpiedifferenz zwischen warmem und kaltem Strom bei

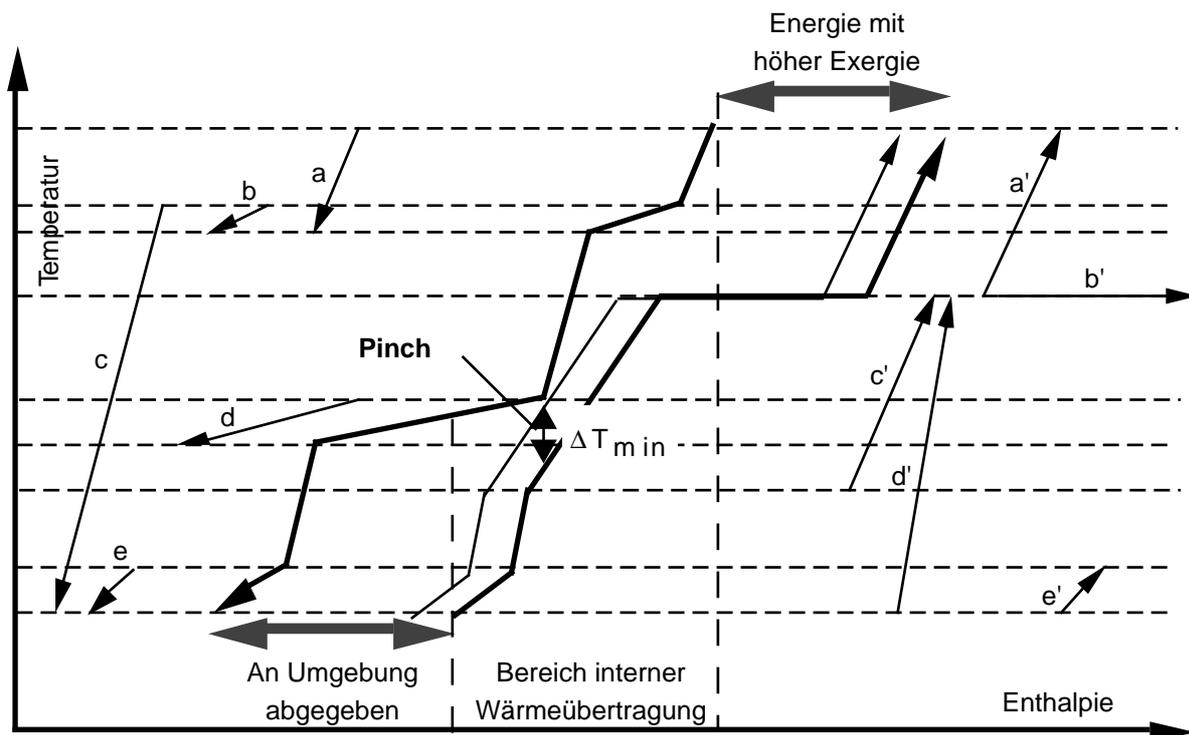


Abb. 3: Stromvektoren und Composite Curves in einem Temperatur - Enthalpie Diagramm.

der niedrigsten Temperatur, am unteren Ende der Kurven, trägt ein positives Vorzeichen. Sie repräsentiert die minimale Energiemenge, die das System an eine externes «Kältereservoir» abgeben muss. Analog ist die Enthalpiedifferenz am oberen Ende der Composite Curves die minimale Energiemenge, die dem System von einer externen Wärmequelle geliefert werden muß. Je weiter man die Compositen voneinander entfernt (wachsendes  $\Delta T_{\min}$ ), desto mehr reduziert sich die Zone der internen Wärmeübertragung, und desto mehr erhöht sich der minimale Energieverbrauch des Systems.

Der Pinch hat die bemerkenswerte Eigenschaft, das untersuchte System in zwei Unter-systeme zu teilen:

- Das Untersystem rechts vom Pinch ist von einem Mangel an Energie gekennzeichnet und kann Wärmesenke genannt werden.
- Das Untersystem links vom Pinch hat einen Energieüberschuß, aber mit niedriger Exergie, und kann als Wärmequelle dienen.

Man sieht bereits einen der grossen Vorteile des Pinch: Die leichte Bestimmung des Minimalverbrauchs selbst bei komplexen Anlagen und eine gute Beurteilung der Differenz zwischen dem wirklichen Verbrauch der existierenden Anlage und dem theoretischen Minimalverbrauch. Dieser Vergleich erlaubt dem Ingenieur, die Verbesserungsmöglichkeiten der Anlage besser zu beurteilen.

### Minimaler Verbrauch und Verluste

### Zwei Untersysteme

### Bestimmung des minimalen Energieverbrauchs

Eine grosse Differenz zeigt klar das wirtschaftliche Potential und die Chancen einer weiteren Untersuchung auf.

**Composite Kurven des Prozesses in Abb. 2a**

Die Abbildung 4 zeigt die Möglichkeiten eines Gesamtüberblicks mit Composite Curves am Beispiel eines Prozesses zur Salpetersäureproduktion, einer Industrieanlage, in der dieser eingesetzt werden soll, und der Anlage mit implementiertem Prozeß. Das Potential einer energetischen Integration ist deutlich zu sehen.

**Regeln zur Konzeption von**

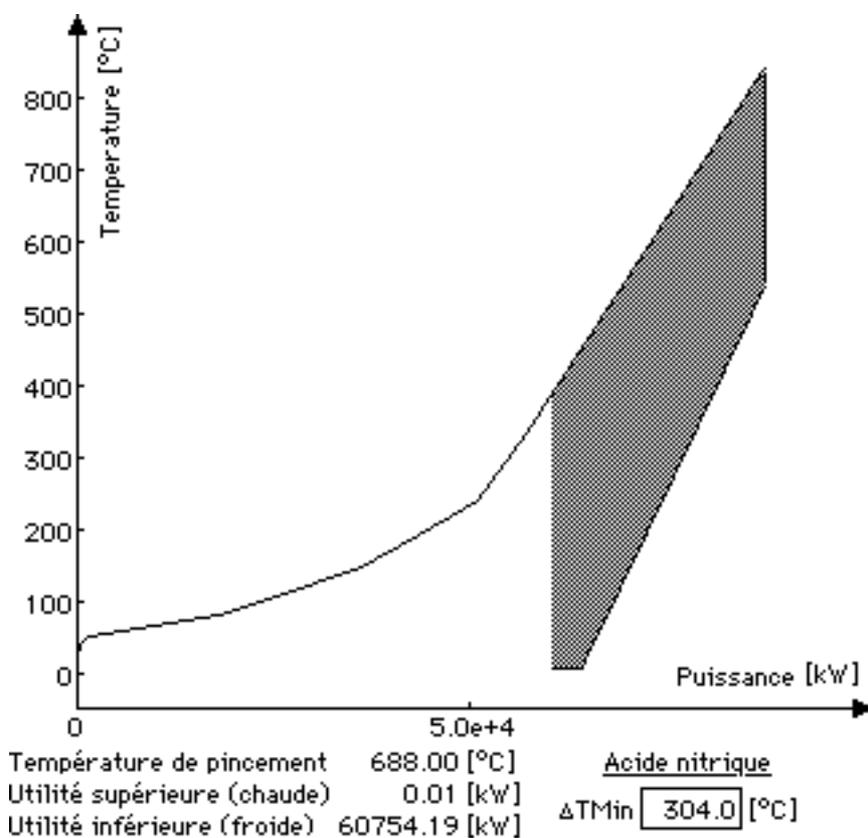


Abb. 4a: Composite Curves der Salpetersäureproduktion.

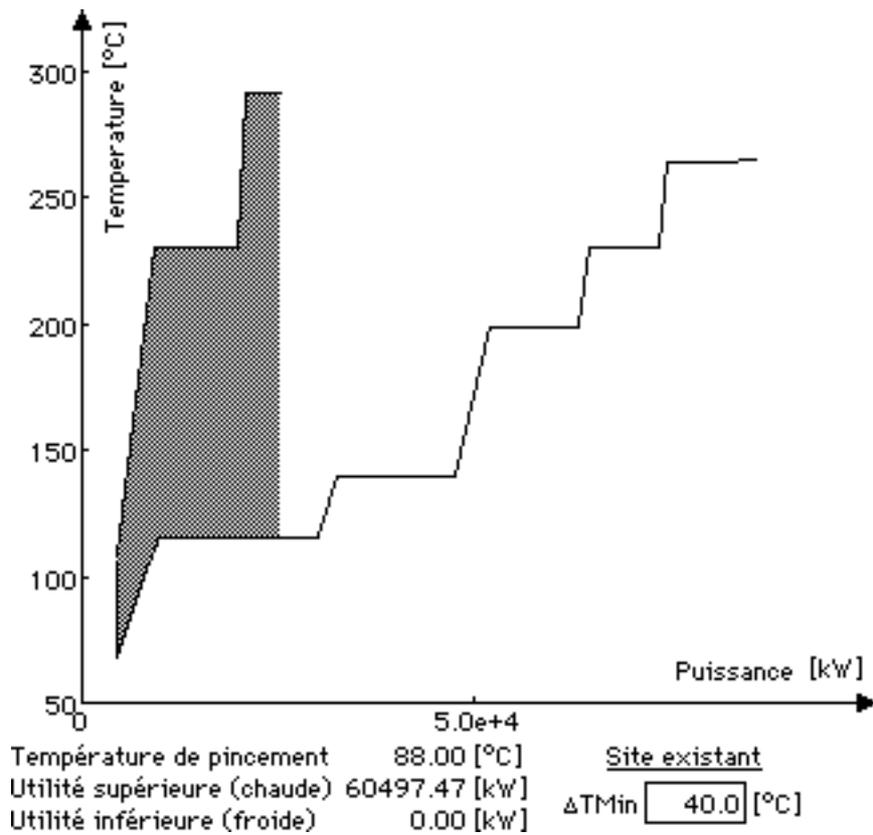


Abb. 4b: Composite Curves der existierenden Anlage.

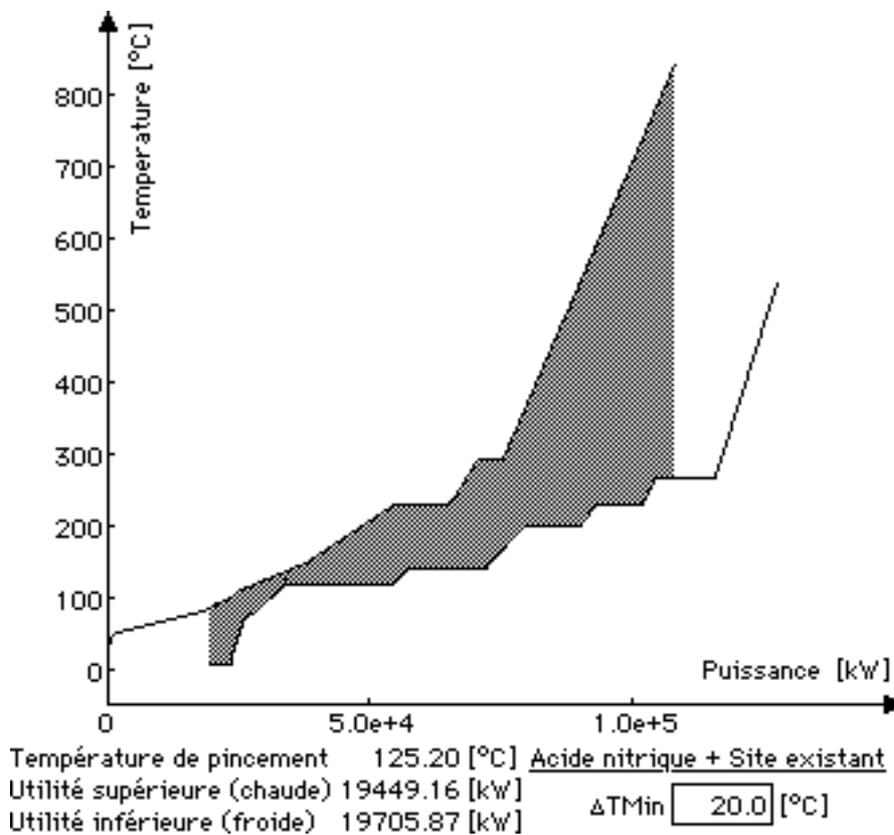


Abb. 4c: Composite Curves der existierenden Anlage und der Salpetersäure.

## Wärmetauschernetzwerken für rationelle Energienutzung

### Die 5 grundlegenden Regeln der Pinchmethode

Wie wir gesehen haben, trennt der Pinch das System in zwei Untersysteme. Das Untersystem zur Rechten (Senke) fordert im Prinzip einzig einen Zufluss an Wärme, das Untersystem zur Linken benötigt im Prinzip nichts als die Möglichkeit zur Kühlung. Die beiden Untersysteme können thermodynamisch als getrennt angesehen werden und man kann folgende Regeln festlegen:

- keine Energieübertragung über den Pinchpunkt hinaus
- keine externe Kühlung über dem Pinchpunkt
- keine externe Heizung unter dem Pinchpunkt
- keine Kraft-Wärme Kopplung, die einen Grossteil der Energie unter dem Pinchpunkt liefert
- keine Wärmepumpen, außer wenn sie über den Pinchpunkt arbeiten.

### Auswahlkriterien für $\Delta T_{min}$

Der optimale Pinch  $\Delta T_{min}$  wird normalerweise von klassischen wirtschaftlichen Kriterien bestimmt (Abb. 5), man kann jedoch auch globale energetischen Kriterien nutzen, wie zum Beispiel graue Exergie und/oder Umweltfaktoren. Sowohl die Bestimmung der Composites und des Pinch als auch die Entwicklung der Netzwerke können durch die Nutzung zusätzlicher Methoden [1,5] und computerunterstützter Programme erleichtert werden [6]. Es ist interessant festzustellen, daß, wenn man die Composites nicht in

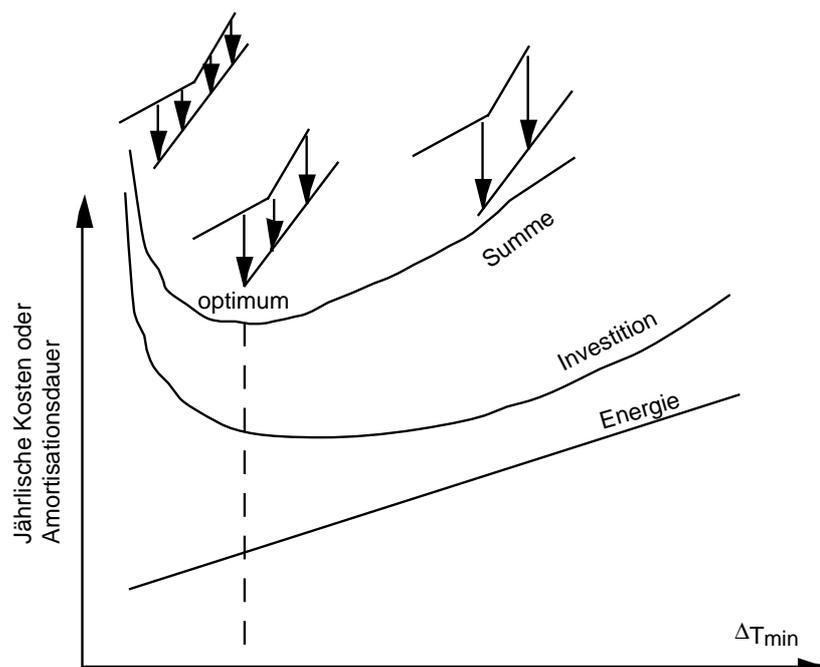


Abb. 5: Entwicklung der verschiedenen Kosten in Abhängigkeit von  $\Delta T_{min}$ .

einem Diagramm  $(T, \Delta H)$ , sondern in einem Diagramm  $(1 - T_a/T, \Delta H)$  zeichnet, die Fläche unter den Kurven die Koenthalpie (Wärmeexergie) repräsentiert, und die Fläche zwischen den Kurven in der Uebertragungszone die exergetische Verluste des internen Wärmeaustauschs (Abb. 6).

## Exergieverluste

### Beispiele zur Anwendung der Pinchmethode

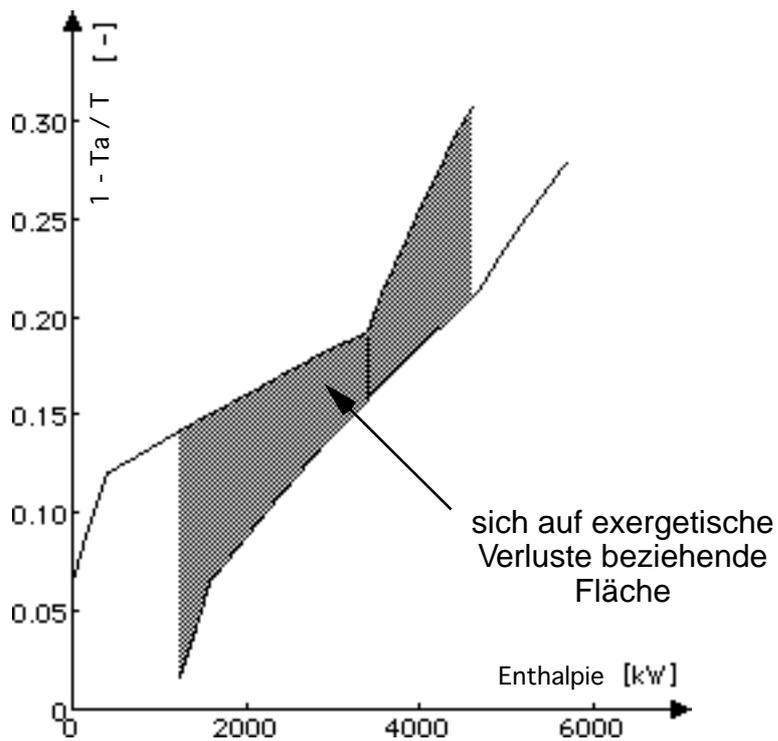


Abb. 6: Exergetische Verluste der internen Wärmeübertragung.

### Herstellung von Methoxyessigsäure

**Beschreibung**

Die Herstellung von Methoxyessigsäure erfolgt nach einem Patent von Hoechst durch Oxidation. Methoxyäthanol reagiert mit Sauerstoff und einer grossen Wassermenge. Nach Verlassen des Reaktors durchläuft das Produkt zur Trennung von Wasser und Säure zwei aufeinander folgende Destillationskolonnen (Destillation und dann Rektifikation) (Abbildung 7). Die in Tabelle 1 definierten Rahmenbedingungen des ursprünglichen Prozesses führen zu den Composite Curves in Abbildung 8a [11].

Die Dampftemperatur in der Spitze der Destillationskolonne (große

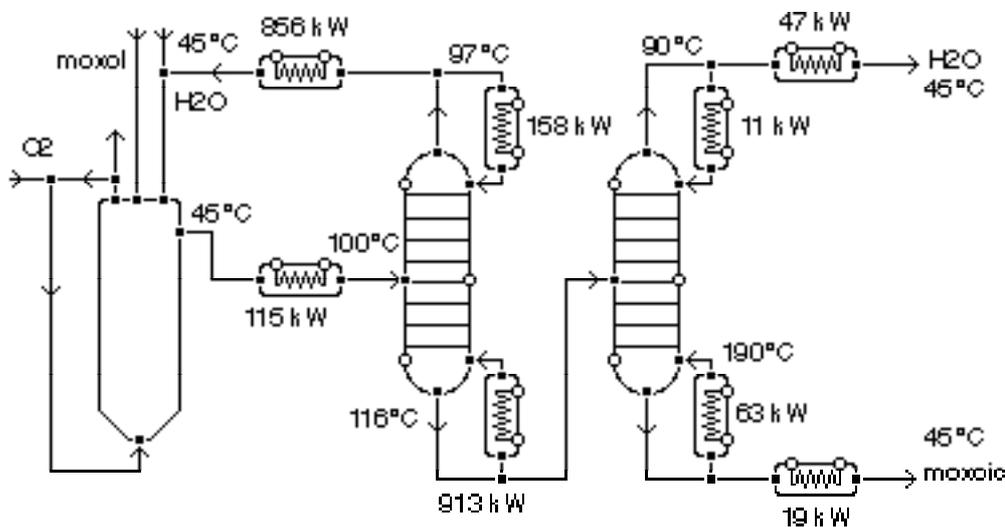


Abb. 7: Vereinfachtes Schema der Produktion von Methoxyessigsäure.

**Rahmenbedingungen**

$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\Delta\dot{H}$ [kW]	Anmerkungen
45.01	45	380	Reaktorkühlung
45	100	115	Kolonnenheizung
96.91	96.9	158	Destillation des Kondensatrückflusses
96.91	45	856	Verdampfer Destillation
116.5	116.51	913	Kondensatdestillation
89.71	89.7	11	Rektifikation des Kondensatrückflusses
89.71	45	47	Kondensatrektifikation
190.1	190.11	63	Verdampfer Rektifikation
190.1	45	19	Säurekühlung

Tabelle 1: Rahmenbedingungen des Prozesses.

Stufe in der warmen Composite Curve) ist zur Beheizung des Verdampfers am Kolonnenfuß (Stufe in der kalten Composite Curve) zu niedrig. Eine Erhöhung der Kondensationstemperatur durch einen Kompression des Dampfes von 0.9 auf 3 bar mit Hilfe eines mechanischen Kompressors kann die Verdampfungswärme zu Heizzecken nutzbar machen. Die kalte Composite Curve könnte somit teilweise unter die warme geschoben und eine erhebliche Energieeinsparung erzielt werden. Anstelle von 981 kW Heizleistung aus Hochdruck-Prozeßdampf werden nur noch 118 kW Heizleistung und 114 kW elektrischer Leistung benötigt.

**Vorschlag: mechanische Brüdenverdichtung**

**Thermalbad**

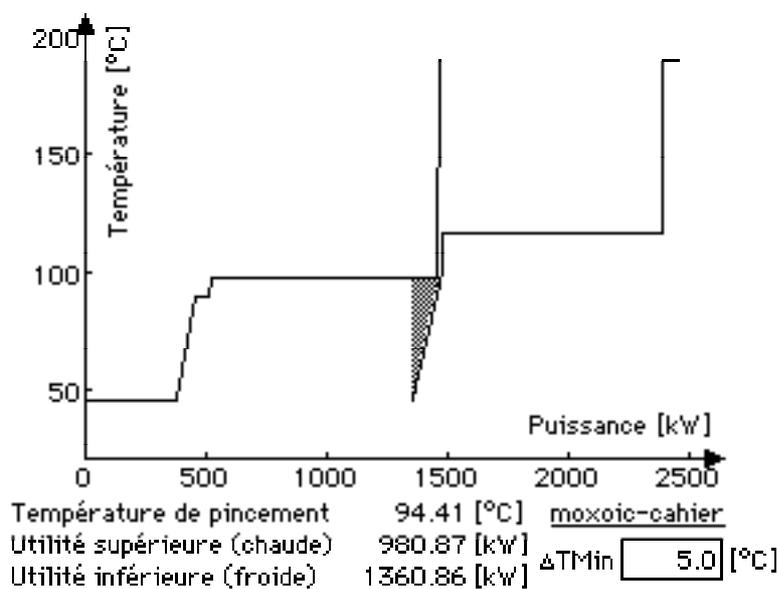


Abb. 8a: Ursprüngliche Composite Curves des Prozesses Methoxyessigsäure.

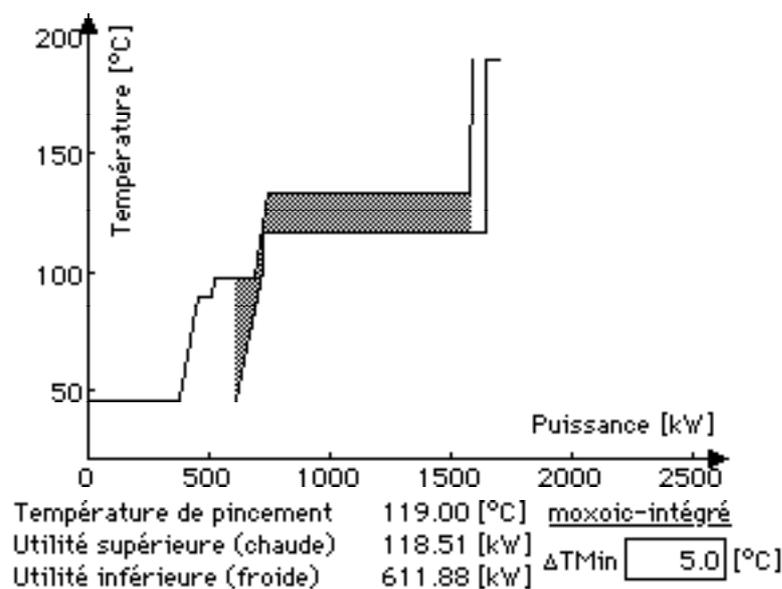


Abb. 8b: Composite Curves des Prozesses Methoxyessigsäure mit integrierter Dampfkompensation.

**Beschreibung**

Die Anlage wird mit einer heißen Quelle beheizt, die den grundlegenden Wärmebedarf deckt: Die Speisung der beiden Schwimmbecken mit Warmwasser und deren Beheizung, die Lüftung der Schwimmhallen, Heizung des Brauchwassers und der Gebäude mittels einer Wärmepumpe und eines Kessels. Die in Tabelle 2 definierten Rahmenbedingungen den Wärmebedarf führen zu den Composite Curves in Abbildung 10a [12]. Der Wärmebedarf kann nicht ausschließlich durch das heiße

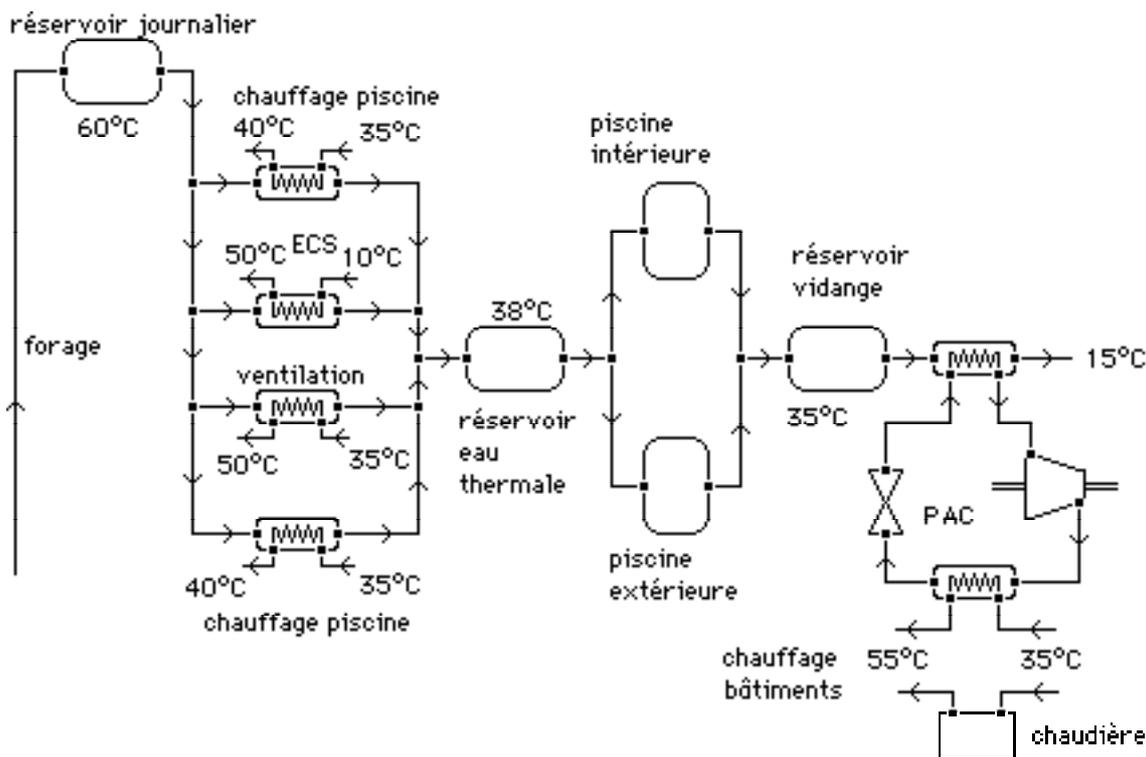


Abb. 9: Vereinfachtes Schema des Heizungssystems des Thermalbades.

**Rahmenbedingungen**

Tin [°C]	Tout [°C]	$\Delta\dot{H}$ [kW]	Anmerkungen
60	15	1230	Kühlung des heißen Quellwassers
10	50	110	Brauchwasservorbereitung
35	40	400	Schwimmbadheizung
35	55	373	Gebäudeheizung
35	50	243	Ventilation

Tabelle 2: Thermische Rahmenbedingungen für den Wärmetausch im Thermalbad.

**Vorschlag:  
Wärmepumpe**

Quellwasser gedeckt werden, da dieses nur im Temperaturbereich oberhalb 37°C direkt zu Heizzwecken nutzbar ist. Ohne den Einsatz einer Wärmepumpe würde die im Temperaturbereich zwischen 37°C und 15°C enthaltene Energie ungenutzt bleiben. Der Verdampfer der Wärmepumpe entzieht dem aus den

Thermalbecken austretenden Wasser Energie (Verdampfungstemperatur = 12.5°C) und befördert sie auf ein höheres, nutzbares Temperaturniveau. Dieses liegt bei der Kondensationstemperatur 51.5°C, der Leistungskoeffizient der Wärmepumpe beträgt mit dem Kühlmittel R134A 5.02. Da der Bedarf an Energie höherer Temperatur bereits durch das heiße Quellwasser gedeckt wird, reicht diese aus, und die Wärmepumpe kann zusammen mit dem heißen Quellwasser den Wärmebedarf decken. Eine zusätzlicher Heizkessel ist unnötig.

### Schlussfolgerung

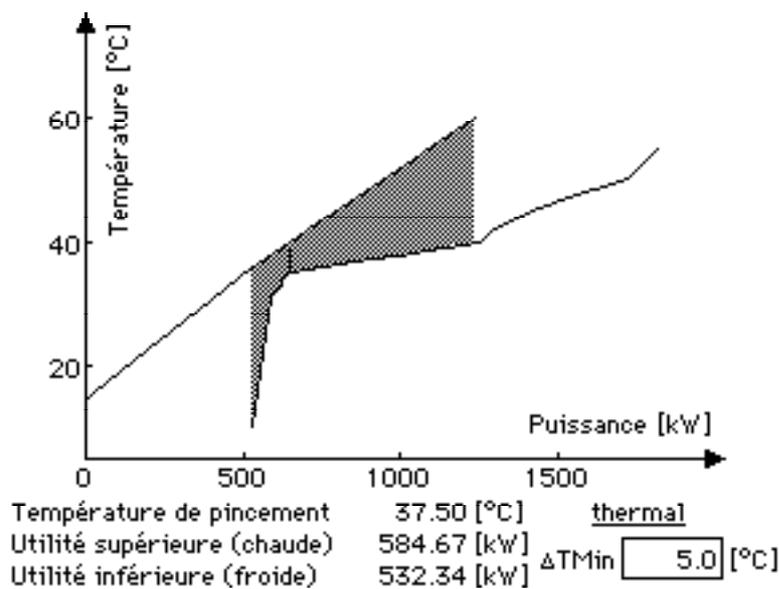


Abb. 10a: Den Rahmenbedingungen des Thermalbades entsprechende Composite Curves.

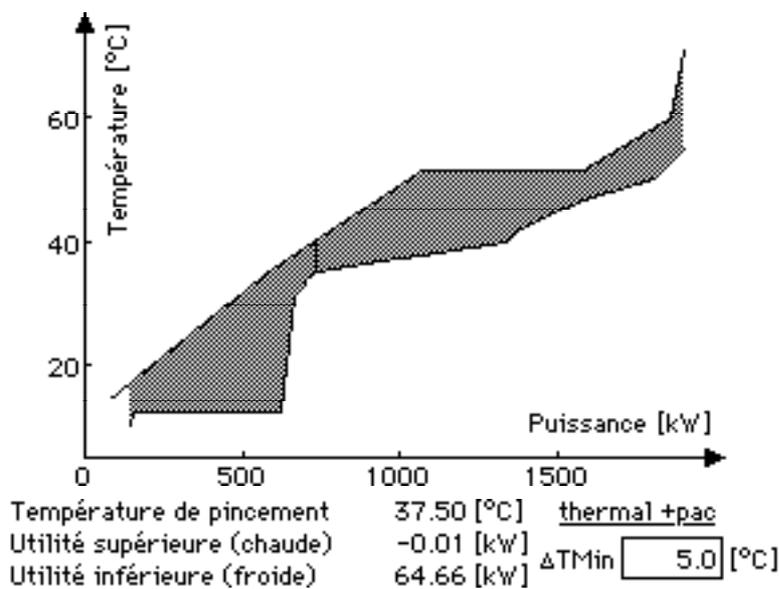


Abb.10b: Composite Curves des ausschließlich mit einer Wärmepumpe beheizten Thermalbades.

### **Substantielle Energiesparungen**

Mit der Theorie des optimalen Pinch steht dem Ingenieur ein neues, sehr leistungsfähiges Instrument zur Verfügung. Sie hat bereits substantielle Energieeinsparungen in der Industrie ermöglicht und wird es noch. Vor allem für Anwendungen in zahlreichen und häufig vorkommenden «batch» Prozessen muß die Methode noch weiter entwickelt werden. Wenn auch die Theorie die Bestimmung und Platzierung der Komponenten erleichtert, so erlaubt sie noch nicht, effizient und detailliert Verluste zu bestimmen, wie z.B. Druckverluste, die bei kleinem Pinch wichtig werden. Unserer Meinung nach, selbst wenn diese Methode für den Energieingenieur wichtig ist, vervollständigt sie zwar die allgemeineren Methoden der Thermodynamik wie z.B. die Theorie der Exergie, ersetzt sie aber nicht.

### **Literatur**

1. B. Linnhoff et al., A user guide on process integration for the efficient use of energy, publié par «The Institution of Chemical Engineers, 1982, U.K.
2. P.A. Loecken, Interactive computer program used on the retrofit of a dewatering process AICHE Meeting, Houston, March 24-25, 1985.
3. J.P. Gourelia, Intégration thermique, Chap. 10. Guide pratique de l'énergie dans l'entreprise, ATEE, 94110 Arcueil (France), 1984.
4. B. Linnhoff, F.J. Alanis, Integration of a new process into an existing site - A case study, ASME winter meeting, Chicago, 1988.
5. D. Favrat, Intégration énergétique de procédés thermiques. Cours du cycle postgrade sur l'énergie de l'EPFL, 1991
6. D. Favrat and F. Staine, An interactive approach to the energy integration of thermal processes. Proceedings of the Int. Conf. on Computer Aided Learning and Instrumentation in Science and Engineering, Lausanne, sept. 1991.
7. F. Staine et D. Favrat, Evaluation des économies d'énergie par la méthode du pincement dans une usine de fabrication de panneaux de plâtre. Entropie 164/165, 1991.
8. P. Krummenacher, F. Staine and D. Favrat, Process Integration Study at Swiss Brewery. CADDET Newsletter N° 4 /1992.
9. I.C. Kemp, Applications of the Time Dependant Cascade

Analysis in Process Integration. Heat Recovery Systems and CHP, Vol 10, N°4, 1990.

10. L. Borel, Thermodynamique et énergétique. Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, 1984.
11. F. Staine, 1991, Bilan exergétique global du procédé de production d'acide méthoxyacétique, Rapport interne, Laboratoire d'Energétique Industrielle, EPFL.
12. B. Quinodoz, 1994, Analyse énergétique préliminaire de l'établissement thermal de Lavey-les-Bains, Projet de semestre, Laboratoire d'Energétique Industrielle, EPFL.

**Intégration énergétique  
de procédés industriels  
par la méthode  
du pincement**

# Table des matières

<b>1. Introduction</b>	45
<b>2. Détermination du cahier des charges du site étudié</b>	49
<b>3. Courbes composites</b>	55
3.1 Diagramme des composites	55
3.2 Méthode des tableaux	58
3.3 Cas limite de composites	61
3.4 Courbes composites et pertes exergétiques	63
<b>4. Interprétation du pincement et des minima énergétiques</b>	64
<b>5. Conception d'un réseau d'échangeurs optimal</b>	68
5.1 Réseau supérieur au pincement (puits)	69
5.2 Réseau inférieur au pincement (source)	70
5.3 Équilibre entre consommation d'énergie et investissement	73
5.4 Résumé de la méthode de conception de réseaux à énergie minimum	82
<b>6. Procédures de détermination du pincement optimal</b>	84
6.1 Critères économiques simples	84
6.2 Coûts d'équipement	84
6.3 Calcul de la surface d'échange moyenne de tout le réseau	84
6.4 Détermination du pincement économiquement optimum	85
<b>7. Courbe grande composite</b>	88
<b>8. Intégration d'unités de puissance</b>	97
8.1 Unités moteurs	97
8.2 Unités de pompes à chaleur	104
8.3 Intégration de colonnes de distillation	113
<b>9. Conclusions</b>	114
<b>Références</b>	115
<b>Nomenclature</b>	116
<b>Publications du programme d'impulsions RAVEL</b>	117

## 1. INTRODUCTION

Même si nous vivons actuellement une trêve sur le plan de la disponibilité des ressources en énergie primaire, nous sommes graduellement contraints de prendre conscience des limites de notre planète, de ses capacités d'absorption de nos rejets notamment. A cela s'ajoute une sensibilité accrue aux impacts, pourtant inévitables, liés aux grandes centrales de conversion d'énergie et à leurs réseaux de distribution.

Notre société industrielle s'est graduellement orientée vers une organisation intégrée formée d'un tissu de fonctions ou d'entreprises spécialisées produisant chacune une gamme de produits, certes restreinte, mais adaptée à son potentiel humain et matériel. C'est cette complémentarité où chacun fait ce qu'il est le mieux à même de faire qui a largement contribué à notre prospérité. A l'opposé, dans le domaine de l'énergie, la distinction entre le potentiel utile de différentes formes d'énergie (niveau exergetique) a été trop longtemps ignorée et, en l'absence de taxation des rejets polluants, se traduit par une tendance excessive à l'utilisation d'énergie primaire à haute valeur pour satisfaire des besoins à faible niveau. Cette attitude du «qui peut le plus peut le moins» est opérationnellement simple mais souvent fort éloignée d'une solution optimale d'un point de vue de société.

L'intégration énergétique visant à utiliser l'énergie pour différents usages, en une sorte de cascade exergetique, n'est encore qu'embryonnaire ou limitée à la condition d'alibi publicitaire dans de trop nombreux cas. Certes, qui dit intégration dit nécessairement interdépendance qui, d'un point de vue opérationnel et de fiabilité, n'est pas toujours facile à gérer. Intégration implique aussi fréquemment la nécessité d'avoir une vue d'ensemble et s'écarte quelquefois de la mode actuelle de management très décentralisé.

Il convient d'ajouter à ces généralités le problème très concret du transport de l'énergie qui, de façon simplifiée, peut être considéré comme inversement proportionnel au niveau exergetique. L'intégration énergétique est donc avant tout adaptée à des sites à forte densité d'utilisateurs différenciés que l'on retrouve, en priorité, sur des sites industriels, commerciaux ou urbains. La cogénération, par centrales chaleur-force et réseaux de chauffage à distance, en est l'exemple le mieux connu.

En site industriel, l'ingénieur énergétique se retrouve fréquemment confronté à deux types de difficultés :

- des diagrammes d'écoulement (flowsheets) complexes plus ou moins à jour et documentés, desquels il est difficile d'extraire une synthèse;
- des critères économiques extrêmement sévères avec, par exemple, des contraintes de durée d'amortissement pour les investissements en matière d'économie d'énergie ne devant pas excéder 2 à 3 ans.

**Capacités d'absorption des rejets**

**Niveau exergetique ignoré**

**Utiliser l'énergie pour différents usages**

**Utilisateurs différenciés**

**Deux difficultés**

**Des méthodes** L'application de méthodes évoluées comme la théorie exergetique se heurte malheureusement souvent à l'absence de connaissances thermodynamiques complètes et à une structure tarifaire interne inadéquate.

Une réponse à cet état de fait est souvent la réalisation de programmes d'ordinateur mathématiquement très complexes simulant une large panoplie de composants thermiques ou chimiques et permettant de calculer un grand nombre de variantes. Ce jeu de base de données trop souvent assimilable à un jeu de fléchettes conduit à des approches fastidieuses et onéreuses.

**Comme un explorateur** Dans ces conditions, l'ingénieur se bornera fréquemment à partir de l'existant en proposant des améliorations locales sans avoir une pleine appréciation des disponibilités incorrectement exploitées au niveau du site complet. Il se retrouve un peu comme l'explorateur de pyramide qui, sans altimètre, voudrait en atteindre le sommet à travers le labyrinthe des différentes salles sans avoir le temps ni les moyens de documenter et de différencier les multiples trajectoires s'offrant à lui (figure 1).

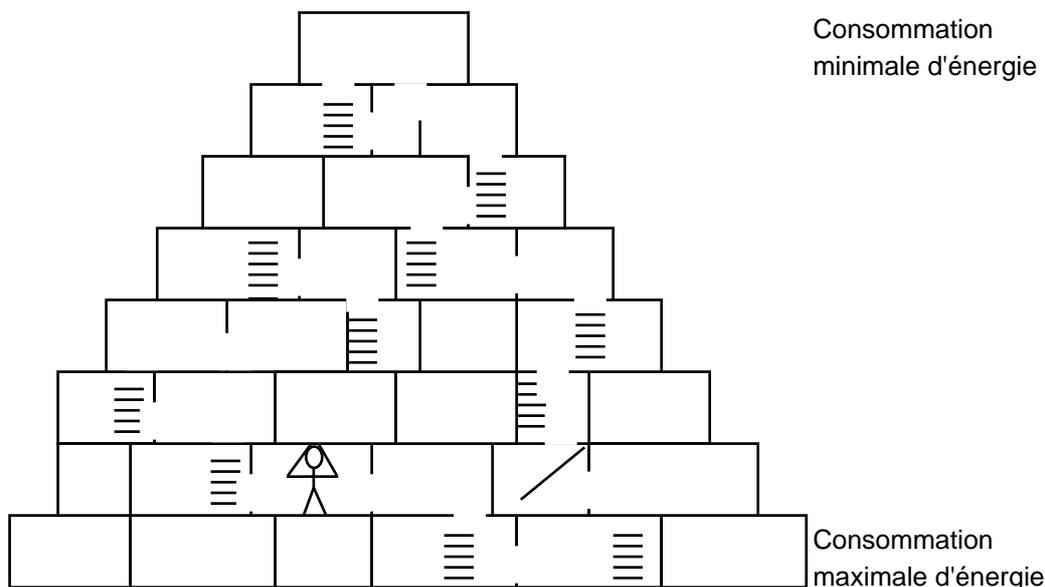


Figure 1: Pyramide des solutions énergétiques aux besoins d'un site donné.

### La méthode du pincement

Cette lacune a fort heureusement été complétée depuis environ une douzaine d'années par le développement de la méthode du pincement optimal (Pinch Technology), à l'initiative de Bodo Linnhoff de l'Université de Manchester (réf. 1). Cette théorie a été complétée récemment par de nombreux chercheurs comme Loecken en Norvège (réf. 2), Gourlia en France (réf. 3) et largement appliquée à travers le monde en priorité dans le cadre de l'industrie chimique et pétrolière. Cette théorie vise à simplifier l'application des pre-

mier et deuxième principes de la thermodynamique en effectuant la synthèse des besoins et des disponibilités en énergie chaleur à l'aide de diagrammes température-différence d'enthalpie (puissance-transformation). De cette façon chaque puissance-transformation ou -chaleur susceptible d'être échangée est constamment référée à son niveau de température ce qui a le double avantage d'éviter de concevoir par erreur des échangeurs impossibles et d'avoir une appréciation immédiate des pertes par transfert de chaleur sous chute de température. Cette structure de l'information énergétique du site conduit tout naturellement à privilégier les opérations de transferts de chaleur interne en cascade entre les flux de matière du site avant de recourir à des techniques plus sophistiquées (pompes à chaleur, cogénération, etc.).

La technique du pincement optimal (ou global), par la représentation en diagrammes simples de l'ensemble des puissances-transformation des réseaux du site, permet d'établir en pré-analyse un diagnostic cohérent et de fixer des buts réalistes de consommation d'énergie. La méthode préconise également, et cela même pour l'amélioration de sites existants, de reprendre le problème à la base en essayant tout d'abord de déterminer une (la !) solution à consommation d'énergie minimale physiquement (et économiquement) réaliste. En d'autres termes, la méthode donne au concepteur la possibilité de se placer au sommet de la pyramide des solutions possibles (sans être dans les nuages), en déterminant un réseau d'échanges de chaleur optimal avec des pincements finis. C'est à partir de cette solution optimale que le concepteur peut décider de faire des concessions énergétiques de simplification de son diagramme d'écoulement mais en ayant une référence claire pour en quantifier les conséquences.

La méthode du pincement optimal permet également de mieux évaluer l'emplacement d'unités de puissance comme des pompes à chaleur ou des unités chaleur-force dans le contexte de l'ensemble du site. De nombreuses analyses de sites (réf. 1, 2, 3) ont montré que les solutions obtenues par cette méthode conduisent non seulement à des économies substantielles d'énergie mais aussi fréquemment à une réduction des investissements. Cette dernière affirmation s'inscrit à l'encontre de l'image simpliste et trop répandue qui consiste à admettre que toute solution de récupération d'énergie, pour une nouvelle installation, conduit nécessairement à un accroissement des investissements. En réalité, les méthodes thermodynamiques peuvent nous permettre, à surface globale d'échangeurs donnée pour un site, de mieux répartir les surfaces d'échangeurs parmi les procédés concernés et ainsi d'optimiser la récupération d'énergie en diminuant les charges globales à fournir par les utilités (sources externes). Cette relation avec les investissements peut aussi être illustrée à l'aide de l'exemple simplifié suivant. Considérons un site simple se réduisant à quatre flux de matière, deux à chauffer et deux à refroidir.

### **Des diagrammes simples**

### **Placement optimal des pompes à chaleur, des groupes chaleur-force**

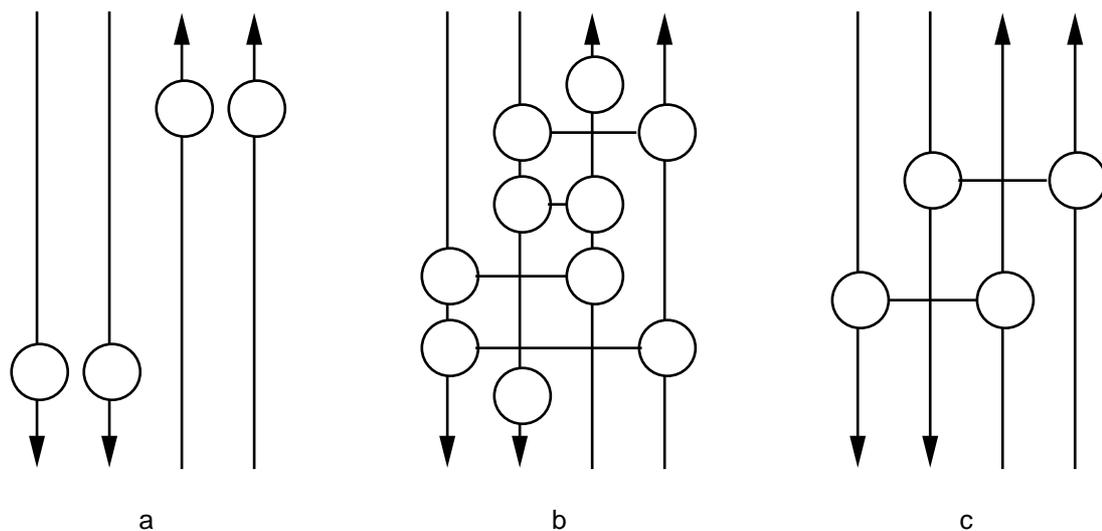


Figure 2: Solutions possibles de réseaux d'échange pour un site simplifié à quatre flux.

**Economies d'énergie  
et réduction  
des investissements**

La solution la plus simpliste consiste à ne pratiquer aucune intégration et à alimenter chaque flux selon ses besoins par un apport d'énergie ou un refroidissement externes, d'où la nécessité de quatre échangeurs externes (figure 2a). La solution la plus sophistiquée consisterait à une intégration maximaliste de tous les flux conduisant à quatre échangeurs internes avec deux, voire trois ou quatre échangeurs externes (utilités) permettant l'ajustement des puissances requises (figure 2b). La solution d'intégration optimale, si toutes les puissances-transformation de chaque flux sont identiques, revient à placer deux échangeurs internes seulement (figure 2c). Certes, les possibilités offertes par chacune de ces alternatives ne sont pas identiques mais la solution 2c répond parfaitement au cahier des charges correspondant au cas idéalisé de flux à puissances-transformation identiques. Même si nous devons tenir compte du fait que les coûts d'échangeurs de chaleur sont proportionnels à la charge et inversement proportionnels au pincement, la solution 2c a toutes les chances de conduire à un investissement inférieur aux solutions 2a et 2b pour le même cas. Nous voyons ainsi qu'une méthode d'intégration, directement inspirée des principes de la thermodynamique, comme la méthode du pincement global, peut également contribuer à optimiser, voire minimiser les investissements.

La méthode du pincement global peut parfois également contribuer à mettre en évidence les modes d'interaction les plus favorables en vue d'améliorer la planification du site, son contrôle et sa sécurité.

A noter la représentation des flux (flèche dans le sens de l'évolution désirée des températures), des échangeurs internes (deux cercles reliés) et des échangeurs de sources externes ou utilités (cercle simple). Cette représentation sera conservée tout au long du cours pour les diagrammes de conception de réseaux.

### 2. DÉTERMINATION DU CAHIER DES CHARGES DU SITE ÉTUDIÉ

Comme nous l'avons relevé plus haut, l'ingénieur se retrouve fréquemment en présence de diagrammes d'écoulement de complexité souvent élevée et nécessitant une étude préliminaire de synthèse. Rappelons que le but premier devrait être de rechercher non pas une retouche mais de déterminer le potentiel réel d'économie d'énergie lié au site examiné. Pour ce faire il convient, en première approche, de dépouiller le diagramme de tous les éléments qui n'ont rien à faire avec le cahier des charges strict du site étudié. Les éléments à éliminer (du diagramme) seront donc les échangeurs des utilités spécifiques (chauffage, refroidissement), les échangeurs de récupération de chaleur ou de production de vapeur de récupération, les unités de puissance, etc., qui n'ont pas directement à voir avec les ingrédients ou résidus du (ou des) procédé (s) étudié (s). Ces éléments agissent souvent comme des leurres en voilant l'essentiel. Il convient cependant d'en établir un inventaire précis à des fins de réutilisation au cours de la phase ultérieure d'analyse des différentes solutions.

**Simplifier et garder les éléments vitaux**

Prenons comme exemple l'unité de production d'acide nitrique existante et représentée schématiquement en figure 3a<sup>1</sup>.

**Exemple de la figure 3a**

Ce diagramme pourtant déjà considérablement simplifié ne permet pas d'avoir une vue d'ensemble en dégagant rapidement les éléments essentiels aux procédés étudiés. Dans un premier temps, il est recommandé de suivre chacun des flux entrants jusqu'aux principales unités de transformation (convertisseur, absorbeur, réacteur, etc.). Les conditions thermodynamiques d'entrée sur le site et d'arrivée à l'unité de transformation constituent les deux extrémités du vecteur puissance-transformation relatif à l'ingrédient sélectionné. La même opération peut être faite avec les produits ou résidus entre la sortie des convertisseurs et autres réacteurs et l'entrée d'une autre unité de transformation ou la sortie du site étudié.

Au cours des opérations susmentionnées, on ne remet en général pas en cause les conditions thermodynamiques d'entrée et de sortie des unités de transformation qui sont définies par les spécialistes des procédés.

---

<sup>1</sup> doit être considéré comme un exemple seulement et peut comporter des inexactitudes sur le plan du procédé



La figure 3b donne le schéma de synthèse provenant de cette première opération de recherche du cahier des charges du site représenté à la figure 3a. Par convention, les flux qui doivent être chauffés et traduisent les besoins énergétiques sont appelés flux froids et ceux qui peuvent être refroidis et constituent des opportunités de récupération d'énergie sont appelés flux chauds.

### Synthèse sous la forme d'un tableau de flux

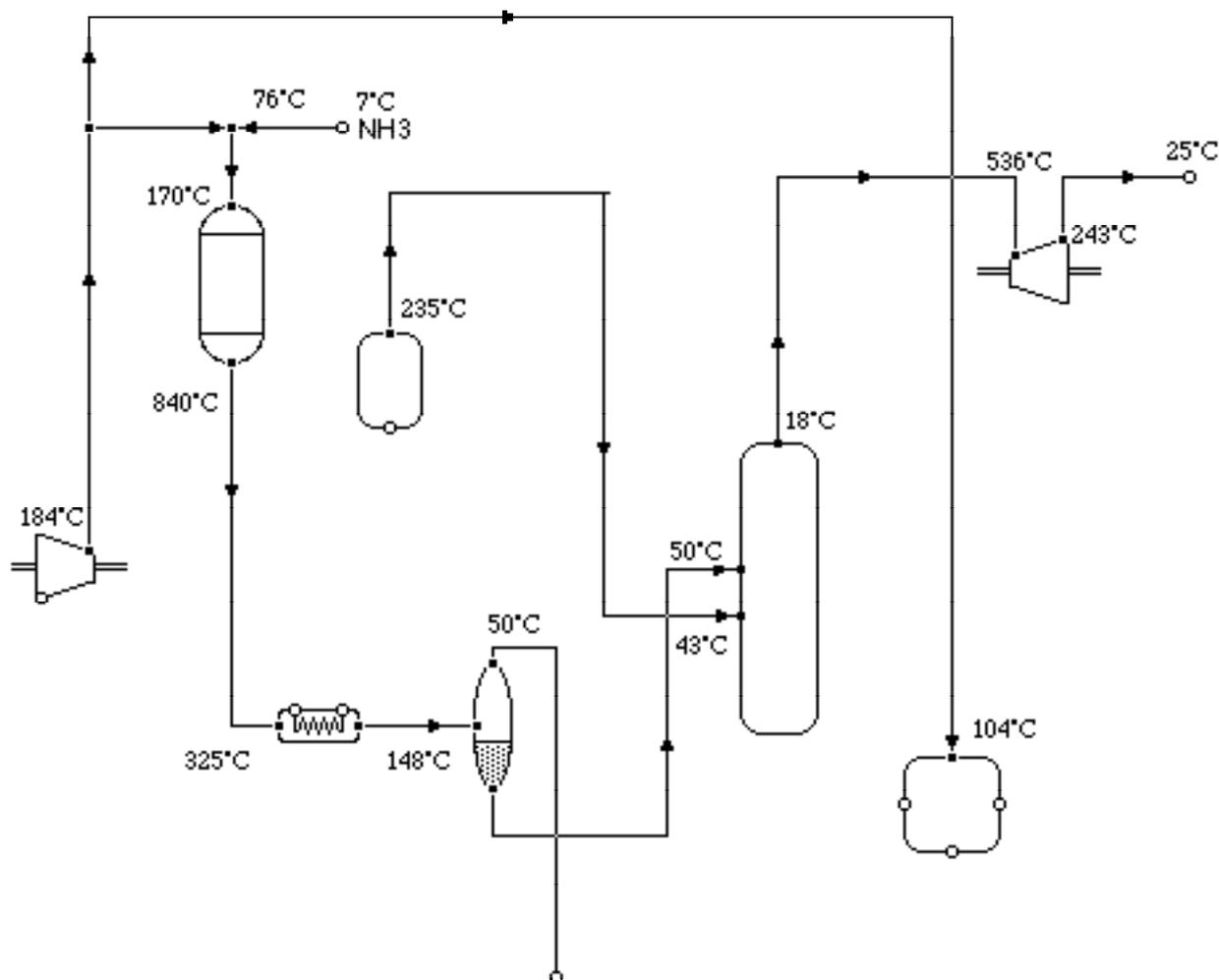


Figure 3b: Diagramme simplifié (cahier des charges) d'une installation de production d'acide nitrique.

Dans notre exemple, les flux suivants ont été déterminés :

1. L'ammoniac (flux froid) qui entre à 7°C doit être évaporé puis chauffé à 76°C avant d'être mélangé à l'air pour entrer dans le convertisseur. A noter que cette opération s'effectue en trois phases avec le plateau d'évaporation. La partie d'air mélangée n'est pas vraiment considérée car son état thermodynamique n'est pas modifié entre le compresseur et la zone de mélange. L'opération de mélange à température différente, qui fait que l'air réchauffe l'ammoniac, n'est ici pas remise en cause car on admet que l'on garde le même type de compresseur d'air.

### Liste des flux

2. L'autre partie de l'air comprimé peut être refroidie de 184°C à 104°C à l'entrée du purificateur ("bleacher") et constitue donc un flux chaud.
3. La réaction étant exothermique, le produit du convertisseur peut être refroidi de 840°C à 148°C, constituant ainsi un flux chaud.
4. Les gaz de reflux après oxydation peuvent être refroidis de 235°C à 43°C.
5. Une partie des gaz sont condensés dans le séparateur avec un refroidissement global de 148°C à 50°C avec un plateau de changement de phase à 80°C. C'est à cette dernière température que le condensat est envoyé à l'absorbeur alors que les gaz résiduels sont recyclés.
6. Les gaz de tête de colonne d'absorption, qui ont une pression non négligeable, peuvent être réchauffés avant détente dans une turbine d'entraînement de compresseur.
7. Les mêmes gaz peuvent encore être refroidis à la sortie de la turbine avant d'être envoyés à la cheminée.

A noter que ces deux derniers flux pourraient éventuellement aussi être éliminés car ils ont essentiellement pour but de récupérer de l'énergie seulement avec une double opération de chauffage et de refroidissement qui n'est pas essentielle au procédé lui-même.

### **But initial: un réseau d'échangeurs**

Notre but à ce stade est de concevoir à la base un réseau d'échangeurs, complété en deuxième priorité d'unités de puissance, permettant de répondre à ce cahier des charges en minimisant le coût de fonctionnement (incluant l'amortissement) tout en garantissant la même fonctionnalité. Un tel coût est normalement dicté avant tout par l'énergie de chauffage des sources externes chaudes (utilités chaudes), la puissance de refroidissement (utilité froide) et son mode (quantité d'eau de refroidissement, etc.), ainsi que par le nombre et le pincement moyen des échangeurs, et par le coût des unités de puissance. Cet exemple très réel et relativement complexe, ayant pour but d'illustrer la phase de simplification de diagramme, inclut des flux à chaleur spécifique fortement non linéaire et donc peu propice à un traitement simple. Nous allons donc par la suite nous pencher sur un exemple plus simple décrit à la figure 4a.

### **Exemple de la figure 4a**

Le cahier des charges (figure 4b) du système considéré ici comprend :

1. Un produit A qui transite et peut être refroidi de 90°C à 60°C (flux chaud).
2. Un produit B qui doit être chauffé de 40°C à 133°C qui est la condition d'entrée dans le réacteur chimique (flux froid).
3. Un produit C, résultat de la réaction qui doit être refroidi de 150°C à 40°C (flux chaud).
4. Un produit D qui doit être chauffé de 25°C à 100°C à l'entrée du même réacteur (flux froid).

Cette installation demande actuellement une puissance cumulée de

chauffage externe (utilité) de 1620 kW et une puissance de refroidissement externe de 1780 kW, la réaction étant exothermique.

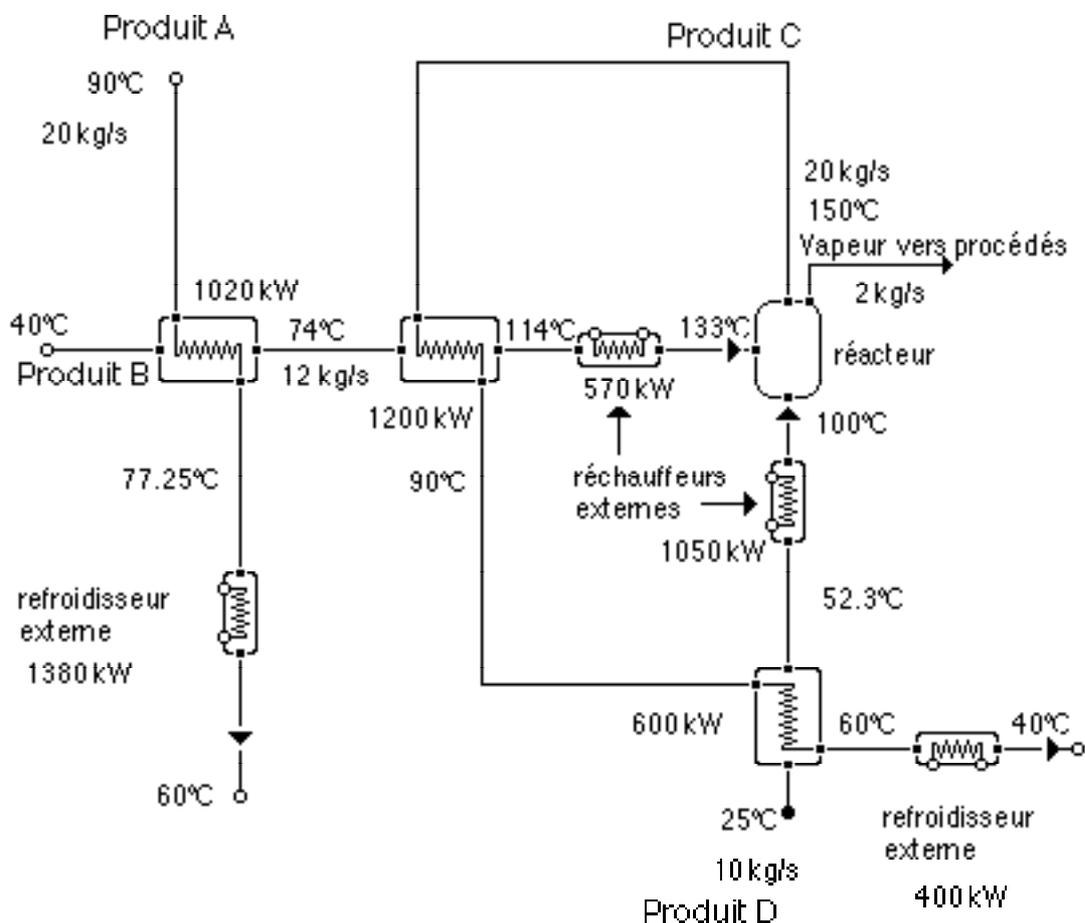


Figure 4a: Exemple de site de production d'un composé chimique.

Est-il possible de concevoir un réseau de composants meilleur que celui-ci ? Il est certes possible d'appliquer le premier principe en déduisant toutes les énergies transformations des flux froids à celles des flux chauds et en déterminant ainsi le déficit ou le surplus apparent d'énergie. Dans ce cas nous obtiendrions seulement un besoin de refroidissement de 160 kW. Une telle approche négligerait cependant les contraintes liées aux niveaux de température qui rendent fréquemment impossible certains échanges internes. Donc la réponse à une telle question n'est pas triviale et requiert normalement l'exploration (avec tâtonnements et si possible intuition) des solutions possibles avec une comparaison des niveaux de température à chaque échangeur.

Nous allons voir que la méthode du pincement optimal va nous permettre de combler cette lacune en déterminant aisément les objectifs de consommation énergétique et de refroidissement minimum réalisables puis d'édicter des règles à suivre pour la conception de meilleurs réseaux.

**Est-il possible de concevoir un meilleur réseau?**

**Oui, à l'aide de la méthode du pincement**

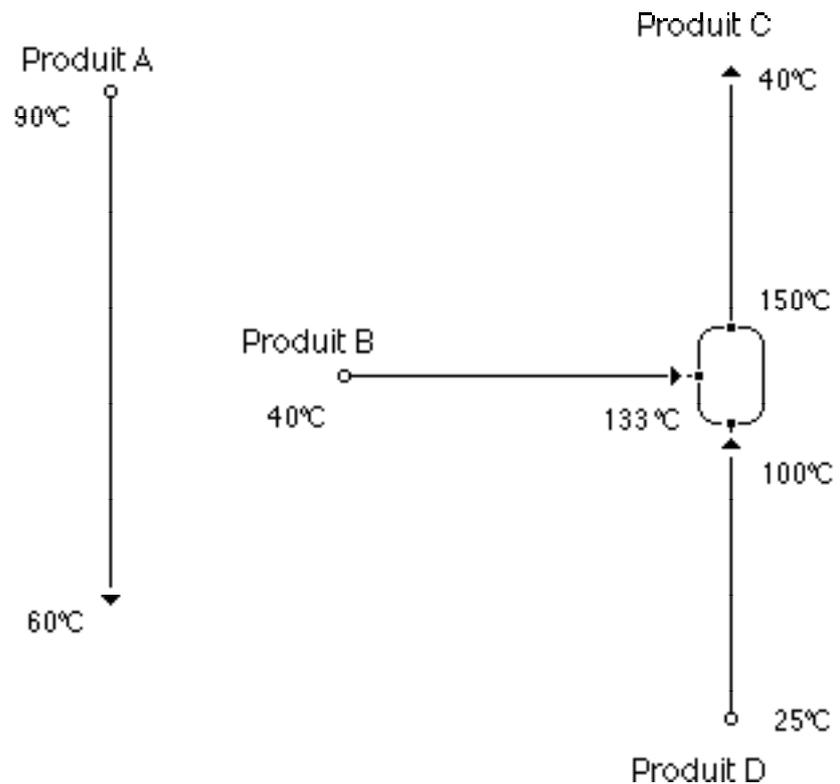


Figure 4b: Schéma d'écoulement simplifié de l'exemple du procédé de la figure 4a.

**Etablir le cahier des charges**

**Définir les vecteurs flux**

Cette phase d'établissement du cahier des charges par simplification du diagramme d'écoulement original est cependant essentielle et une erreur d'interprétation à ce niveau peut compromettre tous les efforts ultérieurs de recherche d'une solution optimale. Après simplification une puissance transformation peut être associée à chaque flux, et incluse dans une table des flux comme représenté en table 1 pour l'exemple de la figure 4b. Ceci implique naturellement que l'on puisse déterminer pour chaque flux les conditions de température entrée - sortie, le débit-masse et les principales propriétés physiques (chaleur spécifique, etc.). Les flux peuvent également ne pas être représentables par de simples vecteurs mais par des lignes brisées approximant une chaleur spécifique fortement non linéaire ou un flux présentant un palier de changement de phase avec éventuellement sous-refroidissement et surchauffe. En cas de capacité thermique fortement non linéaire, il est préférable de faire passer la ligne brisée approximant une courbe du côté des températures supérieures pour un flux chaud et inférieures pour un flux froid. De cette manière le pincement dans les échangeurs ne sera jamais inférieur au pincement optimum global désiré.

### 3. COURBES COMPOSITES

#### 3.1 Diagramme des composites

La théorie du pincement optimal (réf. 2) consiste à représenter tous les vecteurs flux chauds a, b, c, d, e ainsi que les vecteurs froids a', b', c', d', e' d'un problème donné dans un diagramme Température - Puissance-transformation (figure 5). A noter que dans un tel diagramme seule l'ordonnée est absolue (température = fonction d'état) car les puissances reportées en abscisse (grandeurs de parcours) n'ont pas de référence absolue. Les vecteurs peuvent donc être librement déplacés horizontalement. Dans le but d'avoir une vue d'ensemble, les vecteurs de flux chauds, représentant toutes les opportunités de récupération d'énergie chaleur, sont combinés par addition en une courbe composite dite chaude, et les vecteurs de flux froids, représentant tous les besoins, sont également combinés en une courbe composite dite froide.

Conformément à ce qui a été mentionné ci-dessus, chacune des composites peut être librement déplacée horizontalement en respectant ainsi le niveau de température. L'objectif étant de visualiser les possibilités de transfert de chaleur entre flux, il convient cependant de veiller à ce que la composite chaude soit intégralement supérieure à la composite froide.

A la limite, les composites se touchent en un point caractéristique dont la température est appelée la température de pincement global et qui joue un rôle de premier plan. Si on admet que les énergies chaleur sont transférées verticalement de la composite chaude à la composite froide comme dans une sorte de grand échangeur à contre-courant, la température de pincement met en évidence la zone du site la plus contrainte pour effectuer les transferts de chaleur désirés. En fait, comme le pincement est nul à la limite, il faudrait une surface d'échange infinie pour pouvoir transférer verticalement de la chaleur entre la courbe composite chaude et la composite froide à cet endroit. L'extrémité la plus froide de la composite froide et l'extrémité la plus chaude de la composite chaude délimitent la zone d'échange interne théoriquement possible. A noter que cette zone est maximale lorsque les composites se touchent. Afin de s'éloigner de ce cas extrême, indicatif mais peu réaliste, la procédure consiste à écarter les composites par déplacement horizontal jusqu'à l'obtention d'une différence de température minimale (pincement) économiquement réaliste.

**Diagrammes  
température, puissance**

**Courbes composites  
chaude et froide**

**Température  
de pincement et écart  
de température  
minimum ( $\Delta T_{min}$ )**

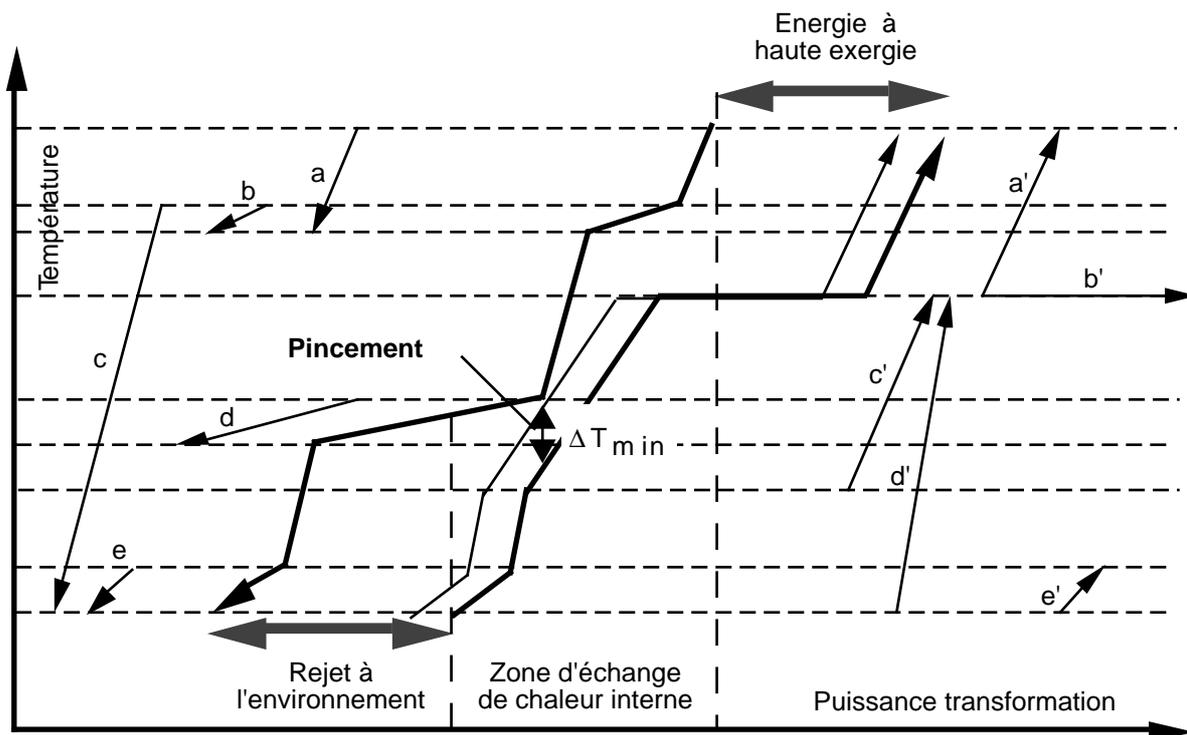


Figure 5: Vecteurs flux et courbes composites dans un diagramme Température - Puissance-transformation.

**Minima des besoins et des rejets**

Le segment de puissance (en abscisse), considéré positivement entre les extrémités inférieures en température des composites chaude et froide, est représentatif de la puissance minimale qu'il est nécessaire d'éliminer à une source externe froide (utilité froide). De façon similaire, le vecteur de puissance, considéré positivement entre les extrémités supérieures en température des composites chaude et froide, représente la puissance minimale qu'il est nécessaire de fournir au site à partir d'une source chaude externe (utilité chaude). On peut ainsi constater que plus on écarte les composites ( $\Delta T_{min}$  croissant), plus la zone d'échange de chaleur interne se réduit, et plus les minima de consommation des utilités augmentent.

**Deux sous-systèmes**

Le pincement global présente la propriété remarquable de séparer le système étudié en deux sous-systèmes distincts :

- le sous-système à droite du pincement qui est caractérisé par un manque d'énergie et que l'on peut qualifier de puits d'énergie-chaleur ;
- le sous-système à gauche du pincement qui est caractérisé par un surplus d'énergie, certes à basse exergie que l'on peut qualifier de source d'énergie-chaleur.

**Eviter tout transfert de chaleur à travers le pincement**

Malheureusement le surplus de chaleur de la source est à un niveau de température trop faible pour alimenter le puits et est en général rejeté au réseau d'eau de refroidissement ou à l'atmosphère. La zone du pincement global étant la zone la plus contraignante du

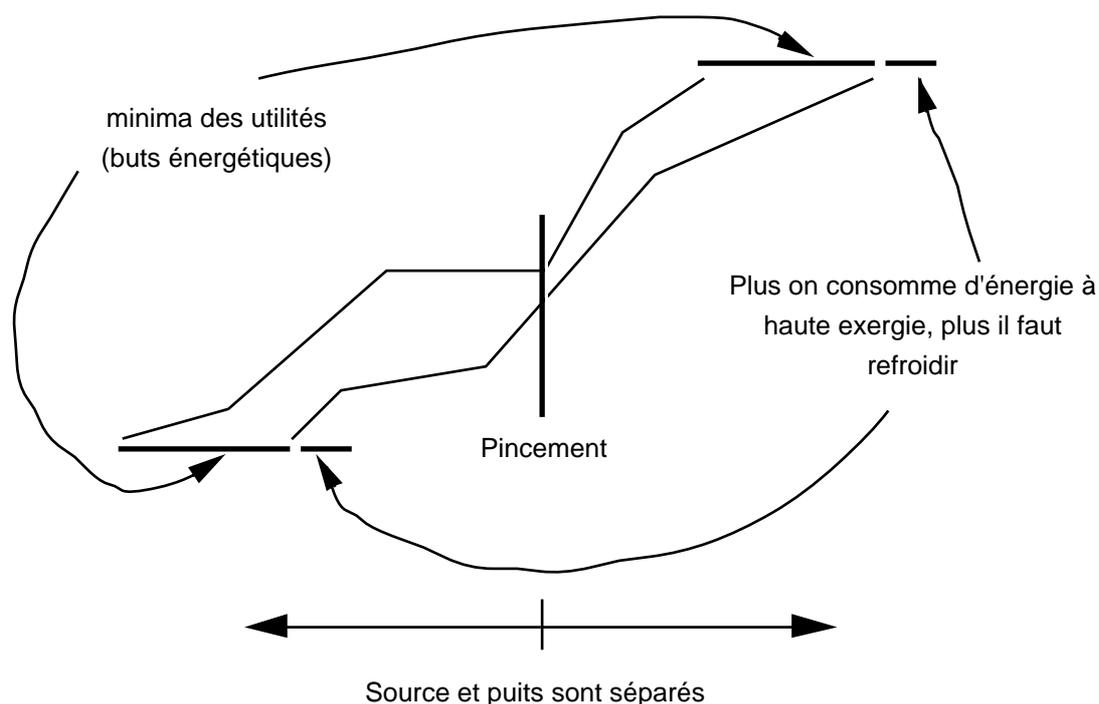


Figure 6: Influence du  $\Delta T_{\min}$  sur les minima de consommations énergétiques.

point de vue du transfert de chaleur interne, il est important d'éviter tout transfert de chaleur entre le puits et la source à travers la zone du pincement. Un tel transfert reviendrait à prélever de l'énergie dans le sous-système qui n'en a déjà pas assez (le puits) pour la transmettre au sous-système qui en a globalement déjà trop (la source).

Comme nous l'avons déjà relevé, le fait d'accroître la différence de température  $\Delta T_{\min}$  au pincement revient à augmenter les besoins énergétiques de chauffage mais aussi de refroidissement. Tout se passe comme si l'énergie supplémentaire reçue de l'utilité chaude était transférée en cascade à travers le pincement, du puits à la source, en devant finalement y être éliminée par l'intermédiaire de l'utilité froide. Cette opération n'est cependant pas purement gratuite car elle contribue à mieux répondre aux besoins de la partie à température élevée des flux de la composite froide, ce qui permet d'améliorer les conditions de transfert à l'étranglement, à savoir, dans la zone du pincement.

A noter que, le pincement global étant choisi, le réseau optimum d'échangeurs sera tel que tous les échangeurs auront un pincement individuel supérieur au  $\Delta T_{\min}$ , sauf pour les échangeurs ayant une sortie ou une entrée à température proche de celle du pincement.

On perçoit déjà un des grands avantages de la méthode du pincement: la détermination aisée des consommations minimales d'un

**Le fait d'accroître  $\Delta T_{\min}$**

**Détermination des consommations d'énergie minimales**

site même complexe et une bonne évaluation de l'écart entre la consommation réelle d'un site existant par exemple et le minimum théorique. Cette comparaison permet en général à l'ingénieur de mieux évaluer les possibilités d'amélioration d'un site. Un écart proportionnellement important est un indicateur clair du potentiel d'économie et des chances de succès d'une étude plus poussée.

### 3.2 Méthode des tableaux

#### A la main, pour un $\Delta T_{\min}$ donné

La méthode des graphes composites a l'avantage de permettre une appréciation graphique excellente du bilan en puissance-chaleur du procédé étudié, y compris des minima énergétiques. C'est également ce type d'approche qu'on retrouve dans les programmes d'ordinateur qui sont commercialisés depuis peu tels que « Advent » (réf. 5).

Cependant, en l'absence d'ordinateur, cette méthode implique un déplacement d'une courbe par rapport à l'autre et requiert soit un grand nombre de dessins successifs soit une approche papier - ciseaux qui, bien que techniquement praticable, peut être encombrante. Linnhoff et Flower (réf. 6) proposent une alternative, la méthode des tableaux, que nous allons décrire en considérant l'exemple de la figure 4b avec 4 flux (2 chauds et 2 froids). Le tableau des flux est donné ci-dessous :

Flux	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{M}_{cp}$ [kW/°C]	$\Delta \dot{H}$ [kW]
A (ch)	90	60	80	2400
B (fr)	40	133	30	-2790
C (ch)	150	40	20	2200
D (fr)	25	100	22	-1650

Table 1: Tableau des flux correspondant à l'exemple de la figure 4b.

Hypothèse de départ :  $\Delta T_{\min} = 15^\circ\text{C}$

#### A plus ou moins $\Delta T_{\min}/2$

Afin de faire manuellement le bilan énergétique des vecteurs flux, la technique des tableaux consiste à établir tout d'abord un deuxième tableau divisé verticalement en intervalles de température. Les bornes de chaque intervalle de température correspondent aux changements de pente de l'une ou l'autre des composites à plus  $\Delta T_{\min}/2$  pour les flux froids et à moins  $\Delta T_{\min}/2$  pour les flux chauds. L'intention de ces dernières règles est de s'assurer que le pincement individuel de chaque échangeur ultérieurement choisi sera au moins égal ou supérieur au  $\Delta T_{\min}$  fixé pour l'ensemble du réseau. La température des flux froids étant exagérée vers le haut et la température des flux chauds vers le bas nous sommes alors assurés de pou-

voir transmettre la chaleur entre les parties de flux correspondant à chaque intervalle. Ainsi donc le flux chaud correspondant au produit A est introduit dans le tableau comme variant de 82.5°C à 52.5°C, le flux froid correspondant au produit B de 47.5°C à 140.5°C, et ainsi de suite pour chacun des vecteurs flux.

Le bilan de puissance au niveau de chaque intervalle du tableau précédent donne soit un surplus de puissance soit un déficit mais jamais les deux à la fois. Les intervalles de température sont numérotés de 1 à  $i$  à partir des températures les plus hautes. Les niveaux de température sont également numérotés de 1 à  $i + 1$  en partant de la température la plus élevée.

Il suffit maintenant d'identifier les flux qui interviennent à chaque intervalle de température et de faire le bilan de puissance-transformation à chaque intervalle qui peut s'écrire comme suit :

$$\Delta \dot{H} = (T_i - T_{i+1}) \left( \sum \dot{M} \bar{c}_{p, ch} - \sum \dot{M} \bar{c}_{p, fr} \right)_i$$

A noter que nous sommes toujours au stade de l'analyse globale du site ou du procédé, avec un ordre de grandeur de précision espéré n'excédant pas 10% et destiné à être amélioré par la suite. Dans ces conditions, la prise en compte d'une chaleur spécifique moyenne pour chaque flux est généralement suffisante.

De par le jeu des pentes des composites le bilan local se traduit, à chaque intervalle de température, par un surplus ou par un déficit d'énergie. Il est intéressant de noter que le surplus de puissance-chaleur au niveau d'un intervalle  $i$  est à une température suffisante pour être transmis à l'intervalle  $i + 1$  qui est au niveau de température immédiatement inférieur. Il n'est par contre pas envisageable de transmettre un déficit d'énergie. Le concepteur devra donc s'arranger pour fournir une quantité d'énergie supplémentaire d'une utilité chaude à un niveau de température au moins supérieur à l'intervalle considéré. Comme nous l'avons vu précédemment, cette énergie complémentaire sera alors transmise en cascade à tous les autres intervalles en aval jusqu'à l'utilité froide. Etant donné que le pincement global  $\Delta T_{min}$  a déjà été pris en compte, le but du concepteur sera d'augmenter la puissance requise des utilités chaudes jusqu'à ce qu'aucun déficit n'apparaisse (figure 7).

La température de pincement est alors mise en évidence et correspond à la température séparant les deux intervalles à échange de chaleur nul.

Les minima de consommation d'utilités chaudes et froides sont également déterminés lorsque la cascade de transfert de chaleur entre intervalles ne comprend plus de valeurs négatives et comporte une valeur nulle.

### Surplus ou déficit

### Bilan d'énergie

### Transfert de haut en bas

### Température de pincement

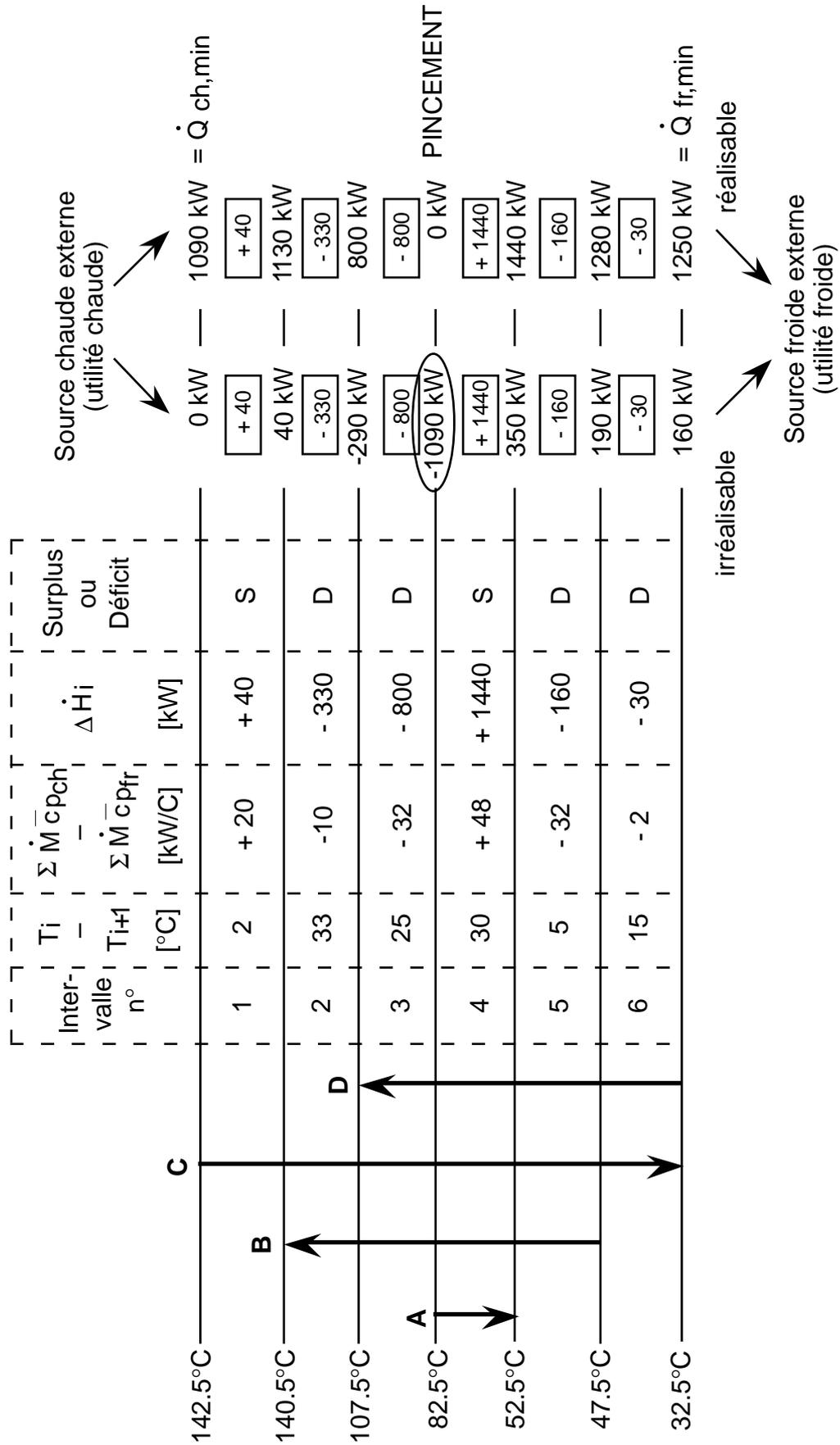


Figure 7: Méthode des tableaux.

Pour les études d'amélioration de sites ce sont ces minima-là qui peuvent être comparés avec la consommation connue du site et permettent de juger de l'intérêt potentiel d'une transformation. Toutes les données nécessaires aux tableaux ci-dessus sont généralement accessibles ou peuvent être extraites des diagrammes d'écoulement. Pour des systèmes trop limités, dans un site donné, il peut quelquefois être difficile de séparer la consommation particulière du système étudié de la consommation globale, auquel cas des mesures peuvent s'avérer nécessaires.

A titre de comparaison, la figure 8 donne la représentation sous forme de composites du cas traité par la méthode des tableaux à la figure 7.

### Comparaison entre les minima de consommation et la consommation réelle

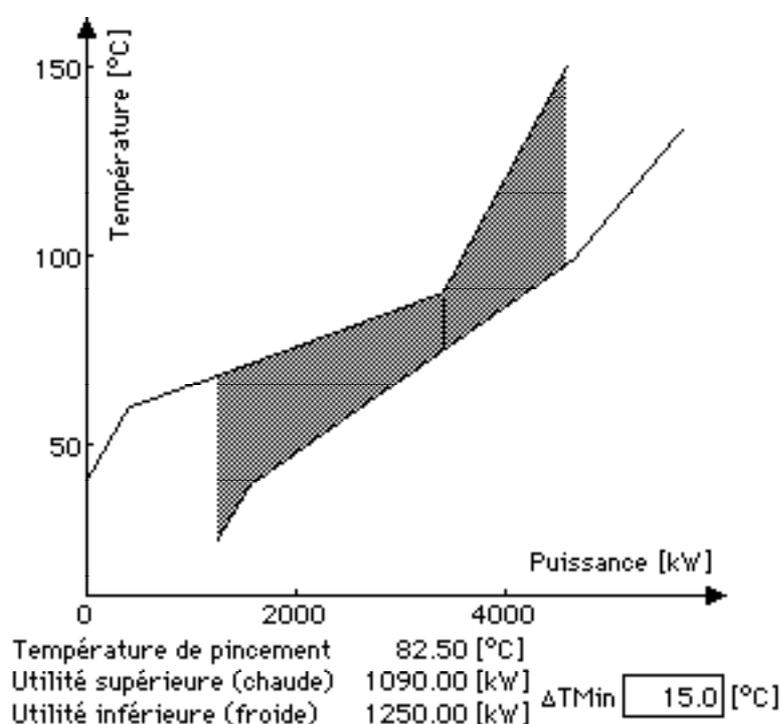


Figure 8: Résultats obtenus par le programme PINCHY (réf. 8).

### 3.3 Cas limite de composites

Considérons l'exemple correspondant au tableau de flux suivant :

#### Exemple particulier

Flux	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{M}c_p$ [kW/°C]	$\dot{\Delta H}$ [kW]
Ch 1	130	45	1.56	132.6
Fr 1	10	130	1.15	138
Fr 2	45	130	0.26	22.1
Fr 3	40	61	2.51	52.71

Table 2: Exemple de flux conduisant à un cas limite de composites.

La méthode des tableaux donne pour un  $\Delta T_{min}$  de 10°C :

Température [°C]	Intervalle n°	T <sub>i</sub> [°C]	T <sub>i+1</sub> [°C]	$\Sigma \dot{M} \bar{c}_{p_{ch}}$ [kW/C]	$\Sigma \dot{M} \bar{c}_{p_{fr}}$ [kW/C]	$\Delta \dot{H}_i$ [kW]	Surplus ou Déficit	Bilan	
								Ch1	Fr2
135°C								0 kW	
125°C	1	10		- 1.41		- 14.1	D	- 14.1 kW	- 14.1
66°C	2	59		+ 0.15		+ 8.85	S	+ 8.85 kW	+ 8.85
50°C	3	16		- 2.36		- 37.76	D	- 5.25 kW	- 37.76
45°C	4	5		- 2.1		- 10.5	D	- 43.01 kW	- 10.5
40°C	5	5		+ 0.41		+ 2.05	S	- 53.51 kW	+ 2.05
15°C	6	25		- 1.15		- 28.75	D	- 51.46 kW	- 28.75
								- 80.21 kW	

Table 3: Tableau de bilans sur les flux de l'exemple de la table 2.

**Situation anormale**

Le tableau des bilans semble indiquer le pincement global à l'extrémité inférieure de l'échelle des températures (15°C) et des composites. Dans cette gamme de température, la composite chaude n'est plus présente puisqu'elle se termine à 35°C. Il ne peut y avoir contact entre les composites et il s'agit d'un pincement externe fictif mais qui a le mérite de rendre attentif à une situation anormale.

**Point singulier**

La raison de cette anomalie est liée au fait que la limite inférieure de la composite chaude correspond à un point singulier. En déplaçant la composite froide de la droite vers la gauche à la recherche du pincement optimal, on obtient une valeur d'environ 27°C, à partir de laquelle la puissance de l'utilité froide reste nulle et la puissance de l'utilité chaude reste stationnaire, malgré le fait que le pincement global diminue. Comme le montre la figure 9, la quantité d'énergie d'utilité chaude économisée au niveau supérieur de température doit être fournie au niveau inférieur.

**Remarques:**

Pour  $\Delta T_{min} \leq 27^\circ C$ ,  $\dot{Q}_{ch, min} = 80.21 \text{ kW}$ .

La réduction de  $\Delta T_{min}$  n'apporte rien (à moins qu'une autre source de chaleur à basse température n'existe). Il y a un accroissement du nombre d'échangeurs.

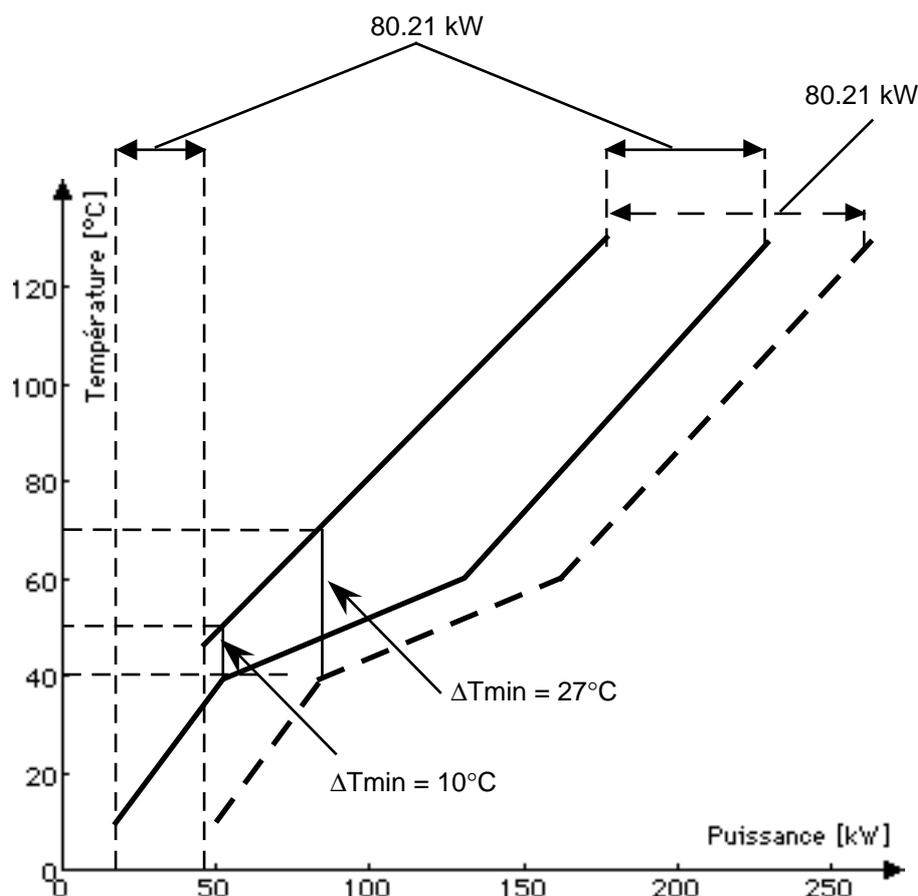


Figure 9: Cas limite de composites relatives aux flux de la table 2.

La présence d'un pincement fictif lors du calcul effectué à la table 3, illustre le fait qu'avec un  $\Delta T_{\min}$  de  $10^{\circ}\text{C}$ , le réseau doit comporter un échangeur d'utilité chaude au-dessous de la température de pincement réelle. Un tel réseau est déconseillé car le pincement réduit par rapport au cas optimum ( $\Delta T_{\min} = 27^{\circ}\text{C}$ ) ne fait qu'augmenter la surface nécessaire pour les échangeurs sans diminuer la consommation d'utilité chaude. A l'extrême elle pourrait être utilisée pour mettre en valeur un résidu d'énergie chaleur à basse température. Cependant si un tel résidu existe, il aurait dû être pris en compte dans les flux au moment de l'établissement des composites.

**A déconseiller**

### 3.4 Courbes composites et pertes exergetiques

Il est intéressant de noter que si on place les composites non pas dans un diagramme  $(T, \Delta H)$  mais dans un diagramme

$$\left(1 - \frac{T_a}{T}, \Delta \dot{H}\right), 1 - \frac{T_a}{T}$$

étant appelé le facteur de Carnot, les surfaces sous les courbes représentent les copuissances-chaleur (exergie-chaleur) et la surface entre les courbes composites dans la zone d'échange correspond aux pertes exergetiques de transfert de chaleur interne (figure 10).

**Représentation des pertes exergetiques**

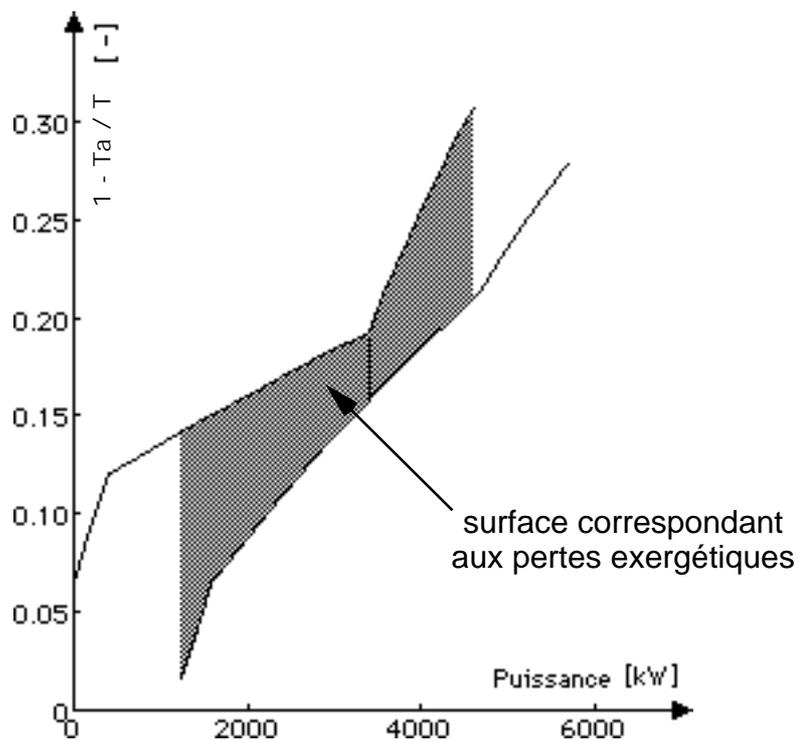


Figure 10: Représentation des pertes exergetiques de transfert de chaleur interne.

#### 4. INTERPRÉTATION DU PINCEMENT ET DES MINIMA ÉNERGÉTIQUES

##### Une indication précieuse

Le tableau de la figure 7 ou le diagramme des composites de la figure 8 nous indiquent que les minima énergétiques pour l'exemple choisi avec un pincement global de 15°C sont de 1090 kW à fournir à l'utilité chaude et de 1250 kW à éliminer à la source froide. Ces grandeurs sont largement inférieures aux consommations du site réel représenté à la figure 4a qui étaient respectivement de 1620 et 1780 kW. Cette indication est précieuse et constitue une motivation pour le concepteur qui sait alors précisément dans quel cadre il évolue. En d'autres termes, le sommet de la pyramide de représentation des solutions possibles est maintenant identifié.

##### Une analyse pour chaque site

Il va sans dire que les conclusions concernant la température de pincement, les minima énergétiques et le réseau d'échange optimal qui en découlent sont strictement liés au système considéré. Chaque extension ou contraction de l'angle d'analyse nécessite une nouvelle procédure, sans quoi les résultats peuvent être erronés. Dans le cas d'adjonction d'un nouveau procédé sur un site existant, il y a souvent lieu de faire l'analyse trois fois, à savoir :

- pour le site existant ;
- pour le nouveau procédé considéré isolément ;
- pour l'ensemble des deux.

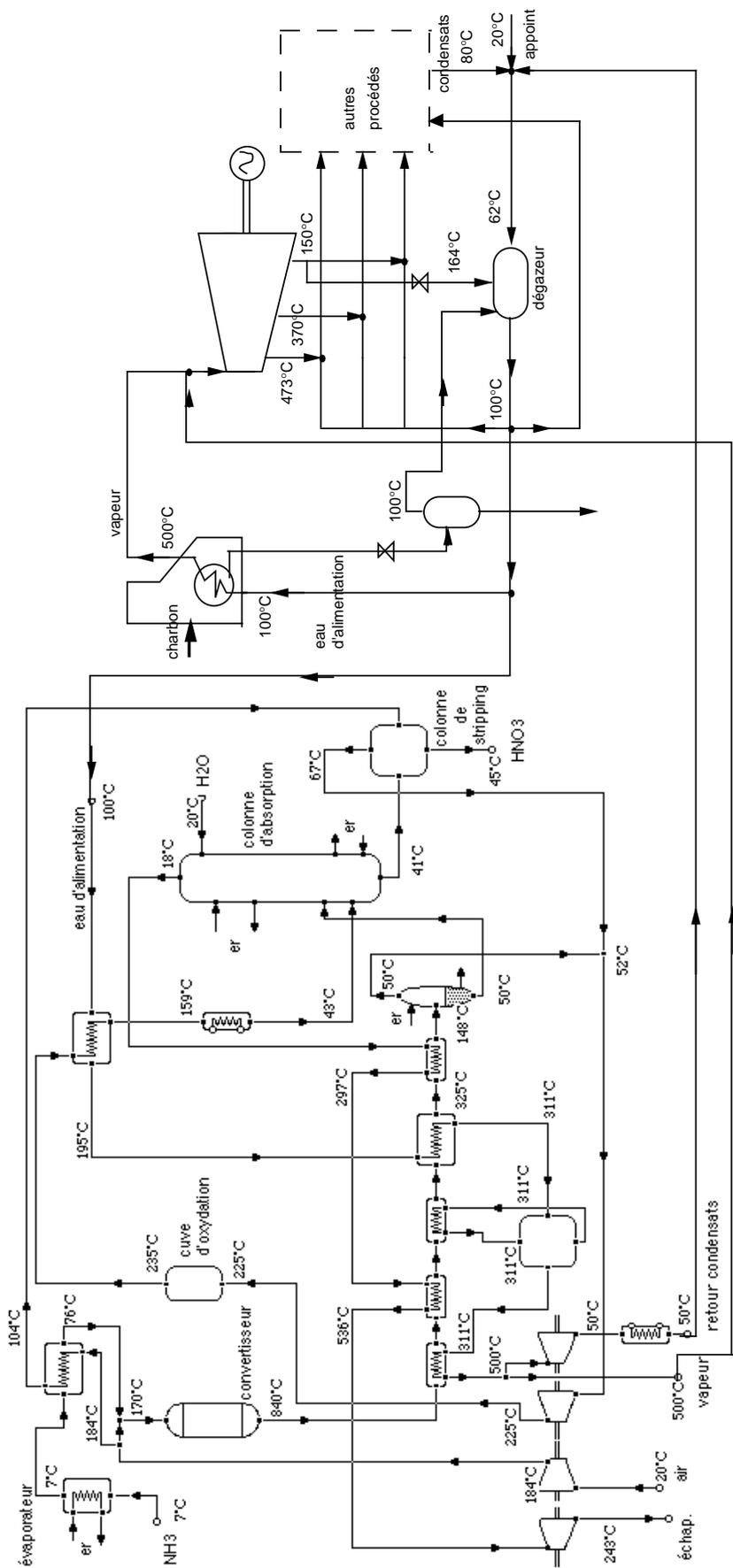


Figure 11: Installation de production d'acide nitrique (fig. 3a) intégrée à un site existant (réf. 4).

**Contrôler les perspectives d'intégration**

Une telle analyse permet de contrôler les perspectives d'intégration optimale dans le site industriel, ce d'autant que le nouveau procédé peut parfois déséquilibrer l'offre et la demande des principaux réseaux du site (électricité, réseaux de vapeur, de froid, etc.) et remettre en question des choix antérieurs concernant des unités de cogénération par exemple. La figure 11 montre l'unité de production d'acide nitrique (figure 3) intégrée à un site existant et la figure 12 montre les diagrammes de composites de chaque cas. La différence est aisément perceptible et modifie considérablement l'approche ultérieure.

**Composites de l'exemple de la figure 11**

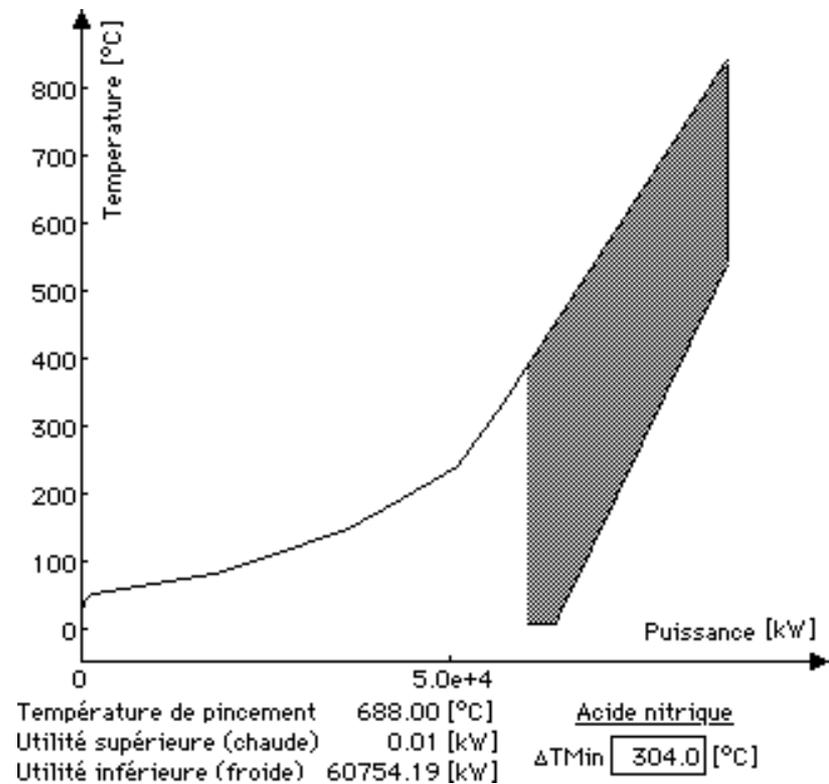


Figure 12a: Composites de l'installation d'acide nitrique seule.

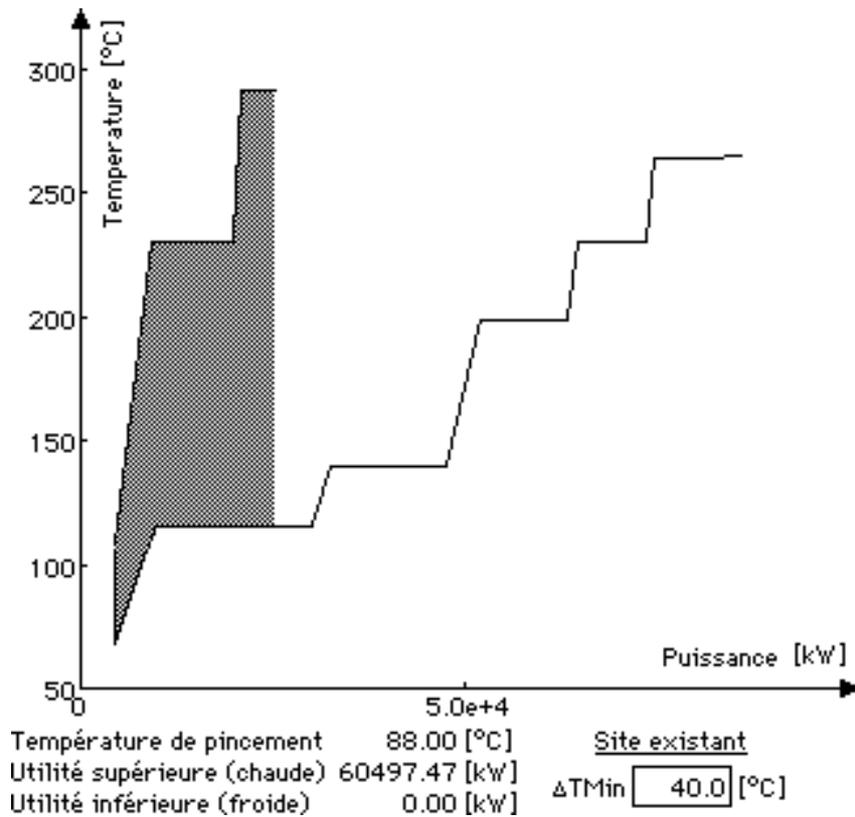


Figure 12b: Composites du site existant.

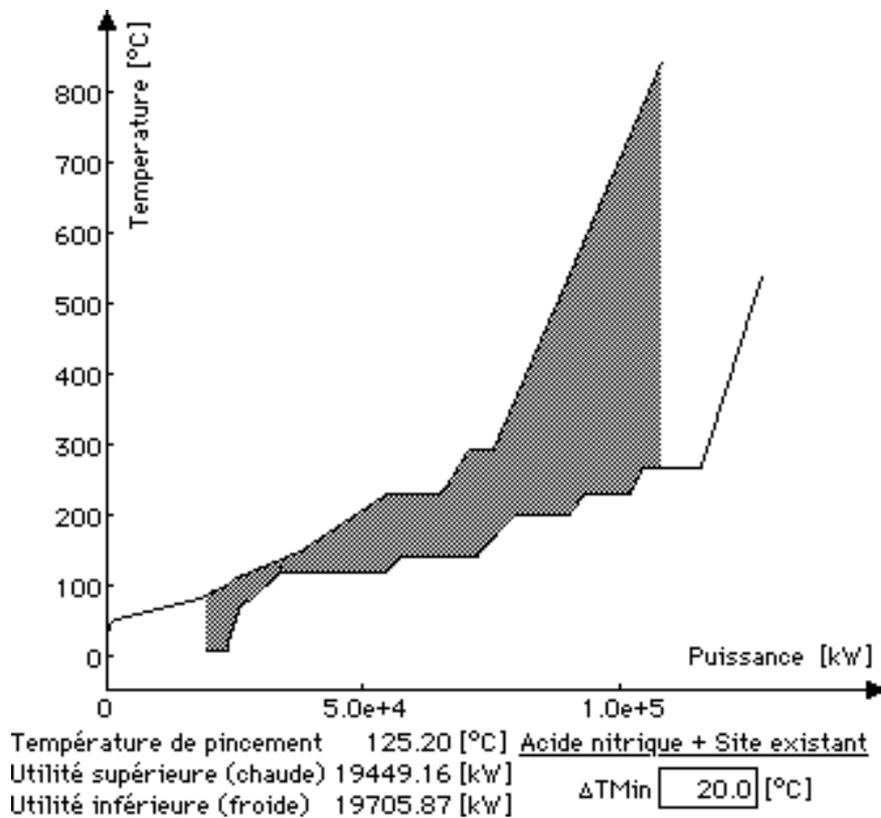


Figure 12c: Composites acide nitrique + site existant

## 5. CONCEPTION D'UN RÉSEAU D'ÉCHANGEURS OPTIMAL

### Trois règles fondamentales

Comme nous l'avons vu, le pincement sépare le système en deux sous-systèmes distincts. Le sous-système de droite (puits) ne nécessite en principe qu'un apport de chauffage et le sous-système de gauche ne nécessite en principe que des possibilités de refroidissement. Les deux sous-systèmes peuvent donc être considérés comme thermodynamiquement distincts et on peut énoncer les règles suivantes :

- ne pas transmettre d'énergie-chaleur à travers le pincement;
- ne pas avoir recours à un refroidissement externe au-dessus du pincement ;
- ne pas avoir recours à un chauffage externe au-dessous du pincement.

Ces deux dernières règles impliquent que le réseau d'échangeurs doit être conçu de telle sorte que les différents flux de part et d'autre du pincement doivent être amenés aux conditions de température exactes du pincement. Cela signifie que l'on doit commencer la conception du réseau d'échangeurs à partir du pincement.

### Exemple de la table 1

Revenons à l'exemple de la table 1. Nous avons déterminé le pincement à 82.5°C, ce qui correspond à 75°C pour les flux froids et 90°C pour les flux chauds ( $\Delta T_{min} = 15^\circ C$ ). Il est commode de représenter les flux et le réseau à créer dans le diagramme linéaire ci-dessous :

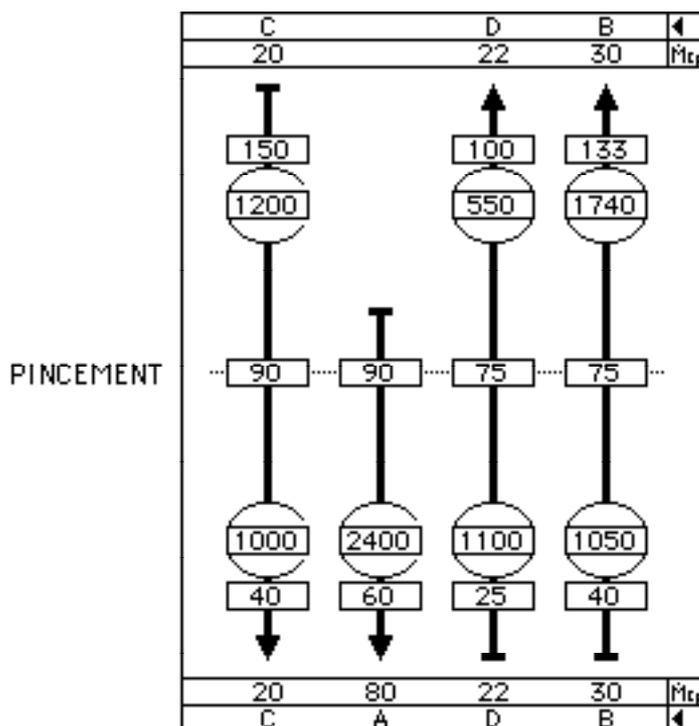


Figure 13: Diagramme de représentation des flux et échangeurs d'utilités.

Le diagramme est organisé selon l'échelle verticale des températures avec une ligne intermédiaire horizontale qui situe la température de pincement global. Les températures d'entrée, désirées au pincement, et de sortie sont mentionnées dans les rectangles superposés aux vecteurs flux. Les cercles représentent les échangeurs d'utilités externes qui sont placés à priori et rappellent les puissances énergétiques en jeu pour chacune des zones (puits ou source).

**Schématisation d'un réseau d'échangeurs**

**5.1 Réseau supérieur au pincement (puits)**

La règle de conception recommande de partir du pincement pour placer les échangeurs de chaleur. Toutefois, pour que les échangeurs que l'on introduit soient viables, il est impératif que les flux considérés, représentés dans le diagramme température - puissance, aient tendance à s'écarter à partir du pincement. Cette condition est respectée si la pente du vecteur représentant le flux chaud est plus prononcée que la pente du vecteur du flux froid. Or la pente de chaque vecteur flux est directement liée à sa capacité thermique et correspond à :

$$\frac{dT}{dH} = \frac{1}{\dot{M}c_p}$$

D'où la condition nécessaire pour placer le premier échangeur de la source situé immédiatement **au-dessus du pincement** :

$$\dot{M}_{c_p, \text{chaud}} \leq \dot{M}_{c_p, \text{froid}}$$

**Placer les échangeurs à partir du pincement**

**A vérifier pour les échangeurs immédiatement au-dessus du pincement**

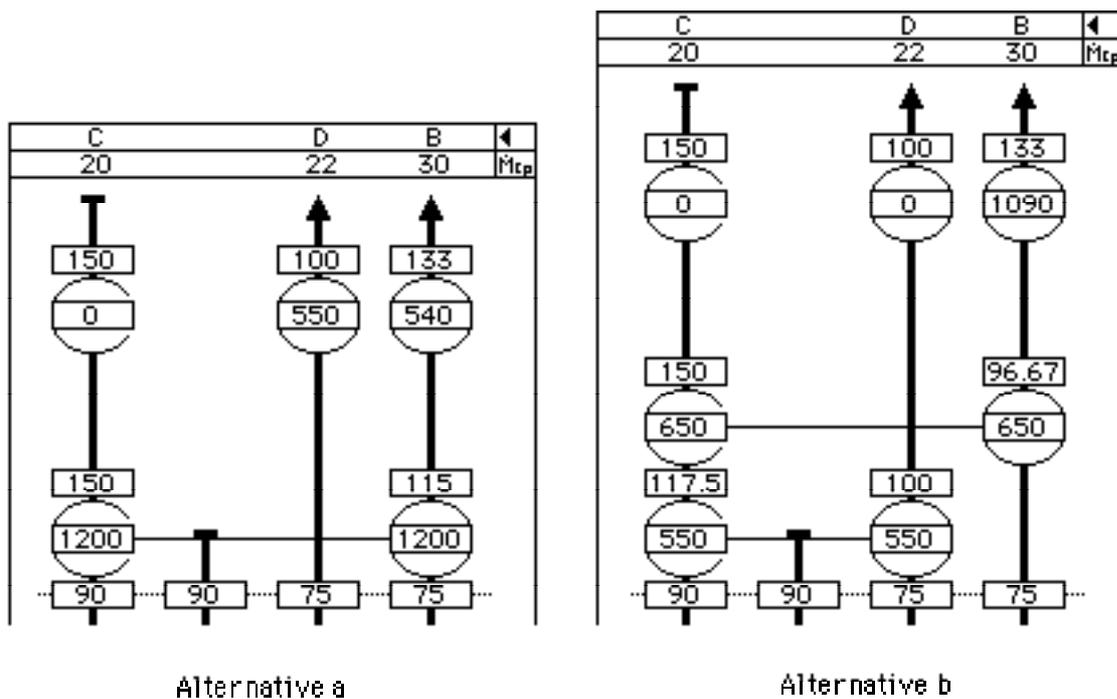


Figure 14: Alternatives de réseaux à consommation d'énergie minimum pour la zone puits.

Dans le cas présent il n'y a pas de problème car la capacité thermique du flux chaud est inférieure à celle des deux flux froids et nous avons la liberté de placer le premier échangeur soit entre C et B, soit entre C et D.

Une recommandation, **lors du placement des échangeurs**, est de **maximiser leur puissance de façon, si possible, à satisfaire complètement un des flux** ce qui permet de l'éliminer des considérations ultérieures et de minimiser le nombre d'échangeurs.

**Alternative a** Dans le cas de la première alternative (figure 14a) la puissance totale disponible au-dessus du pincement dans le flux C peut être transmise au flux B. Le réseau pour cette zone puits est tout naturellement complété par deux échangeurs d'utilité chaude, l'un de 550 kW et l'autre de 540 kW.

**Alternative b** La deuxième alternative (figure 14b) consiste à placer tout d'abord un échangeur entre C et D en maximisant la charge possible qui est ici limitée par la puissance requise par le flux D (550 kW). Ensuite un deuxième échangeur interne peut être placé entre C et B, cette fois avec une puissance propre à transmettre toute la puissance restante du flux C en amont du premier échangeur (650 kW). Le solde nécessaire au flux B (1090 kW) est comblé à l'aide d'une unité d'échangeur d'utilité chaude. La puissance d'utilité chaude étant la même, seules des considérations économiques liées aux distances en jeu, aux conditions opérationnelles ainsi qu'aux matériaux et coefficients de transfert de chaleur locaux permettent de choisir entre ces deux alternatives.

## 5.2 Réseau inférieur au pincement (source)

**A vérifier pour les échangeurs immédiatement au-dessous du pincement**

La condition d'écartement des vecteurs flux pour les échangeurs à disposer immédiatement en aval du pincement conduit à l'expression symétrique valable **au-dessous du pincement** :

$$\dot{M}_{c_p, \text{chaud}} \geq \dot{M}_{c_p, \text{froid}}$$

Dans l'exemple ci-dessus, cette condition pose problème puisque tous les flux chauds n'ont pas une capacité thermique suffisante pour réaliser sans autre un réseau à consommation d'énergie minimum, c'est-à-dire ne faisant pas intervenir d'utilité chaude sous le pincement.

**Dédoubler un flux**

Il existe cependant une possibilité de modifier la capacité thermique de chaque flux en divisant les débits par l'introduction de dédoublements soit de flux froids, soit de flux chauds. La figure 15 documente deux alternatives de réseaux faisant appel à cette technique.

**Alternative a** Dans la première alternative (figure 15a), la condition des capacités thermiques n'étant pas vérifiée pour le flux C qui est la plus faible, on commence par dédoubler un des flux froids, par exemple

B en B1 et B2, de telle sorte que B1 (ou B2) ait une capacité thermique inférieure ou au plus égale à celle de C. Pour fixer les idées, nous admettrons que B1 aura la même capacité thermique que C ( $20 \text{ kW}/^\circ\text{C}$ ), ce qui nécessite  $700 \text{ kW}$  pour le satisfaire à l'aide d'un premier échangeur (entre C et B1). Le problème est maintenant qu'il n'y a plus qu'un flux chaud pour satisfaire deux flux froids (A et B2) au niveau du pincement. Cette situation nécessite un deuxième dédoublement, mais du flux chaud (A) cette fois. C'est alors seulement que nous pouvons librement compléter le réseau :

- en plaçant un deuxième échangeur de  $1100 \text{ kW}$  entre A2 et D ;
- un troisième échangeur de  $350 \text{ kW}$  entre A1 et B2 ;
- un premier échangeur d'utilité froide de  $950 \text{ kW}$  pour satisfaire A1 ;
- un deuxième échangeur d'utilité froide de  $300 \text{ kW}$  pour satisfaire C.

La deuxième alternative (figure 15b) part de la constatation évidente que la puissance du flux A est largement suffisante pour satisfaire D et B et qu'il suffit alors d'un seul dédoublement (de A) pour réaliser le réseau désiré. Un premier échangeur de  $1050 \text{ kW}$  est placé entre A2 et B avec une capacité thermique de A2 de  $35 \text{ (kW}/^\circ\text{C)}$  qui est supérieure à la capacité thermique de B ( $30 \text{ kW}/^\circ\text{C}$ ) tout en permettant d'accorder les puissances de B et de A2. Le réseau est ensuite complété par :

- un échangeur de  $1100 \text{ kW}$  entre A1 et D ;
- un échangeur d'utilité froide de  $250 \text{ kW}$  sur A1 ;
- un second échangeur d'utilité froide de  $1000 \text{ kW}$  sur C.

### **Alternative b**

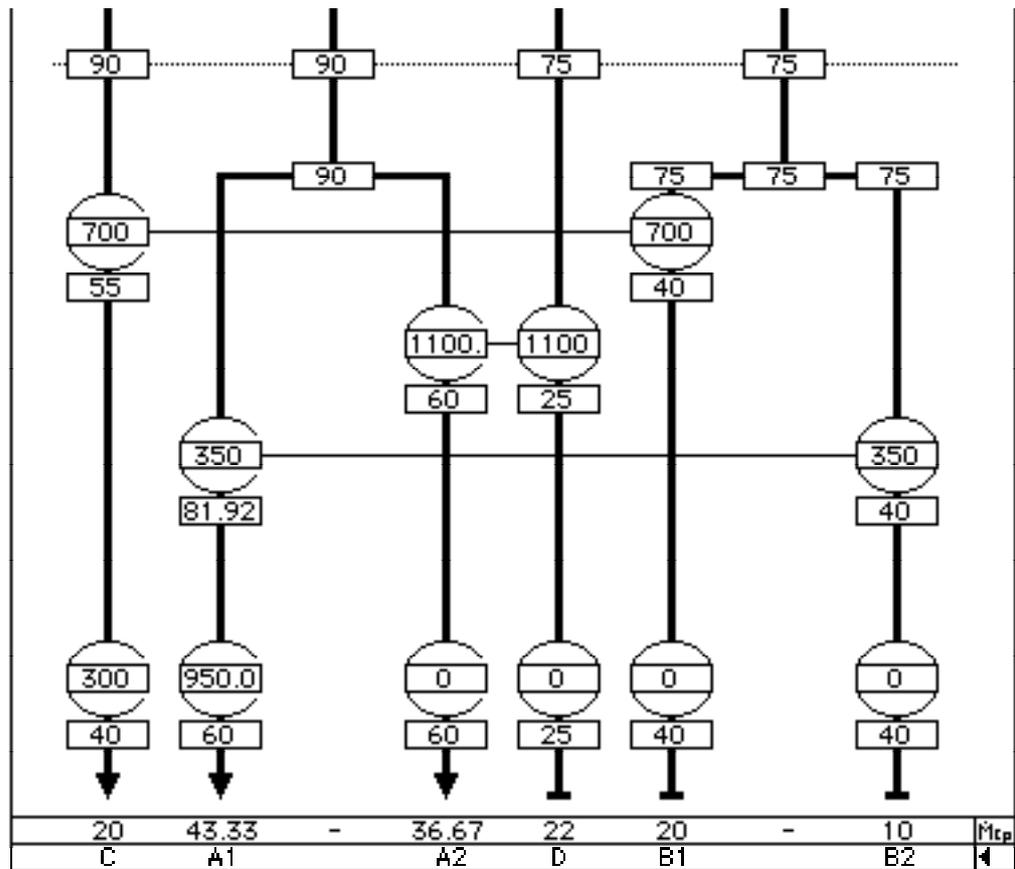


Figure 15a: Première alternative de réseau à consommation d'énergie minimum pour la zone source.

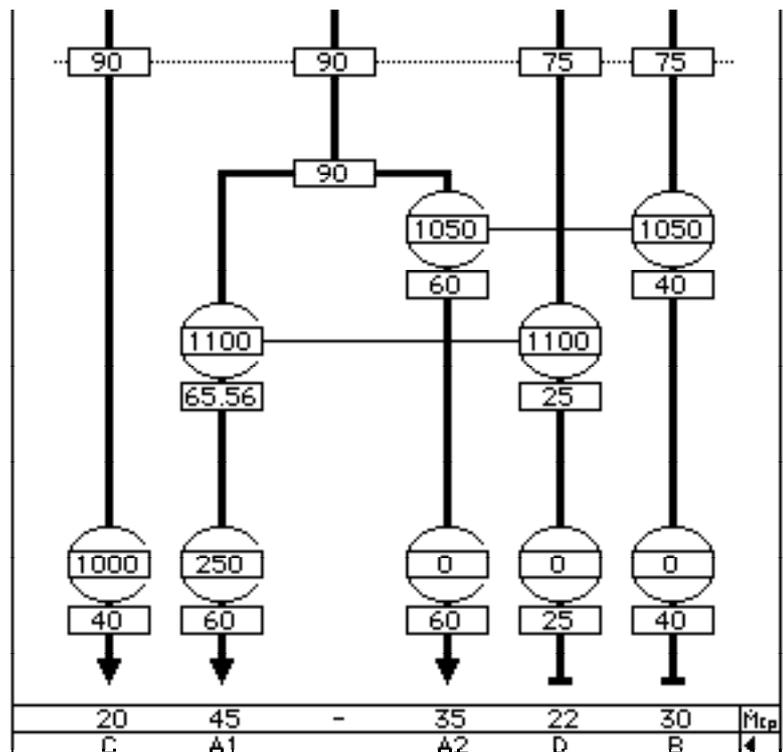


Figure 15b: Deuxième alternative de réseau à consommation d'énergie minimum pour la zone source.

### 5.3 Equilibre entre consommation d'énergie et investissement

Les alternatives de réseaux des figures 14 et 15 et leur combinaison représentent toutes des réseaux à consommation d'énergie minimum, ou plutôt, ce qui revient au même, des réseaux à utilisation minimum des utilités. Cependant l'alternative 15a pour la source met en jeu plus d'échangeurs. Or, en règle générale, le nombre de composants thermiques va avoir une répercussion directe sur le coût d'investissement. Il y a donc lieu non seulement de se satisfaire d'une solution de réseau à énergie minimum mais également de distinguer parmi les solutions celle qui conduit à l'investissement minimum, donc au plus faible nombre d'échangeurs. Existe-t-il un moyen de connaître le nombre minimum d'échangeurs possible pour un système donné ?

#### Sous-systèmes

Analysons les exemples cités et considérons tout d'abord le réseau puits 14b. Il comporte deux échangeurs internes et un échangeur externe (d'utilité) pour un ensemble de trois flux internes et un flux externe. Le réseau ainsi créé correspond à la règle formulée par Hohmann (1971), qui dit que le nombre minimum d'échangeurs correspond au nombre total des flux diminué de un. Dans notre exemple, nous avons bien trois échangeurs pour un total de quatre flux.

Il n'en va pas de même pour le réseau 14a qui comporte les mêmes trois échangeurs mais pour un total de cinq flux étant donné la nécessité d'une utilité complémentaire. La raison principale est la présence de sous-systèmes pour lesquels la même règle devrait être vérifiée. On entend par sous-système un ensemble de flux chauds, d'utilités chaudes, de flux froids et d'utilités froides qui sont intégralement satisfaits en ayant un bilan énergétique parfaitement équilibré. Ceci revient à dire que les dits flux peuvent être sortis de l'ensemble et former un système énergétique pour eux-mêmes. Il va sans dire que le groupe des flux restants constitue également un sous-système. L'identification des sous-systèmes est facilitée par la représentation de la figure 16 qui consiste à représenter le réseau sous forme de graphes planaires<sup>1</sup> (ex : projection dans le plan d'un tétraèdre sans visualiser les côtés cachés) où :

- chaque flux correspond à un sommet et,
- chaque échangeur à une arête.

Ce type de graphe permet de comparer les charges et de repérer des groupements ayant un bilan énergétique équilibré comme les sous-

**Quel est le nombre minimum d'échangeurs ?**

**Le nombre de flux -1**

**Pour chaque sous-système**

**Représentation graphique**

<sup>1</sup> Rigoureusement un graphe planaire est un graphe qui peut être tracé dans un plan de telle sorte que ses arêtes ne se coupent pas en d'autres points que ses sommets (réf. 12)

systèmes de l'alternative 14a qui sont mis en évidence à la figure 16. La même procédure peut être adoptée pour les réseaux de la source ou pour les réseaux combinés représentant l'ensemble du système constitué par le puits et la source.

La représentation sous forme de graphe planaire met particulièrement bien en évidence les sous-systèmes :

- chaque sous-système correspond à un graphe connexe.

Un graphe connexe est un groupe indépendant de sommets reliés par des arêtes.

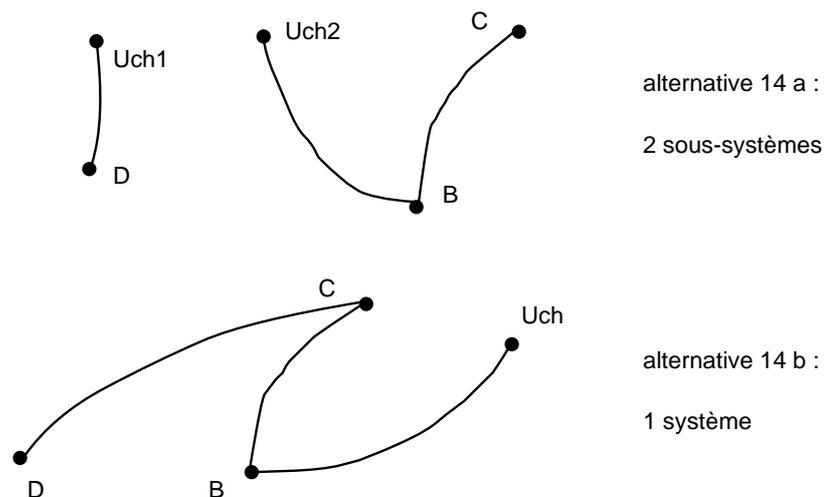


Figure 16: Recherche des sous-systèmes énergétiques.

Pour l'alternative 14a, on considère deux flux d'utilité chaude distincts (Uch1 et Uch2). Le graphe planaire est alors composé de deux sous-systèmes (le sous système 1 d'une puissance de 550 kW et le sous-système 2 d'une puissance de 1740 kW).

Le graphe planaire de l'alternative 14b ne comporte qu'un seul graphe connexe, il n'existe donc pas de sous-systèmes (un seul système).

### Trajectoires de relaxation

#### Identifier les trajectoires de relaxation

La figure 17 représente le réseau global constitué des alternatives 14b et 15b et permet de constater qu'il n'existe pas de sous-système.

Le réseau englobant le système complet est constitué de quatre échangeurs internes et de trois échangeurs d'utilités, soit sept échangeurs pour un total de sept flux (on ne considère pas les dédoublements dans ce type de comptabilité). Par rapport à la règle de Hohmann nous avons donc un échangeur de trop comparé au minimum possible. Cet échangeur supplémentaire est, en quelque sorte, un élément du prix à payer pour maintenir le pincement minimum voulu dans la zone d'échange la plus contrainte du système.

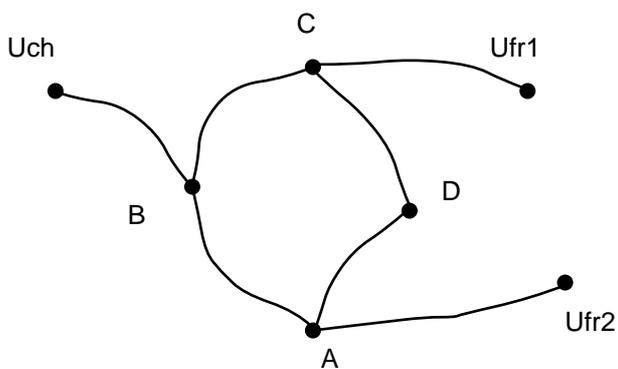
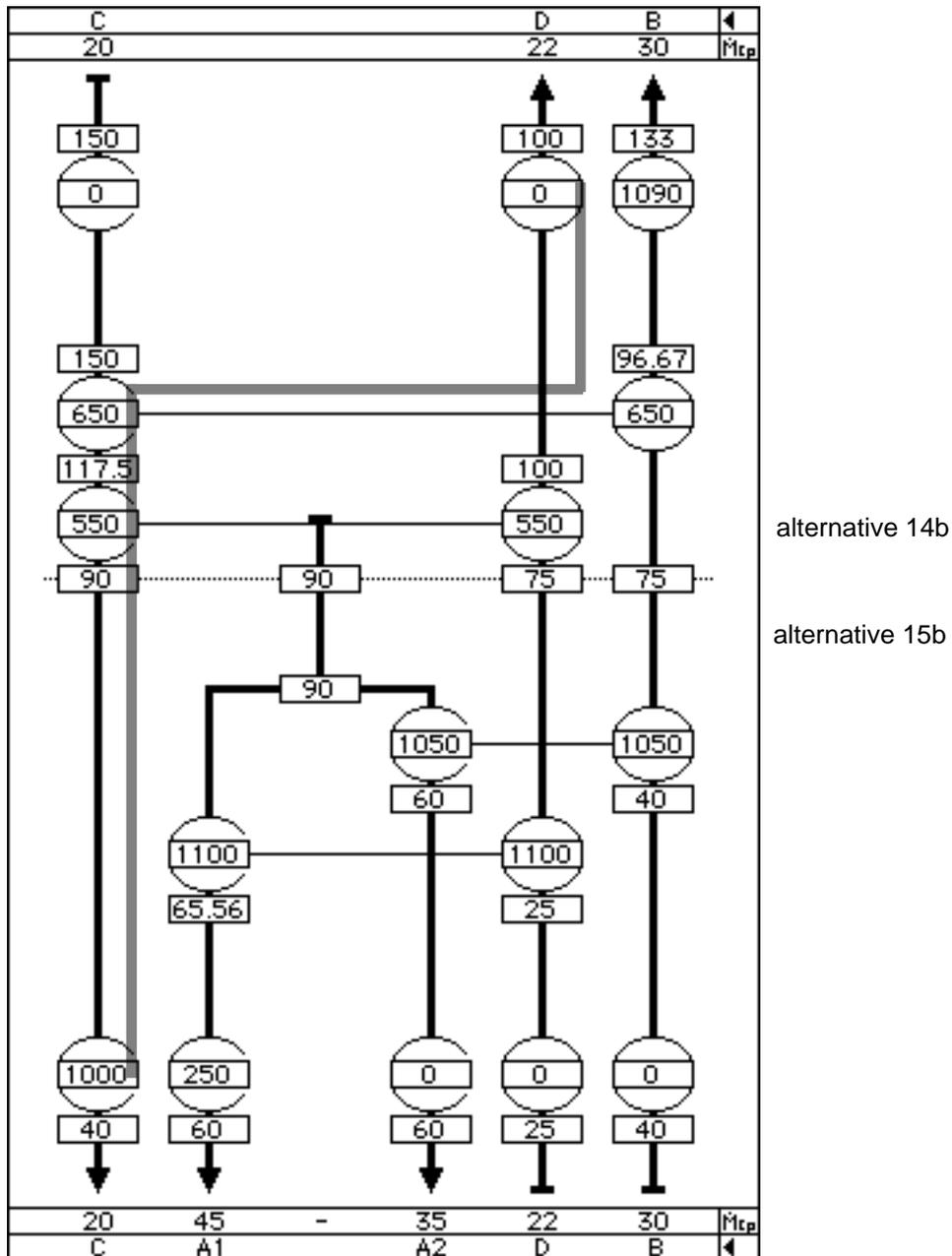


Figure 17: Système complet (alternatives 14 b et 15b).

### **Accepter une consommation d'énergie supplémentaire**

En fait, il est possible de réduire effectivement le nombre d'échangeurs mais au prix d'une consommation énergétique supplémentaire. Il convient pour cela d'identifier une trajectoire de relaxation, c'est-à-dire d'établir une liaison énergétique en suivant des flux et des échangeurs entre une utilité chaude et une utilité froide. Cette liaison décrit alors la trajectoire de l'énergie supplémentaire fournie qui, comme nous l'avons vu, doit être transférée par cascade à travers le réseau et à travers le pincement jusqu'à l'utilité froide. Dans l'exemple de la figure 17, une trajectoire possible part de l'échangeur d'utilité chaude dont la puissance non modifiée est de 1090 kW, passe par l'échangeur de 650 kW jusqu'au flux C, puis rejoint l'échangeur d'utilité froide dont la puissance non modifiée est de 1000 kW. Il est possible d'accroître la puissance fournie par l'utilité chaude d'une puissance  $w$ , que l'on peut donc retrancher de l'échangeur de 650 kW et ce jusqu'à concurrence de 650 kW tout en satisfaisant toujours les besoins du flux B. Le flux C se retrouve alors avec un surplus d'énergie qui va transiter jusqu'à l'utilité froide dont la puissance de refroidissement devra être augmentée en conséquence. A noter que cette opération revient à accroître la différence de température entre le flux C en aval de l'échangeur et les autres flux. A la limite si  $w = 650$  kW, l'échangeur peut être supprimé et nous obtenons un réseau à six échangeurs seulement mais une consommation d'utilité chaude portée à 1740 kW et à 1900 kW pour la somme des utilités froides. Ce dernier réseau respecte la règle de Hohmann modifiée mais n'est pas intéressant car il se traduit par un accroissement des puissances d'utilités par rapport au réseau initial. Dans ces cas-là, il peut être judicieux de poursuivre les investigations en remettant en cause les décisions initiales qui conduisirent à la création de dédoublements au niveau de la source.

### **Ou accepter un pincement inférieur à $\Delta T_{min}$**

Reprenons la partie source du système étudié. La règle des capacités thermiques nous empêchait d'utiliser le potentiel du flux C dont la capacité thermique est inférieure à celle des autres flux. Toutefois, les capacités thermiques de C et D sont suffisamment proches pour nous permettre d'envisager une légère correction du réseau par infraction à la règle du non transfert de chaleur à travers le pincement. Si nous plaçons les échangeurs en faisant abstraction de la règle des capacités thermiques pour l'échangeur entre C et D, nous obtenons le réseau de la figure 18. Cette modification permet la diminution du nombre total d'échangeurs d'une unité (utilité froide). Toutefois le pincement minimum optimal ( $15^\circ\text{C}$ ) n'est plus respecté pour l'échangeur entre C et D où le pincement est réduit à  $10.45^\circ\text{C}$ . Une réduction de cet ordre peut parfois exceptionnellement être tolérée car l'échangeur reste viable. Si on ne peut tolérer cette diminution de pincement, il faut envisager de transférer de l'énergie complémentaire à travers le pincement par l'intermédiaire du flux C afin de relever son niveau de température. Ceci implique, par exemple, une réduction de la puissance transférée du flux C au flux B par l'échangeur de 650 kW. Un déficit existe alors sur le flux B qui doit être compensé par un apport complémentaire d'utilité chaude, énergie complémentaire qui devra transiter jusqu'à

l'utilité froide le long de la trajectoire de relaxation indiquée sur la figure 18a. Cependant, avant de calculer la puissance supplémentaire nécessaire, analysons le réseau tel qu'il se présente. Il comporte six flux et sept échangeurs. Ce surnombre d'échangeurs nous amène à introduire une nouvelle notion, appelée boucle de réseau.

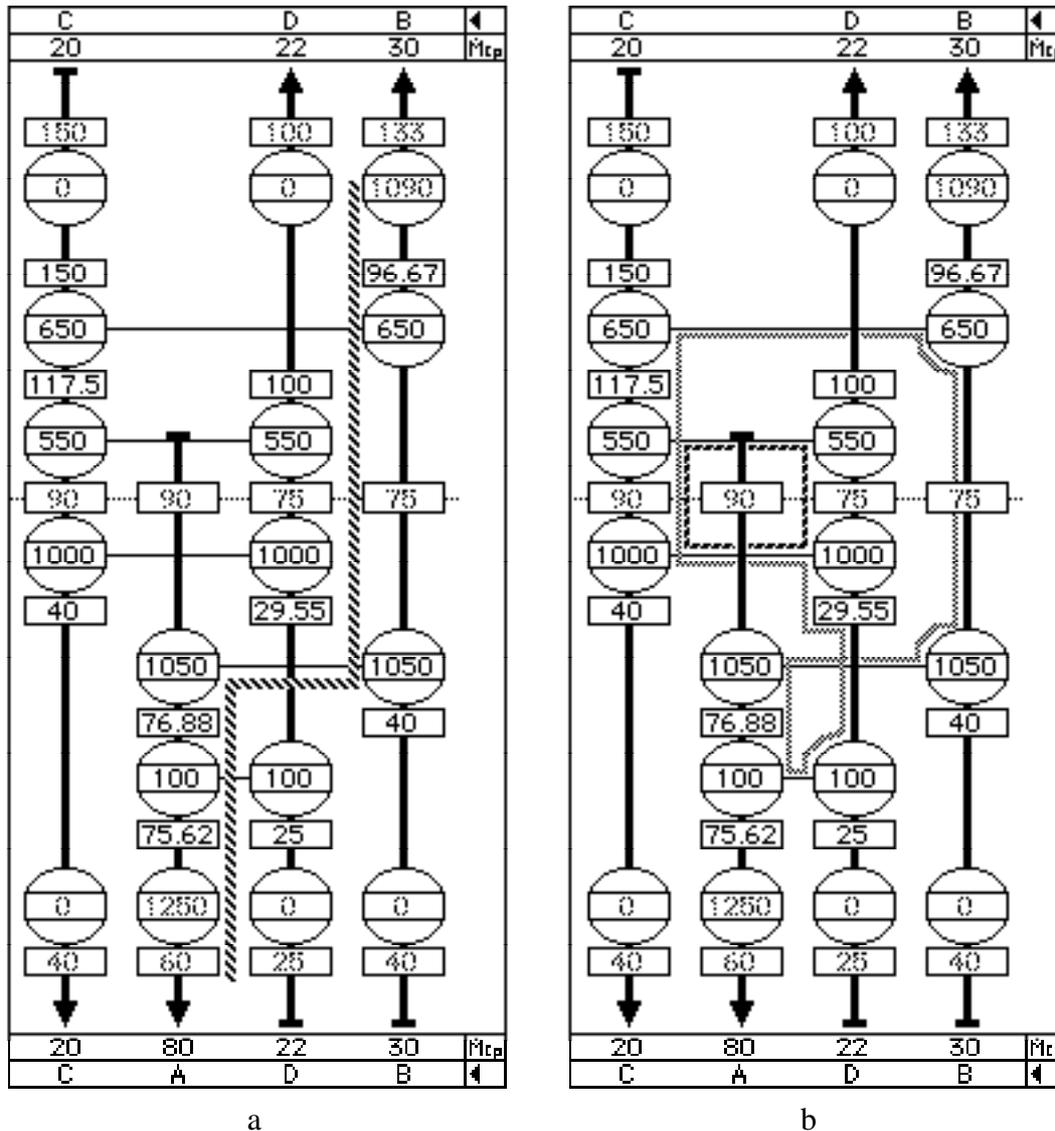


Figure 18: Nouveau réseau sans dédoublement au niveau de la source.

### Boucles de réseau

Une boucle correspond à une interdépendance mathématique et énergétique dans le cadre d'un groupe d'échangeurs qui reflète une certaine redondance. Une boucle peut être identifiée graphiquement chaque fois qu'en suivant de façon continue un flux puis un échangeur puis un flux, puis un échangeur et ainsi de suite, on peut revenir à son point de départ. Le réseau précédent comporte deux boucles qui sont mises en évidence à la figure 18b. La première est très simple et peut être parcourue à partir du flux C en passant sur

### Identifier les boucles d'échangeurs

le flux D par un des échangeurs et en revenant par l'autre. La seconde est plus complexe et met en jeu tous les flux internes et quatre échangeurs.

Une boucle implique que l'on peut modifier une des puissances d'échangeur d'une puissance  $b$  et répercuter cette modification sur les autres échangeurs de la boucle de façon alternative et propre à maintenir le bilan global en satisfaisant tous les flux.

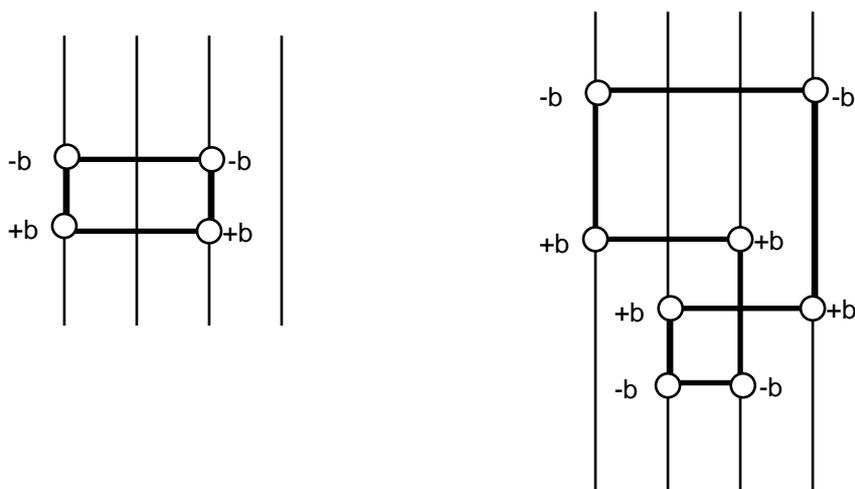


Figure 19: Schématisation de la marge de répartition d'énergie entre échangeurs de boucles.

**Relaxer les boucles** L'altération des puissances selon le schéma ci-dessus n'est cependant pas sans incidence sur les pincements individuels des échangeurs qui, non seulement ne sont plus tous supérieurs ou égaux au pincement global, mais peuvent devenir impossibles. A la limite  $b$  peut prendre la valeur de la puissance d'un des échangeurs de façon à l'éliminer complètement et à réduire ainsi l'investissement. On parle alors de **relaxation de boucle** et on s'occupe, en priorité, des échangeurs de faible puissance. Il y a donc une relation directe entre le nombre d'échangeurs susceptibles d'être éliminés par relaxation et le nombre de boucles relaxées.

**Supprimer un échangeur** Reprenons l'exemple de la figure 18b et relaxons la première boucle. Le cas est très simple puisqu'il s'agit de deux échangeurs sur les mêmes flux et qui se suivent. Il peuvent donc sans autre être superposés. La même opération effectuée avec méthode consiste à admettre une valeur  $b = 550$  kW soustraite du premier échangeur et ajoutée au deuxième. Le premier échangeur tombe tout naturellement et sans infraction supplémentaire au pincement minimal. Pour relaxer la deuxième boucle, essayons d'éliminer le plus petit échangeur, en posant  $b = 100$  kW à son niveau et en répercutant alternativement cette valeur le long de la boucle. Cette altération améliore le pincement de l'échangeur combiné de 1550 kW qui passe à 1650 kW avec une température du flux D de 25°C à l'entrée.

Elle perturbe cependant les conditions d'échange au niveau de l'échangeur de 1050 kW qui passe à 1150 kW mais avec un pincement de 11.67°C seulement. Pour corriger cet écart il importe d'identifier une trajectoire de relaxation, mise en évidence à la figure 20a. Nous cherchons la valeur de  $w$  à rajouter par l'utilité chaude de façon à réduire d'autant la puissance de l'échangeur de 1150 kW de manière à respecter la limite de pincement désirée :

$$\begin{aligned} W &= \dot{W}_{\text{initial}} - \dot{M}_B C_{p,B} (T_{\text{in},A} - \Delta T_{\text{min}} - T_{\text{in},B}) \\ &= 1150 - 30 (90 - 15 - 40) \\ &= 100 \text{ kW} \end{aligned}$$

Le réseau résultant de cette nouvelle recherche requiert certes 100kW de plus d'énergie mais permet d'éviter un dédoublement et deux échangeurs. Un calcul économique permettrait de confirmer que cette dernière solution est probablement la meilleure.

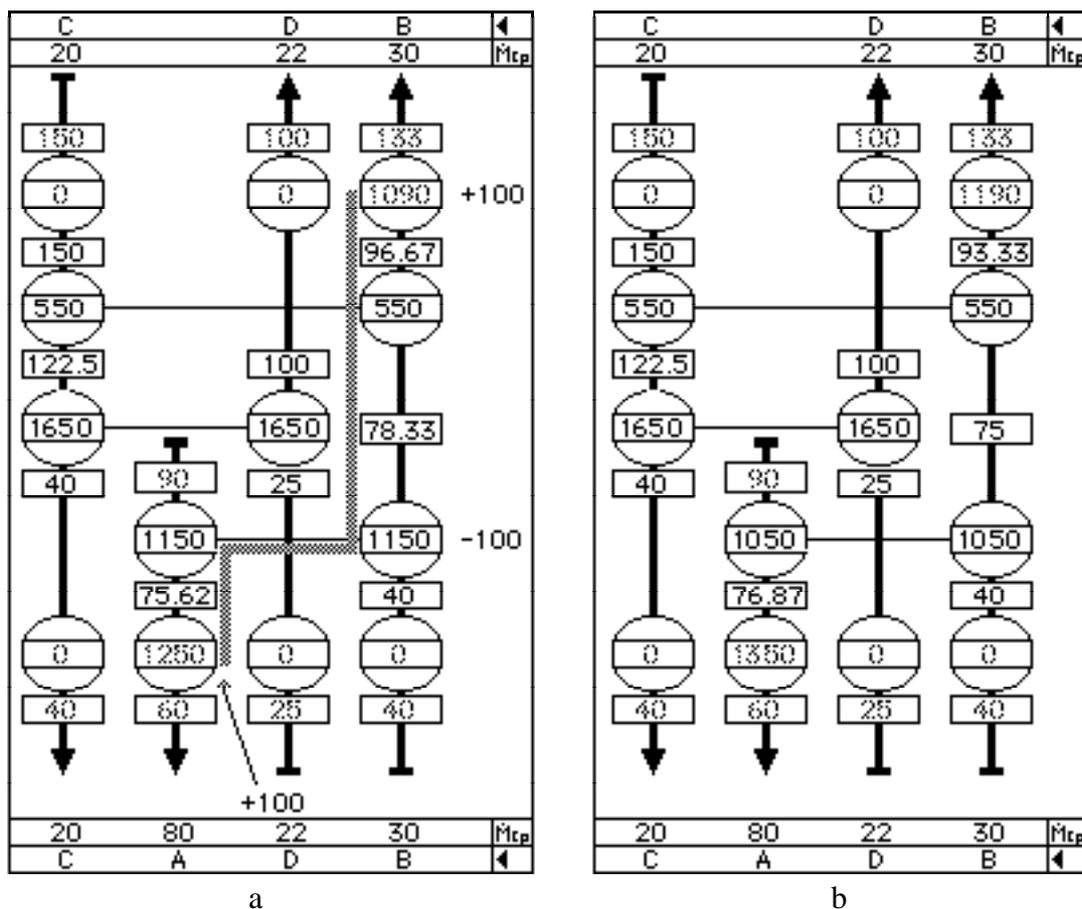


Figure 20: Réseau après suppression de deux boucles (a) et après correction finale (b).

**Théorème d'Euler** En tenant compte des concepts additionnels de sous-systèmes et de boucles, nous pouvons formuler une règle très générale concernant le nombre minimum d'unités d'échangeurs de chaleur dans un réseau quelconque :

$$u = N + L - s$$

nombre d'échangeurs incluant les unités externes (refroidisseur ou chaudière)

nombre de flux incluant les flux externes

nombre de (sous-) systèmes (1 au minimum)

nombre de boucles

Cette équation n'est qu'une formulation du théorème général d'Euler pour les réseaux (théorie des graphes) appliqué au cas particulier des réseaux d'échangeurs de chaleur. L'application de ce théorème au cas de la figure 17 par exemple permet de mieux comprendre le réseau à consommation minimum formé de sept échangeurs pour sept flux. Dans ce cas, le graphe planaire permet en effet de bien distinguer la boucle B-C-D-A-B (chaque boucle correspond à une face).

**Déterminer le nombre de sous-système et de boucles**

D'où le double intérêt de la représentation en graphe planaire utile non seulement pour la détermination des sous-systèmes mais aussi des boucles de réseau (souvent appelées cycles en mathématique).

On peut vérifier que le théorème d'Euler s'applique également au réseau primitif de la figure 13, par exemple, où les besoins ne sont satisfaits qu'à l'aide d'utilités. Dans ce cas particulier, le système comprend  $2n$  flux ( $n$  flux internes +  $n$  flux d'utilité),  $n$  échangeurs d'utilité et  $n$  sous-systèmes car à chaque utilité peut être associé un flux interne, donc un sous-système. Le graphe planaire correspondant est le suivant :

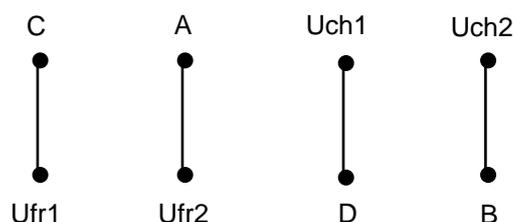


Figure 21 : Représentation planaire du cas de la figure 13.

La représentation planaire ci-dessus correspond à un graphe à  $n$  composantes connexes indiquant la présence de  $n$  sous-systèmes. Comme ce graphe ne comprend pas de boucles, en appliquant le théorème d'Euler on retrouve bien  $2n + 0 - n = n$  échangeurs, c'est-à-dire quatre dans le cas présent.

Lors de la conception de réseaux, l'ingénieur peut être amené :

- soit à créer des boucles supplémentaires en ajoutant des échangeurs pour améliorer les conditions de fonctionnement (démarrage, sécurité, etc.);
- soit à modifier légèrement le cahier des charges, si c'est tolérable, afin de forcer la création de sous-systèmes permettant, chaque fois que des bilans énergétiques sont proches, de diminuer le nombre d'échangeurs, donc l'investissement.

De nouveau, nous voyons que l'intérêt de la méthode du pincement n'est pas de réaliser à tout prix un réseau à consommation d'énergie minimum, mais d'avoir une idée claire des incidences des concessions, à but économique ou opérationnel, que l'on planifie.

La figure 22 représente le diagramme d'écoulement du procédé qui nous a servi d'exemple (figure 4a) reconstitué à partir du réseau intégré de la figure 20b. En modifiant ce procédé, le nombre d'échangeurs passe de sept à cinq, la consommation d'utilité chaude est réduite de 1620 kW à 1190 kW et la consommation d'utilité froide passe de 1780 kW à 1350 kW mettant ainsi clairement en évidence l'intérêt de l'approche par la méthode du pincement.

### Réseau d'échangeurs optimal

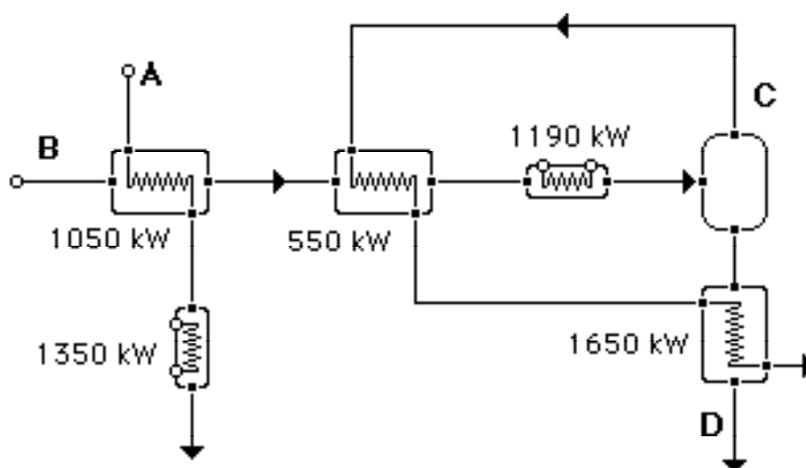


Figure 22: Version améliorée du réseau d'échangeurs du procédé de la figure 4a.

### 5.4 Résumé de la méthode de conception de réseaux à énergie minimum

Nous avons déjà vu plusieurs exemples de réseaux (figures 15 et 17) qui nécessitaient un dédoublement de flux pour permettre un réseau optimum du point de vue de la consommation énergétique. Ces exemples ont notamment montré que la règle de l'inégalité des capacités thermiques était certes nécessaire, mais pas toujours suffisante pour guider le concepteur.

#### Nombre de flux immédiatement au pincement

Considérons l'exemple ci-dessous qui comprend deux flux chauds et un flux froid. Si on veut respecter la règle fondamentale de ne pas avoir recours à une source de refroidissement externe au-dessus du pincement, il est impossible, indépendamment des capacités thermiques, de refroidir un des flux chauds jusqu'au pincement sans dédoublement d'un des flux froids.

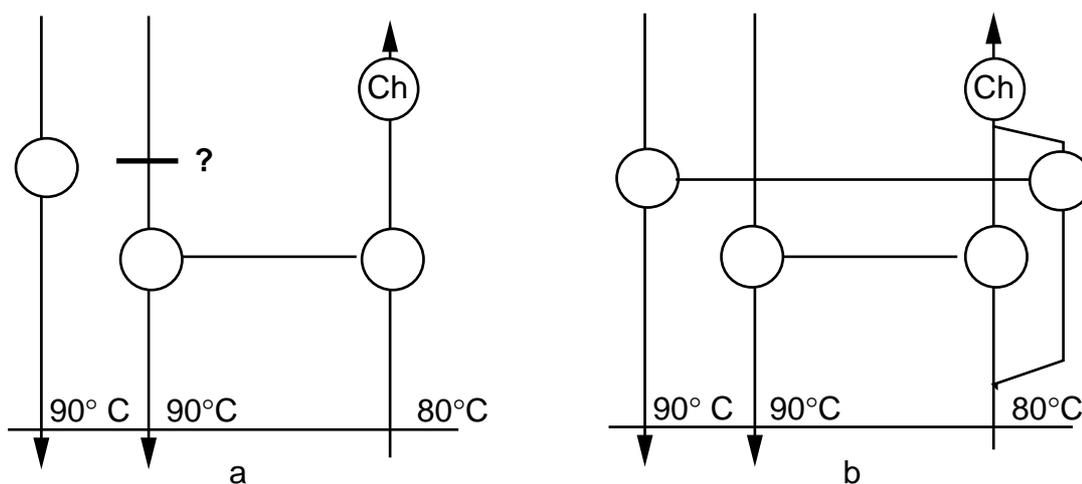


Figure 23: Dédoublage par déséquilibre du nombre de flux.

D'où la nécessité d'introduire les règles supplémentaires suivantes :

- immédiatement au-dessus du pincement le nombre de flux chauds doit être inférieur ou égal au nombre de flux froids (y compris les dédoublements);
- immédiatement au-dessous du pincement le nombre de flux froids doit être inférieur ou égal au nombre de flux chauds (y compris les dédoublements).

D'où l'organigramme de conception suivant :

Suivre l'organigramme depuis le pincement

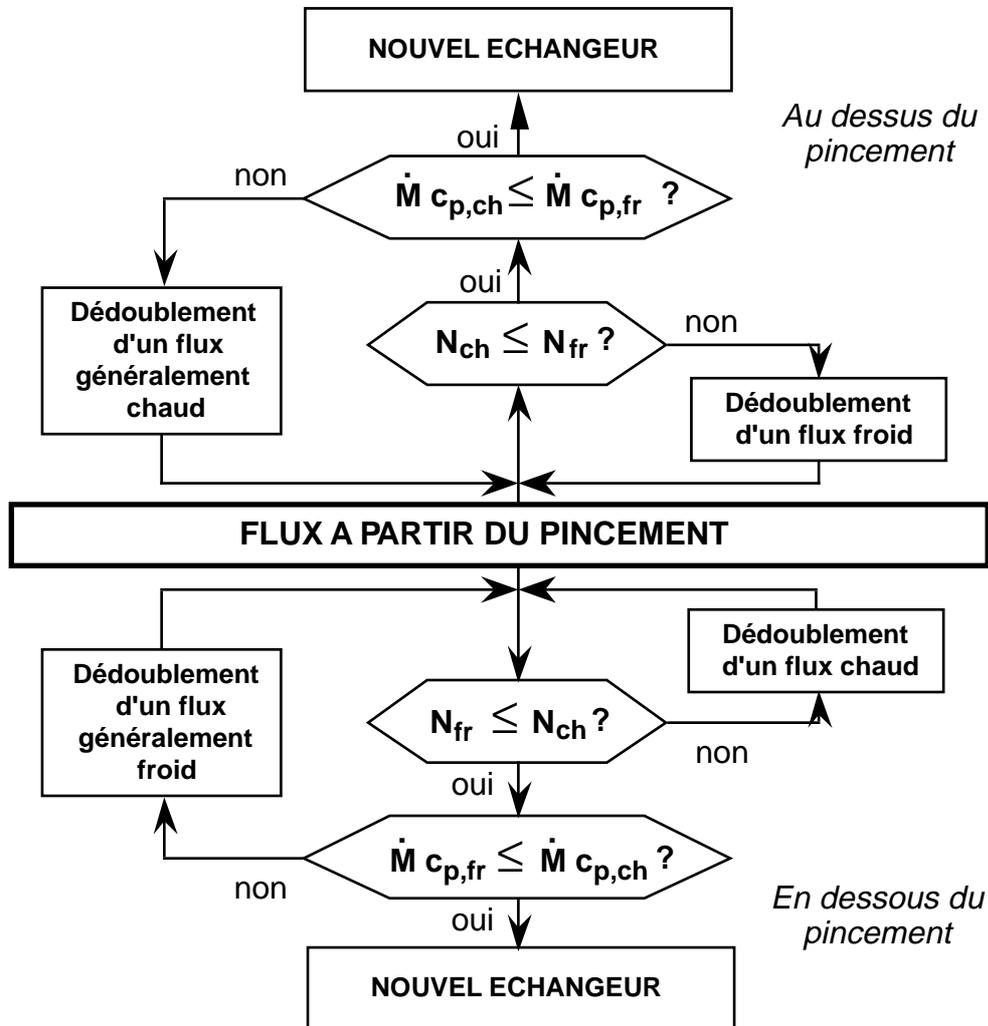


Figure 24: Organigramme de conception du réseau à consommation d'énergie minimum.

## 6. PROCÉDURES DE DÉTERMINATION DU PINCEMENT OPTIMAL

### 6.1 Critères économiques simples

#### Trouver le $\Delta T_{min}$ économiquement optimal

Pour simplifier nous présentons ici les critères économiques simples utilisés notamment dans les programmes d'aide à la conception de réseau de type «ADVENT» ou «PINCHY» (réf. 8). D'autres critères incluant par exemple des paramètres tenant compte des conditions fiscales ou de la durée de vie des équipements peuvent naturellement être utilisés.

**Coût annuel total (yearly cost)** = somme des coûts d'opération (énergie, eau de refroidissement, entretien et personnel)  
+ facteur (amortissement, intérêt) x coût investissement

**Temps de retour brut (payback)** =  $\frac{\text{coût d'investissement (nouveau-référence)}}{\text{coûts opératoires (référence-nouveaux)}}$

### 6.2 Coûts d'équipement

Il n'est pas toujours très aisé d'obtenir des coûts à jour pour tous les équipements. Il existe des ouvrages spécialisés (ex: Means: Mechanical costs data (réf. 9) ou des revues telles que Chemical Engineering) qui s'efforcent d'actualiser ces coûts selon leurs critères propres. Les grands programmes de simulation de procédés comme ASPEN PLUS (réf. 10) possèdent également une base de données de coûts. Cependant, il existe souvent une certaine confusion sur ce que ces coûts indicatifs incluent comme accessoires ou frais d'installation.

#### Coûts des échangeurs

Ces coûts s'expriment souvent à l'aide d'une formule exponentielle simple du type :

$$\text{Coût} = C_f + C_r X^m$$

où  $C_f$ ,  $C_r$ ,  $m$  sont des constantes et  $X$  est un paramètre de taille du composant en question, à savoir, soit la surface d'échange dans le cas des échangeurs, soit la puissance pour d'autres unités avec transfert d'énergie-travail.

Linnhoff et al. (réf. 1) donnent ces coefficients de coûts de même que les coefficients d'échange pour les échangeurs les plus courants. La table 4 indique la gamme de variation des coefficients de convection pour différents fluides (réf. 7).

### 6.3 Calcul de la surface d'échange moyenne de tout le réseau

En première approche, surtout s'il ne dispose pas de moyens informatiques sophistiqués, le concepteur choisit un coefficient de transfert de chaleur moyen ( $\bar{k}$ ) qui lui permet d'intégrer facilement sur toute la zone d'échange interne. Compte tenu de la précision de cette approche globale qui est de l'ordre de 10%, cette méthode simple suffit dans la majorité des cas. Toutefois il s'avère parfois nécessaire, surtout lorsque les coefficients d'échange varient dans une très large palette, de tenir compte des coefficients d'échange de chacun des fluides ( $\alpha$  conformément à la méthode avancée présentée à la figure 25). Dans ce cas les surfaces relatives de chacun des fluides s'ajoutent linéairement.

#### Surface des échangeurs

– Méthode simple (targeting):

$$d\dot{H} = \bar{k} dA (T_{ch} - T_{fr})$$

$$A = \frac{1}{\bar{k}} \int \frac{d\dot{H}}{T_{ch} - T_{fr}}$$

– Méthode avancée (advanced targeting):

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{ch}} + \frac{1}{\alpha_{fr}}$$

$$dA = \frac{d\dot{H}}{\alpha_{ch} \Delta T} + \frac{d\dot{H}}{\alpha_{fr} \Delta T} = dA_{ch} + dA_{fr}$$

La surface d'échange totale s'obtient par intégration des éléments de surface sur tous les flux.

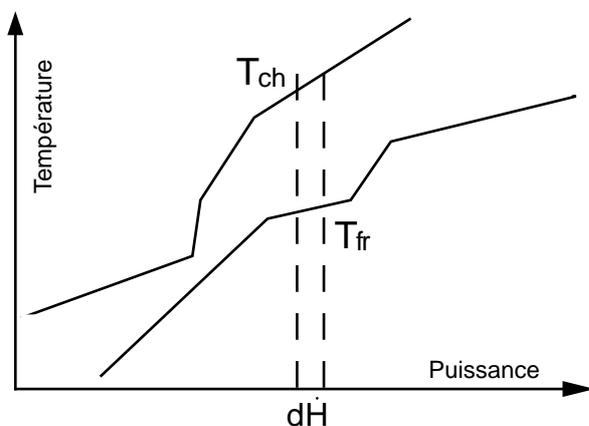


Figure 25: Méthode de calcul de la surface totale d'échangeurs.

### 6.4 Détermination du pincement économiquement optimum

**Coût annuel minimum** Les surfaces d'échange moyennes étant déterminées sur la base des équations développées sous 6.3, il suffit maintenant de chercher le  $\Delta T_{min}$  optimum en calculant les dites surfaces ainsi que le coût annuel ou le temps de retour brut pour différents pincements. Nous voyons naturellement, à la figure 26, que les coûts en énergie et en eau de refroidissement croissent avec  $\Delta T_{min}$ . Au contraire, les surfaces d'échangeurs, et donc les investissements, diminuent rapidement jusqu'à un minimum à partir duquel les surfaces d'échangeurs d'utilités augmentent suffisamment pour devenir prédominantes. Le résultat net de ces tendances se reflète avec la courbe supérieure de la figure 26 qui met en évidence l'optimum recherché.

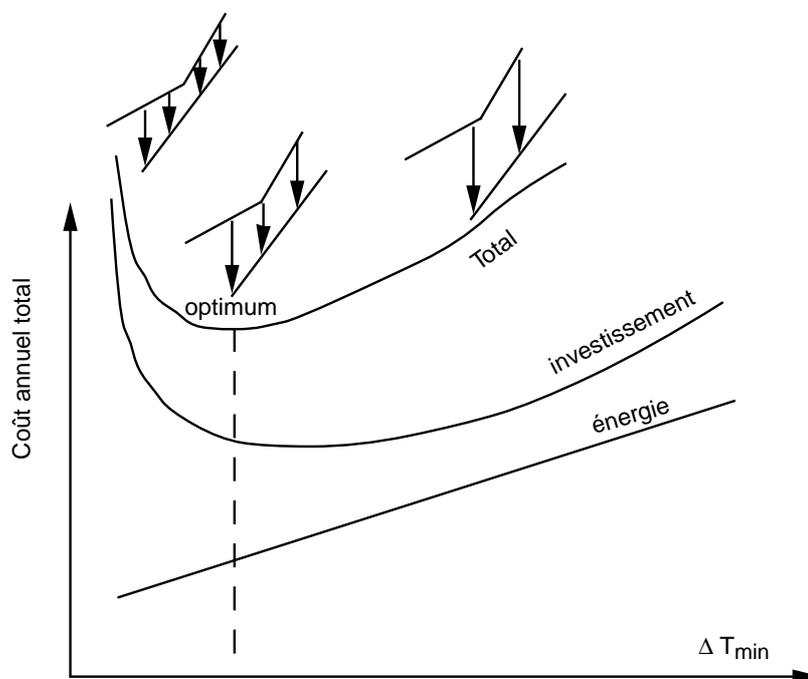


Figure 26: Evolution des différents coûts en fonction du  $\Delta T_{min}$ .

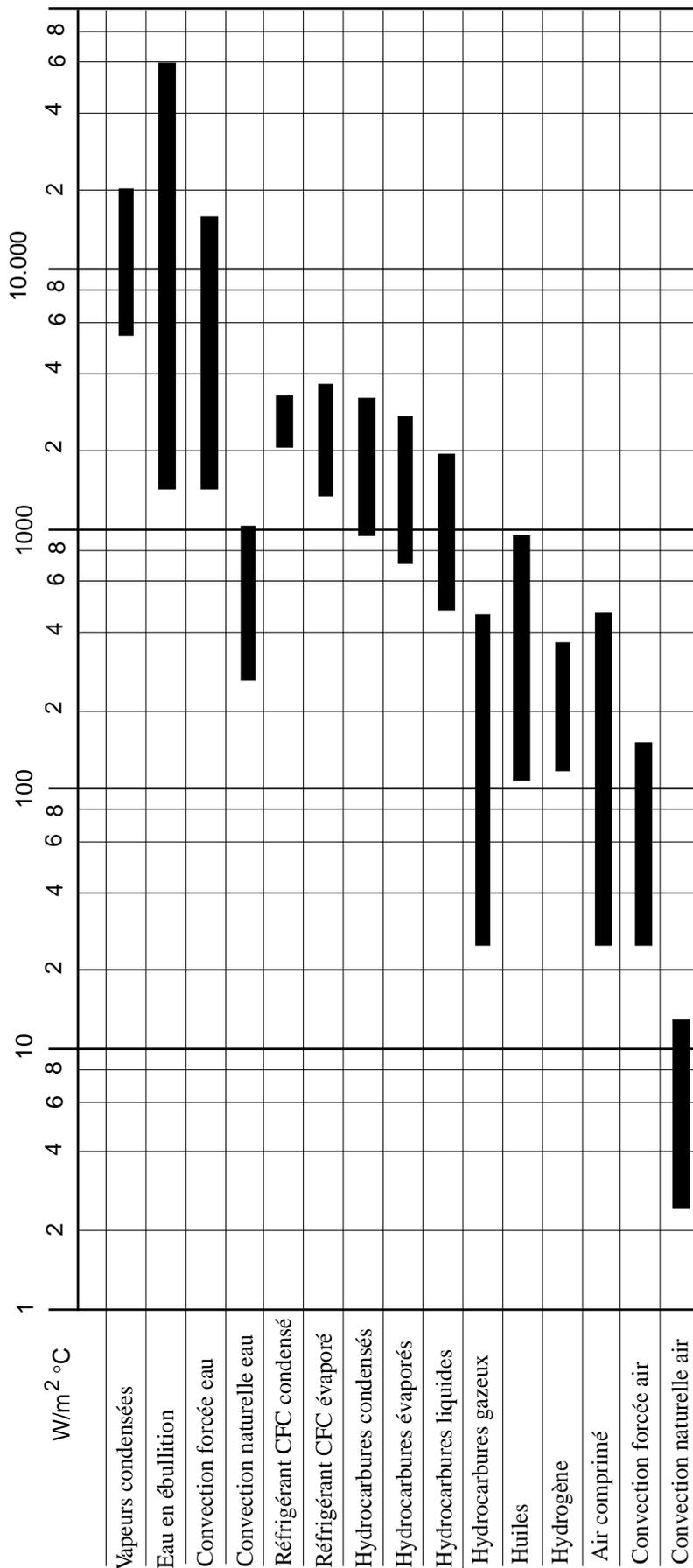


Table 4: Domaines de variation des coefficients de convection (approximatif) d'après réf. 7.

## 7. COURBE GRANDE COMPOSITE

### Choisir les niveaux de température des utilités

Pour l'instant nous n'avons considéré les utilités qu'à des niveaux supérieurs, resp. inférieurs, aux températures utilisées par les flux du procédé. Les sites industriels sont souvent équipés de différents réseaux de chaleur (vapeur à différentes pressions) ou de refroidissement (eau, eau glycolée, etc.). Il est donc également important de ne pas gaspiller les ressources et d'utiliser les apports externes au niveau exergétique le plus faible possible. Nous allons maintenant voir comment procéder pour inclure des apports à différents niveaux dans le cadre de la théorie du pincement.

### Bilan à chaque niveau de température

La courbe grande composite exprime la différence énergétique entre composite chaude et froide et permet de ramener les besoins énergétiques du procédé en une seule courbe avec un besoin énergétique nul au pincement. La courbe grande composite peut être obtenue en élevant la composite froide de  $\frac{\Delta T_{\min}}{2}$  et en abaissant la composite chaude de  $\frac{\Delta T_{\min}}{2}$  de façon que les deux composites se touchent (figure 27). La différence horizontale entre les deux courbes est alors reportée dans un diagramme (T - H) comme à la figure 28.

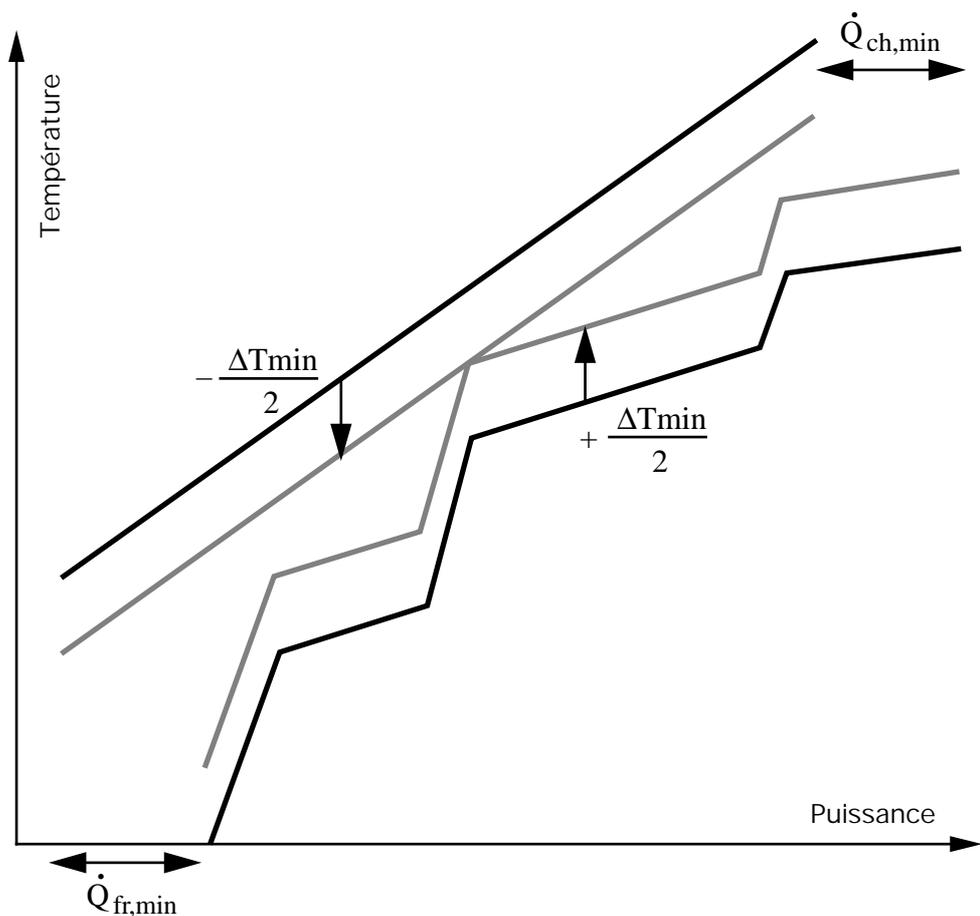


Figure 27: Préparation à la formation de la grande composite.

A la figure 28, le graphe au-dessus du pincement de la grande composite est assimilable à un flux global froid qui serait chauffé par l'apport externe d'énergie (dans un échangeur à contre-courant par exemple).

Le graphe situé au-dessous du pincement est assimilable à un flux global chaud qui serait refroidi par le réseau externe de refroidissement (dans un échangeur à contre-courant également). A noter que, pour ce graphe inférieur, le flux "chaud" est représenté comme évoluant dans la direction positive de l'axe des puissances. On aurait pu inverser le graphe inférieur pour respecter la direction initiale des composites, mais en général on préfère garder cette configuration qui marque bien le pincement.

Il convient d'attirer l'attention sur le fait que, de par sa définition, il existe une seule grande composite pour chaque choix de  $\Delta T_{\min}$  pour un problème donné. Toutes les températures de la grande composite sont des températures d'intervalle, c'est-à-dire à  $\Delta T_{\min}/2$  au-dessous des flux chauds et à  $\Delta T_{\min}/2$  au-dessus des flux froids.

### **Une seule grande composite par $\Delta T_{\min}$**

La grande composite peut être facilement construite à partir du tableau des bilans (figure 28). Le résultat du bilan énergétique (sous encadrés) au niveau de chaque tranche de température donne l'abscisse au point de changement de pente de la grande composite, comme on peut le voir à la figure 28.

Les zones hachurées signalent une gamme de température où les besoins et les opportunités de récupération s'équilibrent et ne nécessitent pas d'avoir recours aux utilités. Il s'agit donc d'îlots neutres dans une zone globalement puits au-dessus du pincement ou globalement source au-dessous. Ces zones neutres contribuent à séparer les besoins réels en segments discontinus par rapport à l'échelle des températures (segments noirs).

Pour comprendre la grande composite et ses incidences, on peut considérer que l'on transfère la puissance-transformation des segments de la composite chaude avec un pincement aussi faible que possible aux segments correspondants de la composite froide. Cette opération, après avoir rapproché les composites verticalement de  $\Delta T_{\min}/2$  chacune, revient à transférer l'énergie-chaleur soit horizontalement, soit avec une légère chute de température s'il y a surplus (segments zébrés). C'est la raison pour laquelle la grande composite peut être construite en reportant au même niveau de température les distances horizontales entre les composites rapprochées. Ayant ainsi utilisé tout le potentiel d'échange interne avec des pertes exergetiques minimales, les besoins complémentaires et leur niveau apparaissent clairement (figure 29).

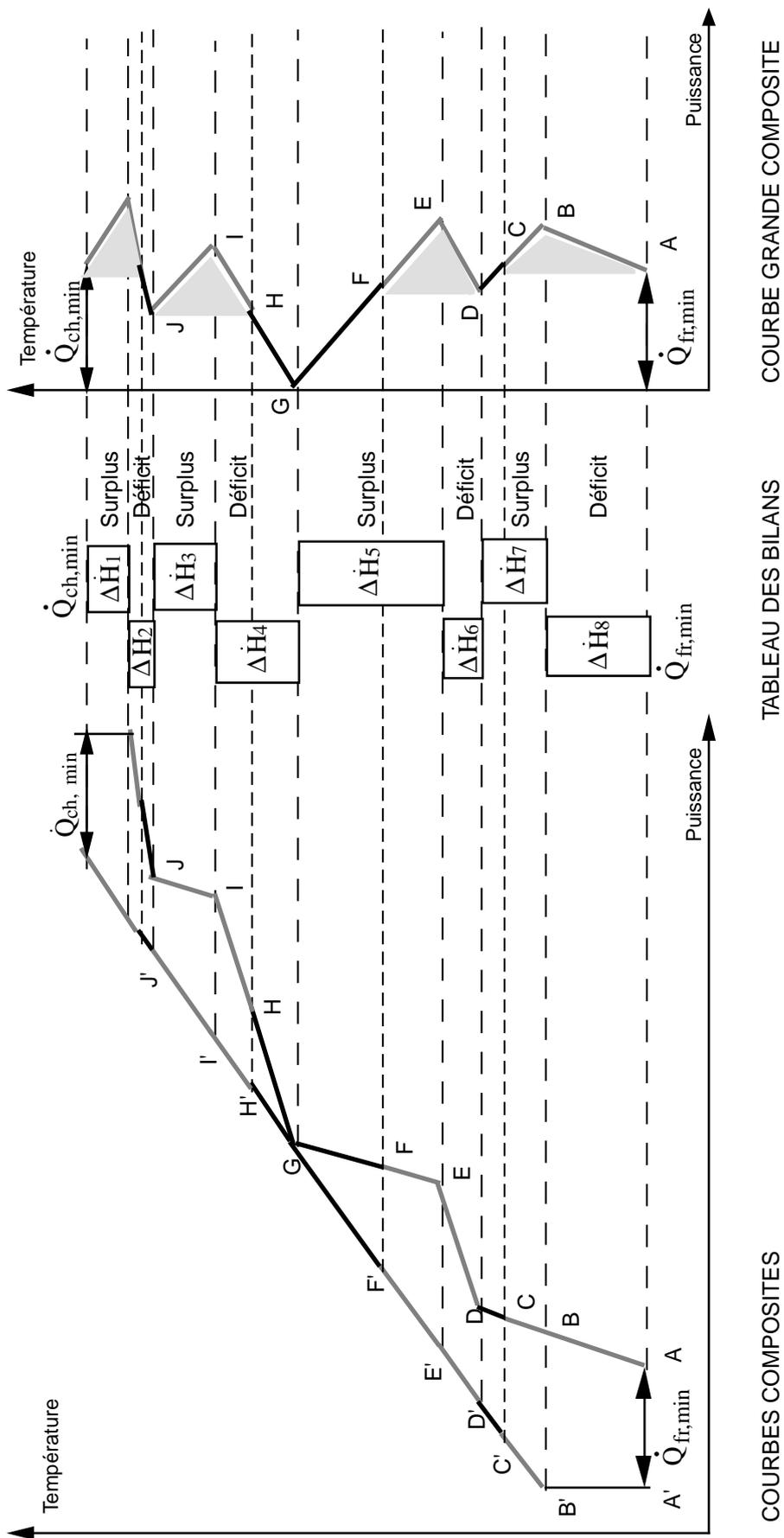


Figure 28: Passage des composites aux grandes composites avec visualisation des zones neutres.

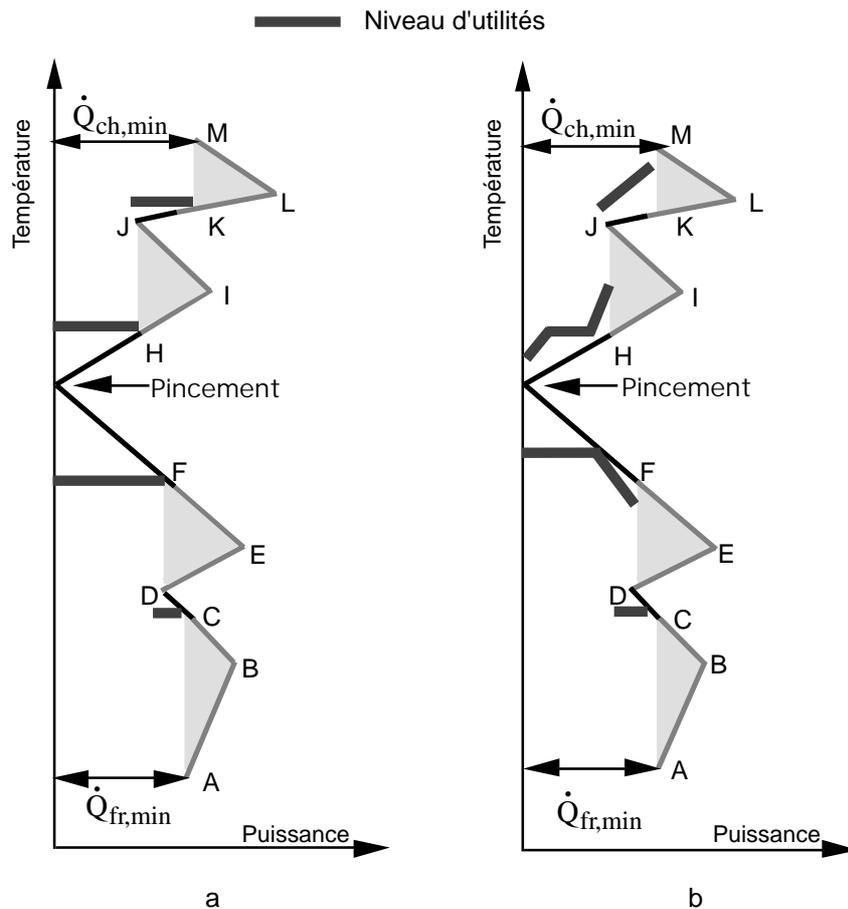


Figure 29: Détermination des niveaux d'utilités minimum (puits), resp. maximum (source).

### Choix des niveaux de températures des utilités

Il n'est ainsi pas nécessaire de fournir toute l'énergie d'utilité chaude à  $T_M$ , mais on peut en fournir une partie à  $T_K$  et l'autre à  $T_H$ . Il en va de même pour l'utilité froide car il n'est pas impératif de refroidir avec une utilité froide à  $T_A$  mais il suffit de refroidir à  $T_F$  (la majeure partie) et à  $T_C$ .

Le niveau de température des utilités représenté à la figure 29 correspond au niveau réel moins  $\Delta T_{min}/2$  pour les utilités chaudes et plus  $\Delta T_{min}/2$  pour les utilités froides. La figure 29b illustre le cas d'utilités réelles qui présentent soit un changement de phase avec palier, soit une chute de température en cours de refroidissement (gaz de combustion, huile chaude, etc.). Pour les utilités chaudes nous pouvons avoir une désurchauffe, une condensation et un sous-refroidissement d'un fluide condensable comme de la vapeur d'eau. Pour les utilités froides nous pouvons également avoir des paliers (évaporation d'un réfrigérant, génération de vapeur BP pour alimenter un des réseaux du site, etc.).

### Températures optimales

Tous ces cas avec variation de température d'utilité peuvent faire l'objet d'une optimisation spécifique en jouant sur le débit et le niveau de température. En général, on simplifie les choses en choisissant une configuration à débit d'utilité minimum. La vapeur basse pression générée est quelquefois revalorisée par compression à l'aide d'éjecteurs ou de compresseurs de vapeur.

A noter que le point de contact entre le profil Energie-Température de l'utilité ne correspond pas toujours au point d'inflexion lié au palier de changement de phase mais souvent au point d'inflexion de la composite elle-même.

**Exemple de la table 2**

A partir du moment où le niveau de température d'une utilité est fixé dans le domaine de température des composites, ainsi que sa puissance en se basant sur la grande composite, il convient de l'introduire comme un flux chaud et de refaire l'analyse des composites. Les figures 31 et 32 illustrent cette modification pour deux niveaux de température différents pour le cas de la figure 30c.

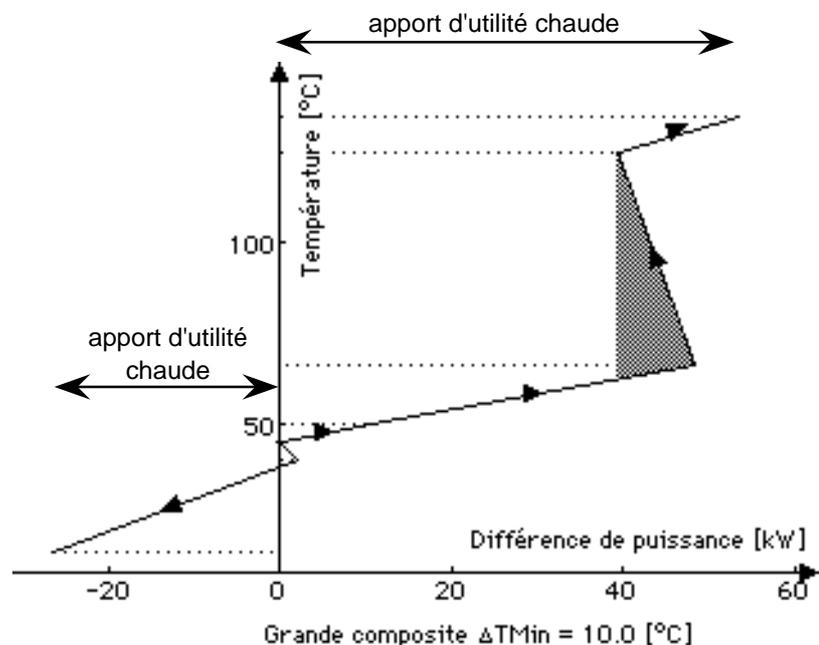


Figure 30a: Grande composite relative au cas limite de la table 2 avec  $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$ .

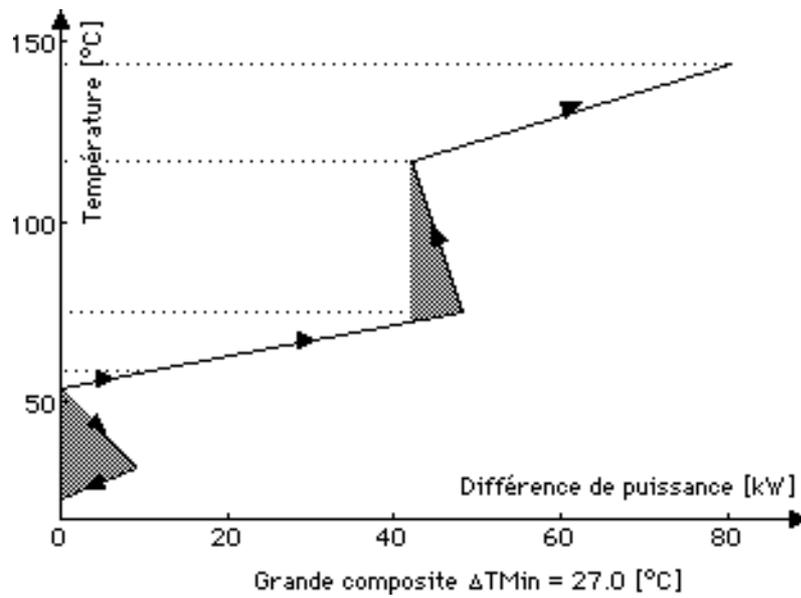


Figure 30b: Grande composite relative au cas limite de la table 2 avec  $\Delta T_{min} = 27$  °C.

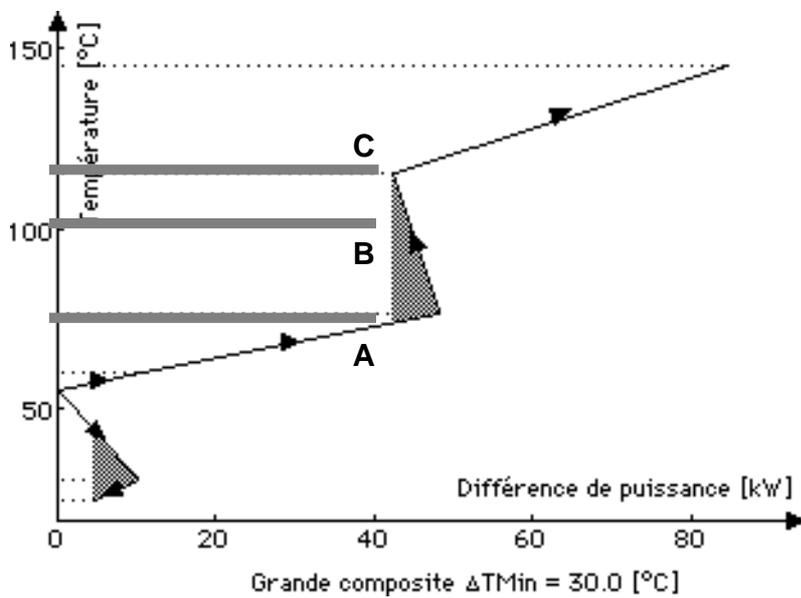


Figure 30c: Grande composite relative au cas limite de la table 2 avec  $\Delta T_{min} = 30$  °C.

### **Niveaux de température A, B ou C?**

On peut immédiatement remarquer à la figure 31 que l'introduction d'un échangeur d'utilité entre les niveaux A et C de la figure 30c (niveau B), en apportant exactement l'énergie correspondant à l'abscisse de la grande composite, crée un nouveau pincement, dit de source externe ou d'utilité. En fait, cette situation se produit quelle que soit la position de l'échangeur s'il satisfait, à son niveau, aux besoins correspondants de la grande composite. A noter que le niveau A représente un niveau singulier en ce sens que l'introduction d'une utilité chaude à ce niveau produit deux nouveaux pincements au lieu d'un seul.

La présence de pincements supplémentaires tend naturellement à accroître le nombre de zones indépendantes, donc le nombre d'échangeurs minimum requis. Il faut cependant ne pas vouloir suroptimiser les niveaux d'utilités afin de limiter la complexité du réseau désiré.

### **Apparition de pincements externes**

Le fait d'introduire un nouveau pincement complique inévitablement la conception du réseau d'échangeurs. Il faut concevoir ce réseau à partir du pincement, mais dans la zone intermédiaire entre deux pincements, les règles des inégalités des capacités thermiques deviennent contradictoires ! La recommandation est alors de s'occuper en priorité des flux les plus contraignants en appliquant malgré tout la règle des capacités thermiques à chaque extrémité de la zone intermédiaire. Si on peut placer des échangeurs conformes à ces règles à chaque extrémité de la zone intermédiaire, alors les profils de température des flux chauds par rapport aux flux froids tendent à s'écarter suffisamment pour ne plus avoir à respecter ensuite aucune règle dans la partie à température moyenne de la zone intermédiaire. Une excellente illustration de solutions à ce type de cas est donnée en référence 1.

Pour des analyses globales de site, la courbe grande composite est un outil plus utile que les composites elles-mêmes car elle permet d'évaluer une grande diversité d'options comme la cogénération, le positionnement des pompes à chaleur ou la modification du procédé lui-même.

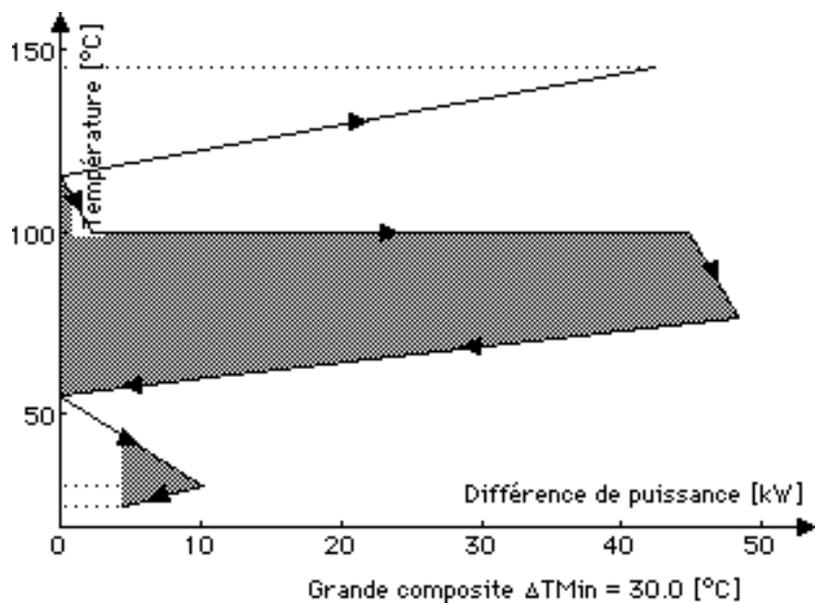
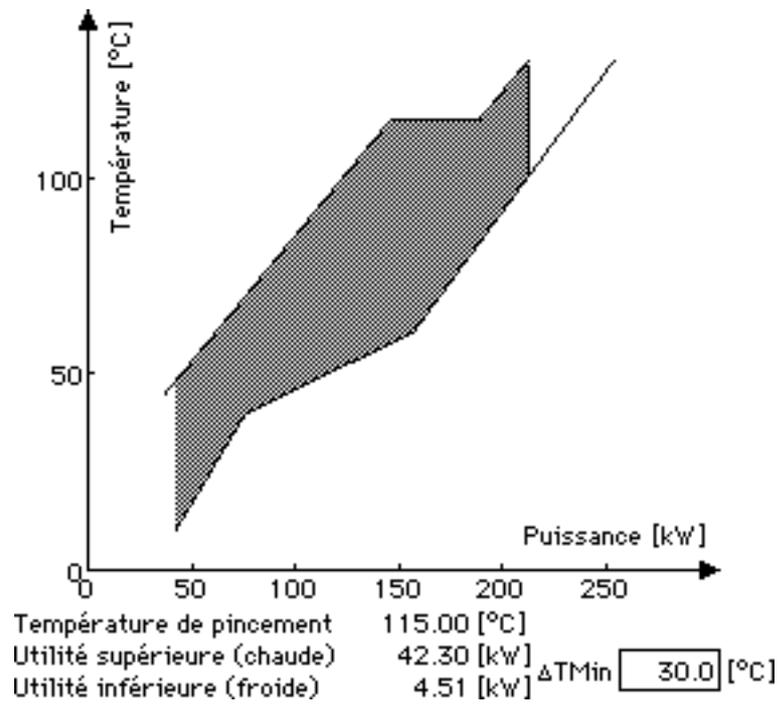


Figure 31: Introduction d'un apport de vapeur à 115°C (100°C dans le diagramme de la grande composite) dans le cas de la figure 30c. Apparition d'un pincement externe.

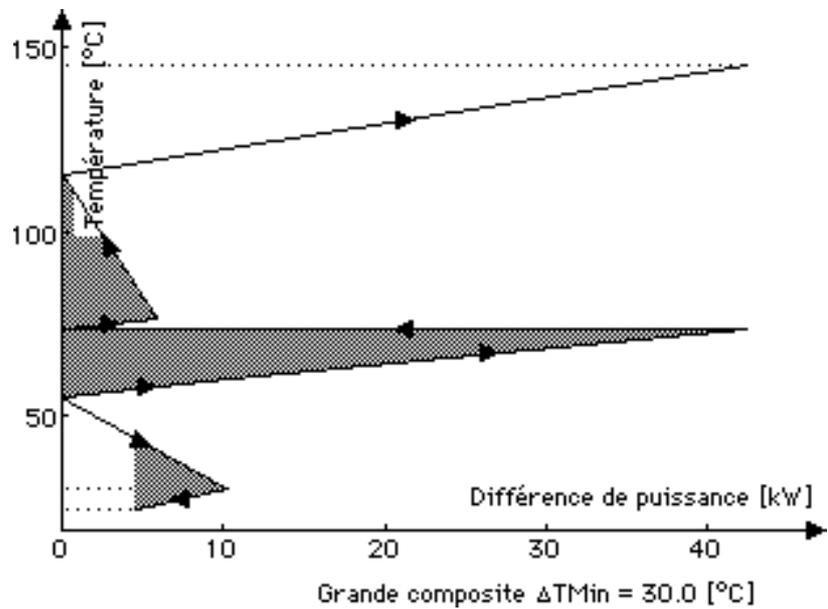
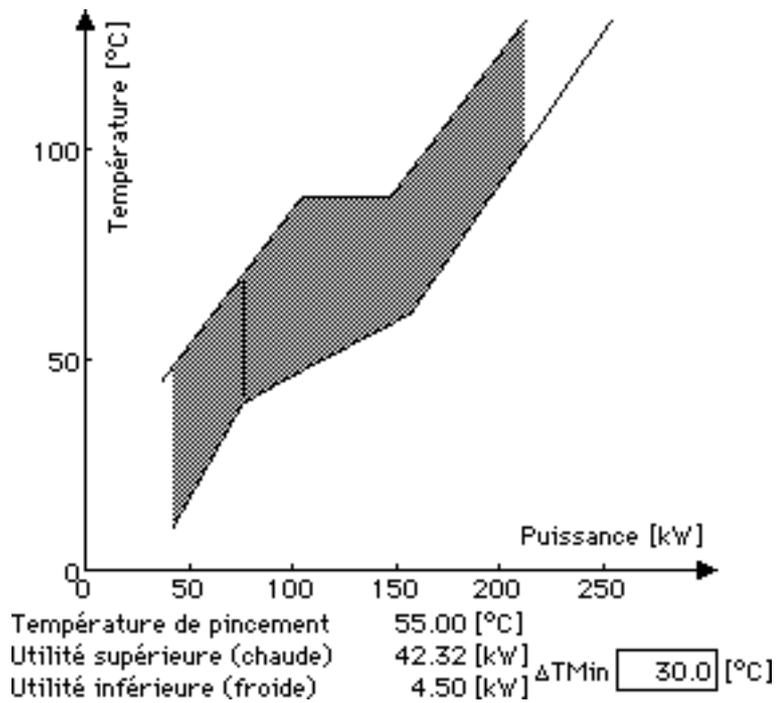


Figure 32: Introduction d'un apport de vapeur à 88.5°C (73.5°C dans le diagramme de la grande composite) dans le cas de la figure 30c. Apparition de deux pincements externes.

## 8. INTÉGRATION D'UNITÉS DE PUISSANCE

Jusqu'à maintenant nous nous sommes essentiellement occupés de réseaux d'échangeurs de chaleur, même si nous avons esquissé lors des discussions d'application des grandes composantes l'usage de plusieurs niveaux d'apport énergétique externe. Nous allons montrer comment introduire des composants de puissance comme les centrales à cogénération ou les pompes à chaleur.

Ces nouvelles considérations s'appliqueront, par exemple, aux sites industriels du type illustré à la figure 11, ayant une centrale de chauffe avec cogénération délivrant de l'électricité au site ainsi que plusieurs niveaux de vapeur.

### 8.1 Unités moteurs

Nous savons que, pour les cycles moteurs, l'énergie rejetée à la source à basse température est, en valeur relative, d'autant plus importante que l'écart des températures du cycle est faible. Sur le plan pratique en cogénération, on distingue essentiellement les cycles à vapeur avec des turbines à contre-pression ou à condensation avec soutirages, les moteurs thermiques avec récupération sur les refroidissements (eau et huile) et sur les gaz, et les cycles de Rankine à fluide organique (ORC).

L'intérêt économique et énergétique de ce type d'unités dépend fortement de leur positionnement par rapport à la température de pincement. Par mesure de simplification, considérons tout d'abord des unités simples comportant seulement un niveau d'apport de chaleur et un niveau de refroidissement. La figure 33 montre les types de positionnements utiles (b et d) ou à éviter (c).

Nous voyons clairement à la figure 33 que les positions b et d sont les seules qui conduisent à une réelle amélioration énergétique. Dans le cas b, l'énergie thermique à fournir par la source externe chaude est plus importante, mais le surplus est presque intégralement converti en puissance mécanique ou électrique avec une efficacité de transformation proche de 1, c'est-à-dire largement supérieure à l'efficacité de Carnot. Toute la chaleur résiduelle est réutilisée en cascade par les procédés du site.

Il convient cependant de relever que ceci est vrai seulement si la puissance thermique résiduelle n'excède pas la puissance thermique demandée par les procédés. En cas d'excès de chaleur, il est préférable d'éliminer l'excédent directement à l'atmosphère plutôt que de le cascader à travers tous les paliers jusqu'à la source externe froide.

Remarquons également que l'énergie rejetée par la plupart des unités moteurs et, dans une moindre mesure, l'énergie fournie à ces

**Intégration de centrales à cogénération, de pompes à chaleur**

**Cycles moteurs**

**En fonction de la température de pincement**

**Au-dessus ou au-dessous du pincement**

unités peut l'être à plusieurs niveaux de température. C'est le cas notamment du cycle à vapeur de la figure 11 alimentant par soutirage les réseaux de vapeur à haute, moyenne et basse pression.

**Moteurs à gaz** C'est également le cas des moteurs à combustion où la marge de manœuvre, pour des raisons constructives et de lubrification notamment, est extrêmement réduite.

A titre d'exemple, rappelons que pour de petits moteurs du genre "Totem" fonctionnant au gaz naturel, nous avons la répartition suivante par rapport au pouvoir énergétique inférieur du combustible :

- Refroidissement bloc + huile : 34 % à environ 80°C ;
- Refroidissement gaz : 36 % de 600°C environ à 80°C ;
- Refroidissement complémentaire gaz (sensible) : 2 % de 80°C à 50°C ;
- Chaleur latente par condensation : 6 à 8 % de 50°C à 35°C.

**Centrales à cycle combiné** Autant dire qu'il faut avoir des températures de pincement extrêmement basses pour pouvoir intégralement fournir l'énergie thermique résiduelle au-dessus du pincement, et il y aura lieu d'en tenir compte.

La figure 34 montre les composites relatives aux trois principales techniques de cogénération que sont les moteurs à combustion interne, les turbines à gaz (cycle de Brayton) et les cycles de Rankine à turbines à vapeur représentés ici avec deux niveaux de condensation. Pour compléter ces exemples d'application de synthèse sous forme de composites, les figures 35 et 36 montrent respectivement le diagramme de procédé et les composites au niveau de l'intégration des cycles Brayton -Rankine d'une centrale à cycle combiné (réf. 13). Les composites sont représentées dans le diagramme température – puissance ainsi que dans le diagramme correspondant faisant appel au facteur de Carnot qui met plus rigoureusement en évidence les pertes exergétiques (partie grisée). A noter que seules les composites liées à la récupération d'énergie sur les gaz de sortie de la turbine à gaz sont représentées, donc sans que la composite froide du cycle de turbine à gaz ne le soit. Dans cet exemple de centrale, la condensation de la vapeur se fait à deux niveaux de pression pour limiter les pertes exergétiques de transfert de chaleur au réseau de chauffage à distance. Quant à la chaudière, elle comporte deux niveaux de pression, donc deux niveaux de plateau d'évaporation pour mieux épouser la composite chaude et ainsi réduire les pertes exergétiques. La tendance actuelle est d'accroître encore ces paliers ou d'envisager un cycle surcritique à un seul niveau d'évaporation qui tendrait à un résultat encore plus favorable.

En matière de cogénération il convient d'attirer l'attention sur le fait qu'en produisant localement de l'énergie électrique (certes avec une excellente efficacité) on augmente la consommation de carburant, donc d'émissions gazeuses polluant localement, de façon

d'autant plus importante que le rendement du cycle moteur est bon. La localisation du site, en banlieue d'une ville par exemple, peut impliquer des complications au niveau des études d'impact pour des installations importantes.

Le type de cycle moteur (ORC) de la figure 33d ne pose pas ces problèmes car il réutilise tout ou partie de l'énergie thermique destinée de toute façon à la source externe froide. Il s'agit d'un cycle moteur de type Rankine pour lequel on utilise, au lieu de l'eau, un fluide organique présentant une pression d'évaporation et de condensation généralement suratmosphériques à ces basses températures et donc un débit-volume faible comparé à celui qu'aurait la vapeur d'eau. Pour des questions de rentabilité économique, ce type de cycle se justifie surtout lorsque la température de rejet du procédé (bas de la composite froide) est suffisamment élevée pour réaliser un cycle à efficacité raisonnable, c'est-à-dire à différence de température entre sources pas trop faible ( $>70^{\circ}\text{C}$  au moins). Le pincement du condenseur entre fluide de travail et environnement est particulièrement critique et peut conduire à des encombrements et des coûts élevés.

Une combinaison des positionnements b et d est également possible, ou même c et d, ce qui améliorerait quelque peu la situation de c.

### Cycles ORC

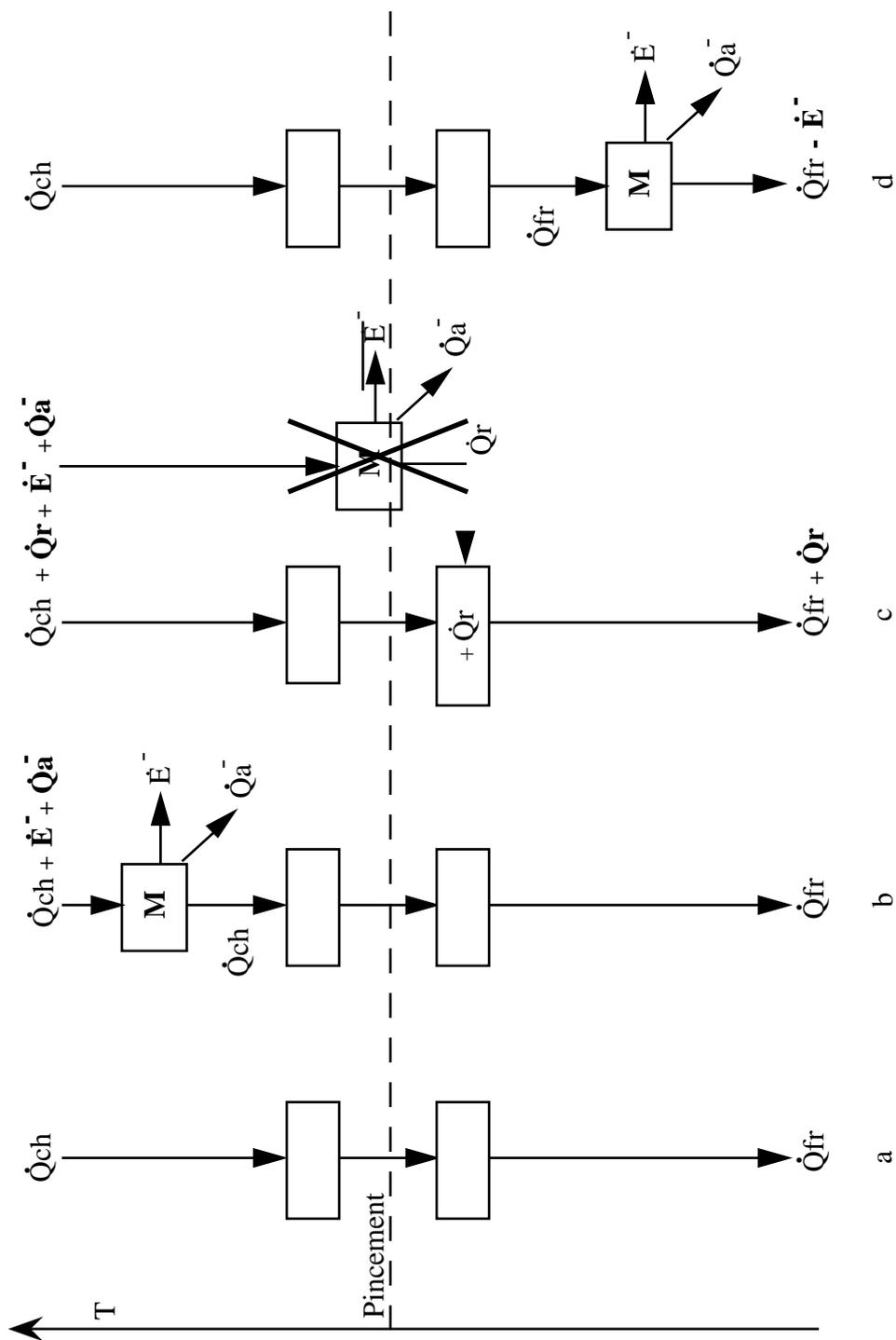


Figure 33 : Positionnements d'unités de moteurs simples.

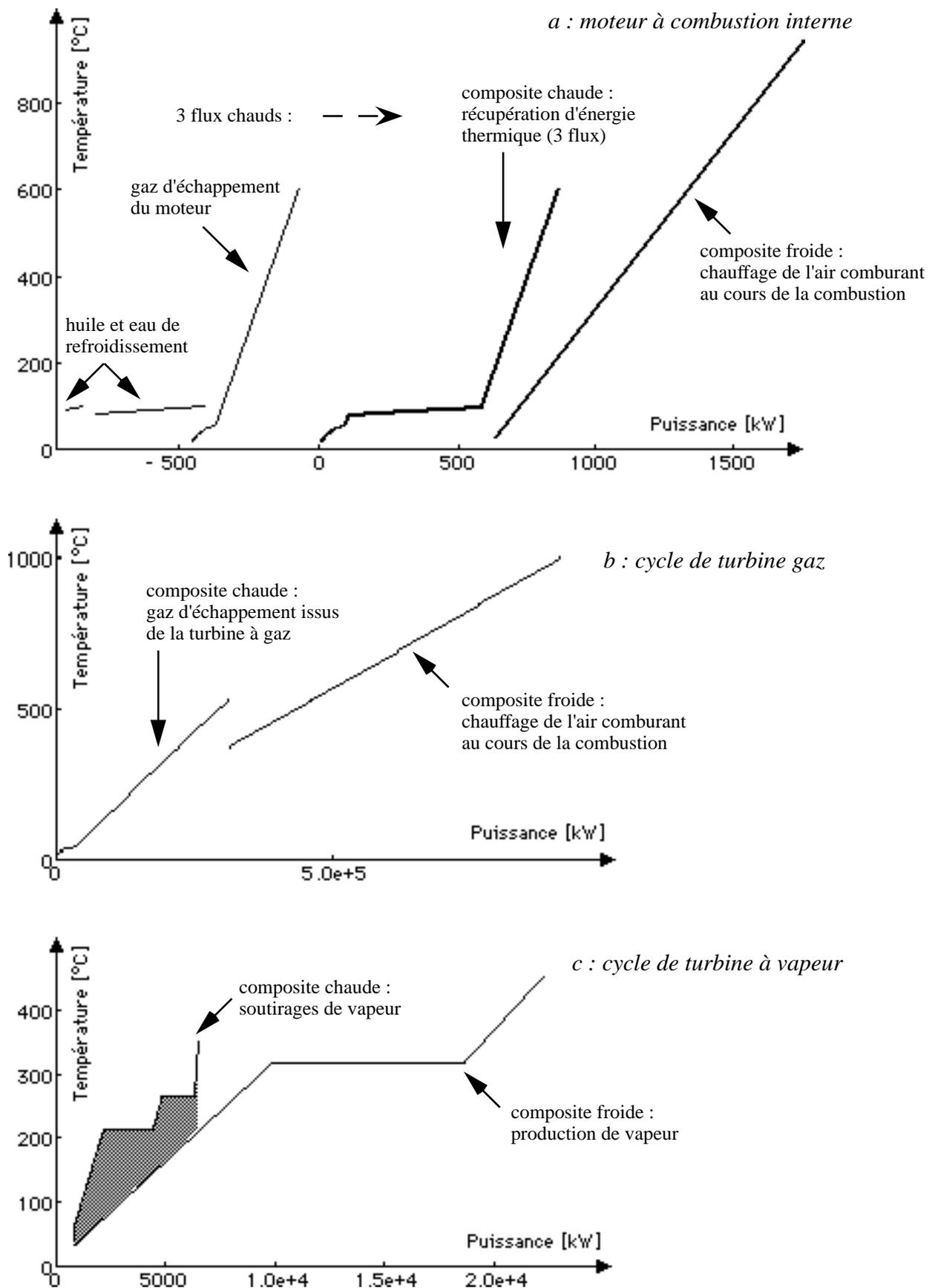


Figure 34: Courbes composites relatives aux techniques de cogénération (a: moteur à combustion interne, b: cycle de Brayton, c: cycle de Rankine).

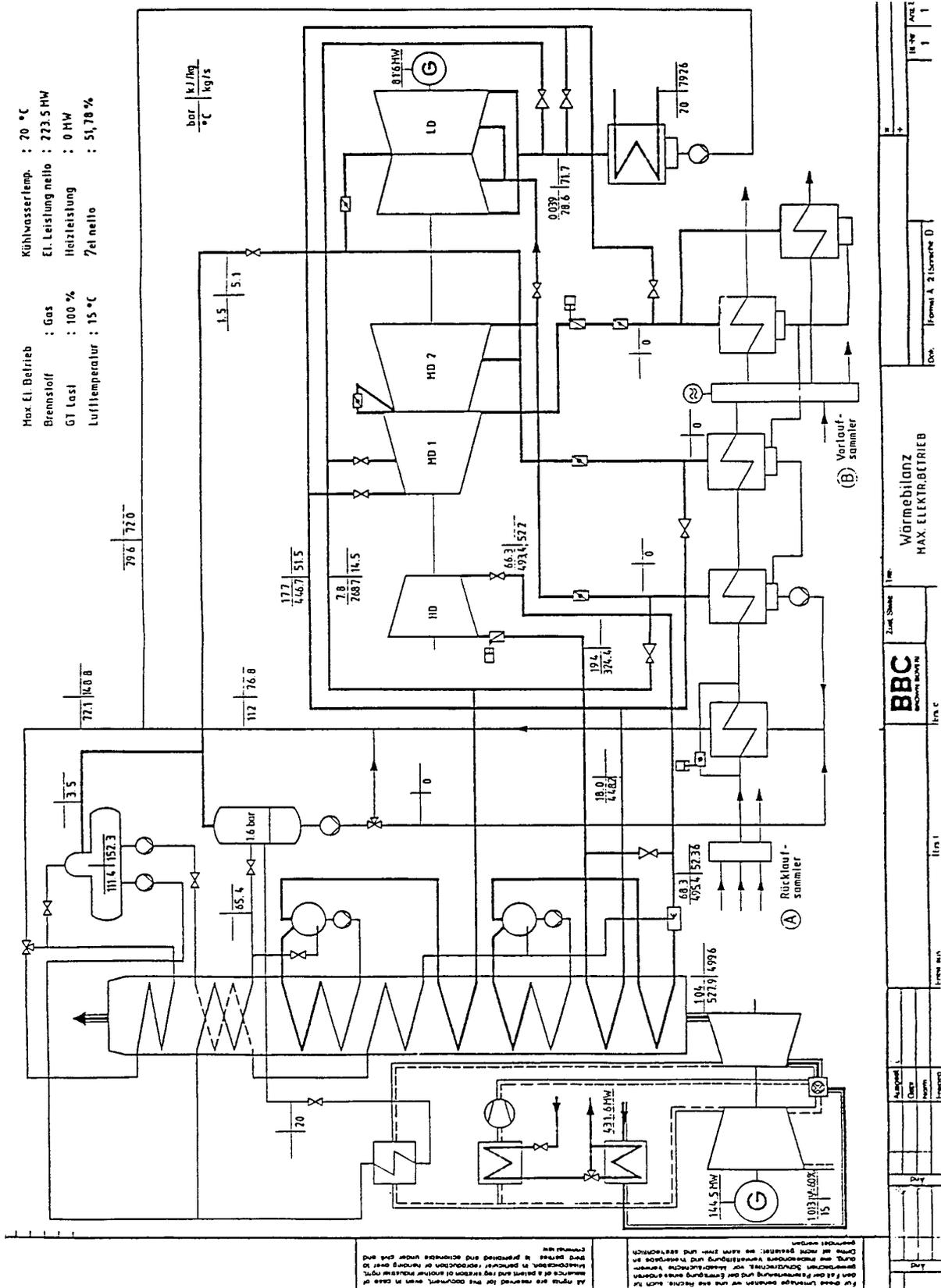


Figure 35: Schéma de procédé d'une centrale combinée (réf. 13).

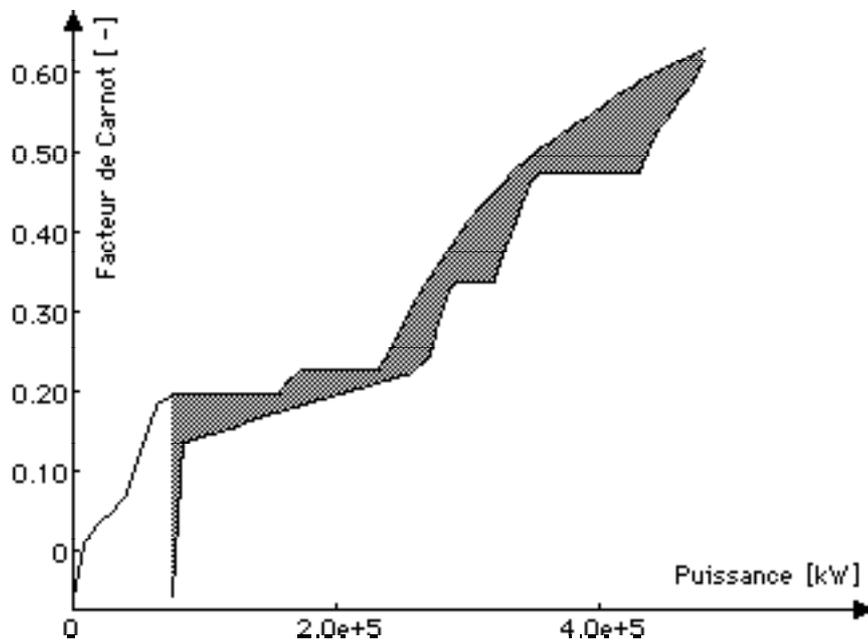
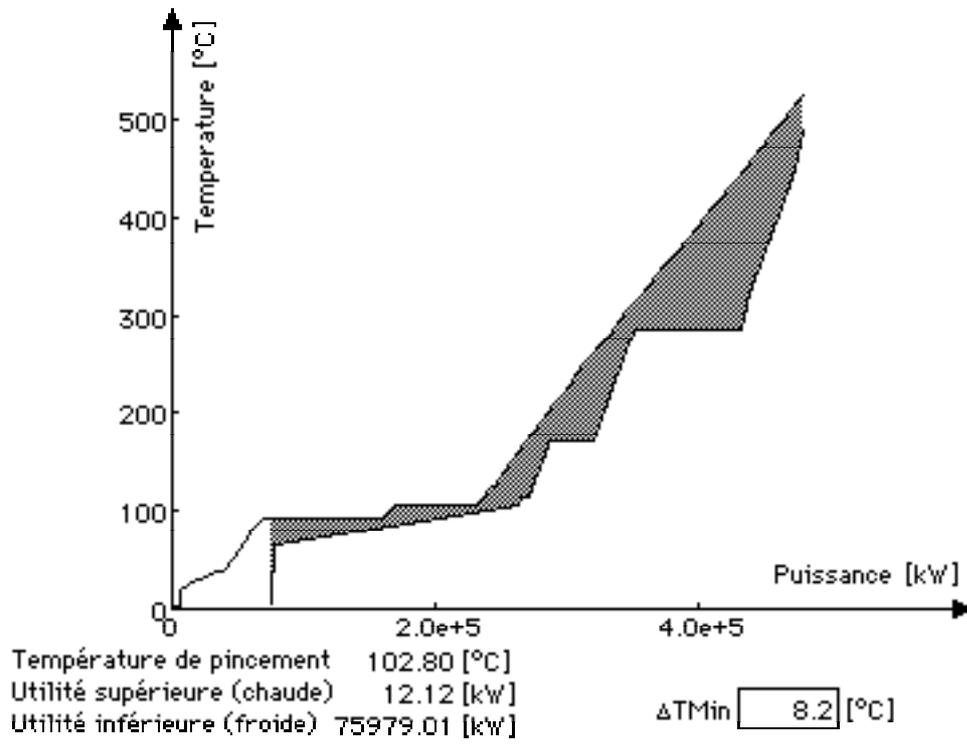


Figure 36: Courbes composites d'une centrale à cycle combinée.

## 8.2 Unités de pompes à chaleur

### A travers le pincement

Le positionnement d'une pompe à chaleur est également critique pour sa rentabilité. Un fonctionnement dans le domaine des températures supérieures au pincement (figure 37b) n'apporte, au mieux, que l'énergie du moteur de la pompe à chaleur par rapport au bilan global du site. En effet, l'énergie captée à l'évaporateur est prise dans la zone puits où elle a toute sa valeur puisqu'il n'y a déjà pas assez d'énergie dans cette zone. Si la pompe à chaleur est entraînée électriquement, l'opération, globalement, revient à introduire un chauffage électrique très cher avec, en plus, les inévitables pertes à l'atmosphère qui sont plus élevées pour ce type de système que pour un simple chauffage électrique et pénalisent le tout.

D'autre part, si on introduit une pompe à chaleur entièrement dans la zone source (figure 37c), le résultat est encore plus défavorable puisqu'alors on introduit de l'énergie à haute exergie (l'énergie électrique du moteur par exemple) dans une zone qui en a déjà trop. Nous avons alors une dégradation directe de l'énergie du moteur avec, en plus, un investissement important.

En règle générale, le seul bon emplacement de pompes à chaleur industrielles est donc à travers le pincement, c'est-à-dire en prélevant l'énergie d'évaporation à un ou plusieurs flux de la composite chaude immédiatement au-dessous du pincement et en la rejetant au-dessus du pincement (figure 37d).

### Pompes à chaleur à cycle ouvert

La figure 38 illustre un cas typique de procédé incluant une colonne de distillation (voir aussi la figure 42). Le niveau de température des vapeurs de tête de colonne (grand palier de la composite chaude) est trop faible pour alimenter le rebouilleur de pied de colonne (palier de la composite froide). C'est un cas idéal pour l'application de la technique, dite de recompression mécanique des vapeurs, qui consiste à élever le niveau de condensation des vapeurs en les comprimant préalablement à l'aide d'un compresseur. Le dispositif obtenu de cette manière peut être considéré comme une pompe à chaleur à cycle ouvert, sans évaporateur, ni vanne de détente. La figure 38b montre le résultat d'une telle opération, avec une élévation de pression d'une partie des vapeurs de tête d'une pression correspondant à une température d'évaporation de 55°C, à une pression correspondant à une température de condensation de 65°C. Ce nouveau niveau de température permet de faire glisser la composite froide partiellement sous la composite chaude et réduit la consommation d'utilité chaude de 2006 à 766 kW avec une consommation d'énergie mécanique au compresseur de 50 kW seulement (si on admet un rendement isentrope de compression de 73 %). Dans ce cas, comme il n'y a pas de déplacement de la température de pincement, l'efficacité de chauffage de la pompe à chaleur correspond à l'efficacité globale du site définie comme :

$$\epsilon_{\text{procédé}} = \frac{(\dot{Q}_{\text{ch, sans pac}} - \dot{Q}_{\text{ch, avec pac}})}{\dot{E}_{\text{compresseur}}}$$

Cette efficacité, dans le cas de la figure 38, vaut 24.8 (= 1240 / 50) démontrant tout l'intérêt de ce genre de technique.

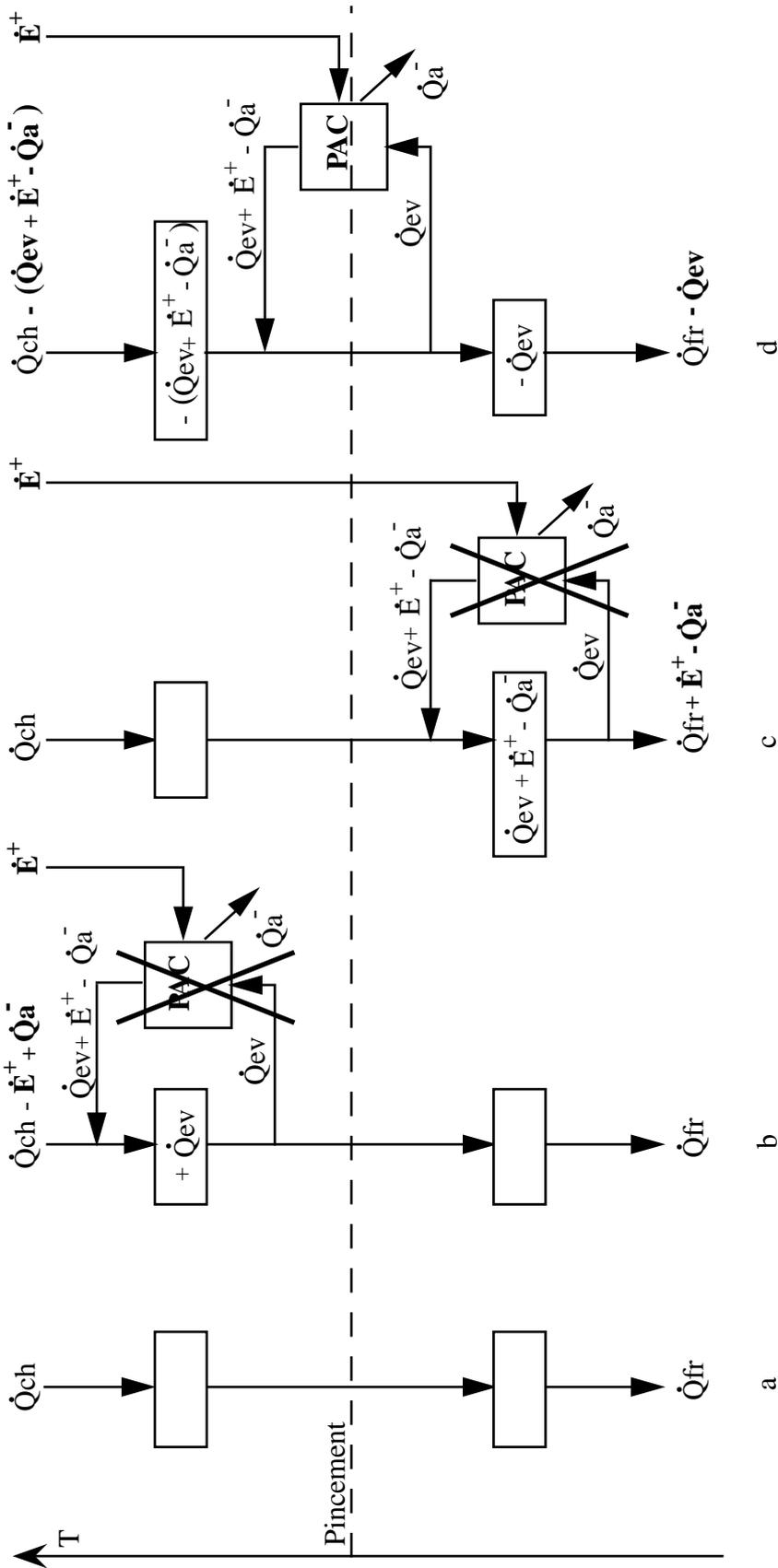


Figure 37: Positionnements d'unités de pompes à chaleur simples.

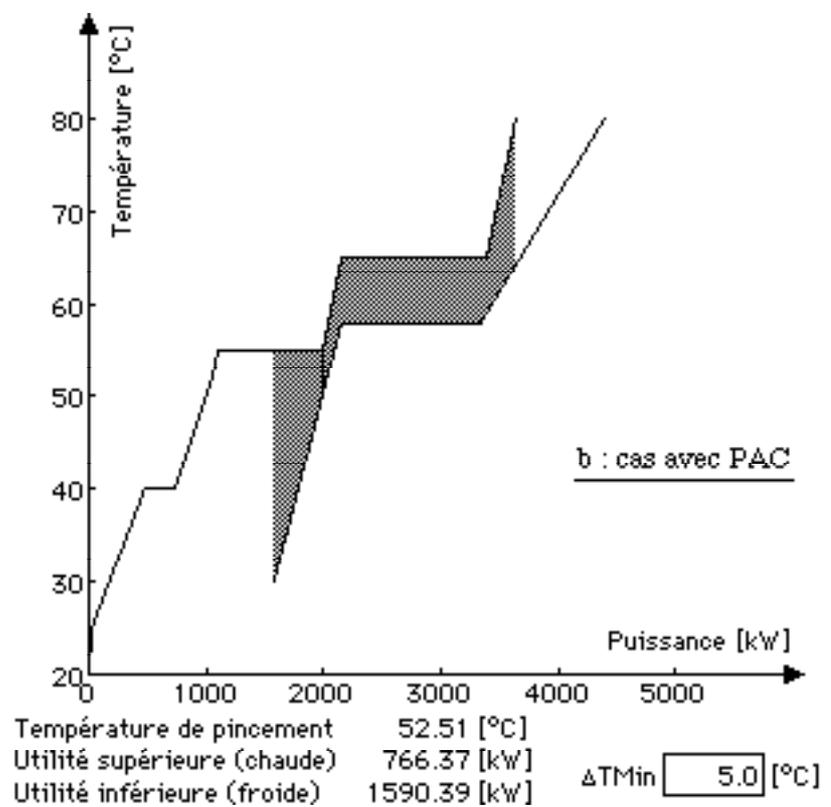
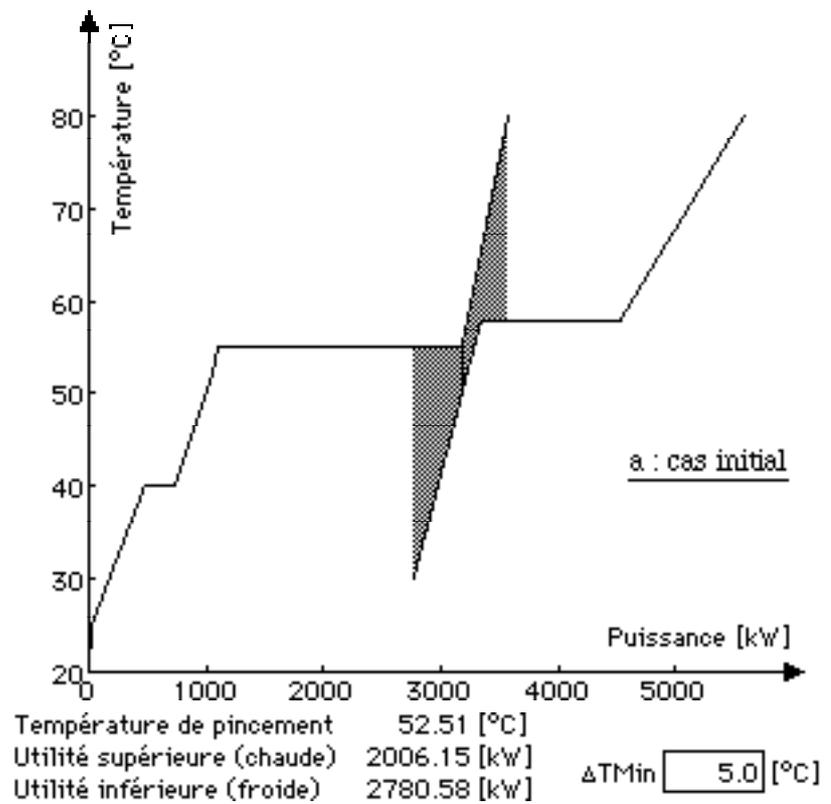


Figure 38: Intégration d'une pompe à chaleur à cycle ouvert dans un procédé.

Il n'en va cependant pas toujours de même comme le montre le cas de la figure 39. Il s'agit d'un procédé alimentaire, tiré de la référence 11, comportant trois niveaux d'évaporateurs et un séchage final de produit. Les nombreux flux comprennent notamment le flux d'air humide sortant du sécheur que l'on peut refroidir à partir de 100°C (figure 39b). La figure 39c montre le résultat de l'implantation d'une pompe à chaleur récupérant, à l'aide d'un évaporateur à 65°C, l'énergie de ces gaz en les refroidissant de 100 à 60°C. La condensation du réfrigérant de cette pompe à chaleur à cycle fermé a lieu, dans ce cas, à 95°C. Pour simplifier, nous supposons pour cet exemple que le pincement minimal est nul et que la pompe à chaleur correspond à un cycle théorique réversible. En admettant une puissance à l'évaporateur de 4329 kW et compte tenu d'une efficacité de chauffage théorique de 12.25  $[(95+273)/30]$ , la puissance au compresseur est de 385 kW pour une puissance de condenseur de 4714 kW. Même si l'efficacité de la pompe à chaleur est remarquable, le résultat effectif sur le bilan d'énergie global du site n'est malheureusement pas aussi brillant, puisque l'efficacité du procédé n'est que de 4.62 (= 1780 / 385). La raison principale de ce "déficit" est liée au fait que la température de pincement global a été modifiée, elle est passée de 89 à 70°C environ (à cause d'une puissance choisie à l'évaporateur trop grande).

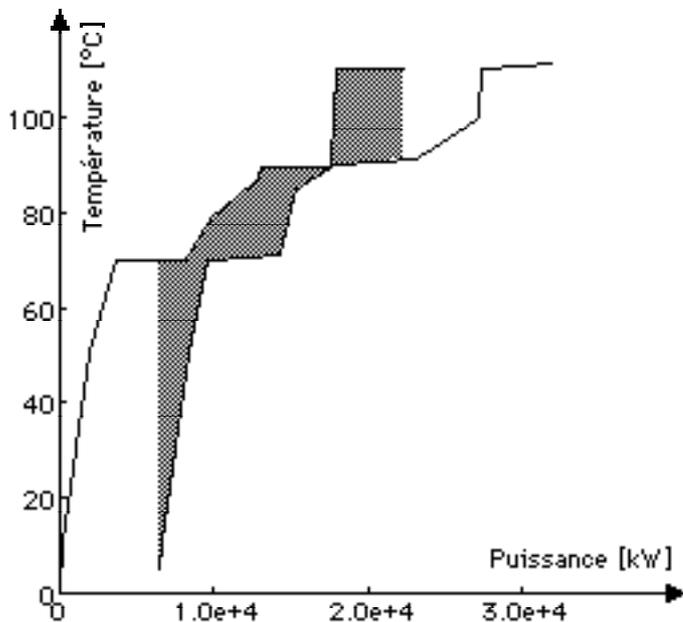
Ainsi donc, une plus grande partie de l'énergie communiquée à l'évaporateur fait désormais partie de la zone puits et est donc peu intéressante pour l'application d'une pompe à chaleur. En introduisant des pompes à chaleur, il convient donc de toujours bien vérifier l'incidence sur la température de pincement et de ne pas se contenter de la valeur de l'efficacité locale de la pompe à chaleur.

A noter que, dans la représentation de la figure 39c, la pompe à chaleur a été introduite à la composite chaude par son palier de condensation et que le flux satisfaisant l'évaporateur a été supprimé de la dite composite. Compte tenu de cette dernière exclusion, le flux froid correspondant à l'évaporateur de la pompe à chaleur n'est pas représenté. Ce mode de représentation peut être adéquat lorsqu'il y a un seul flux chaud alimentant l'évaporateur. Il permet de prendre en compte les contingences pratiques qui font que ce flux chaud est amené à transférer une partie de son énergie à travers le pincement, ce qui limite les bénéfices à attendre de la pompe à chaleur. La solution à consommation d'énergie minimale serait celle pour laquelle seule l'énergie des flux chauds au-dessous du pincement initial serait considérée pour alimenter l'évaporateur. Cette solution plus rigoureuse est représentée à la figure 39d où le choix des flux alimentant l'évaporateur d'une pompe à chaleur travaillant dans les mêmes conditions n'est pas fait à priori. La consommation d'utilité chaude du site est alors substantiellement réduite pour atteindre 4757 kW seulement, au lieu de 7691 kW pour la solution de la figure 39c et 9472 kW pour le procédé initial. En fait la solution de la figure 39d est implicitement basée sur le fait que l'évaporateur n'est que partiellement alimenté par l'air humide, le solde étant fourni par le palier de condensation d'eau à 70°C. Dans la pratique

### **Pompes à chaleur à cycle fermé**

### **Pompes à chaleur entraînées par un moteur électrique**

on explorerait également la possibilité de n'utiliser que ce dernier palier de la composite chaude pour limiter les connexions. Comme la température de pincement n'a pas changé, l'efficacité de procédé est identique à l'efficacité de la pompe à chaleur (12.25).



Température de pincement 89.58 [°C]  
 Utilité supérieure (chaude) 9471.62 [kW]  
 Utilité inférieure (froide) 6509.42 [kW]  $\Delta T_{Min}$  0.0 [°C]

Figure 39a: Procédé alimentaire initial.

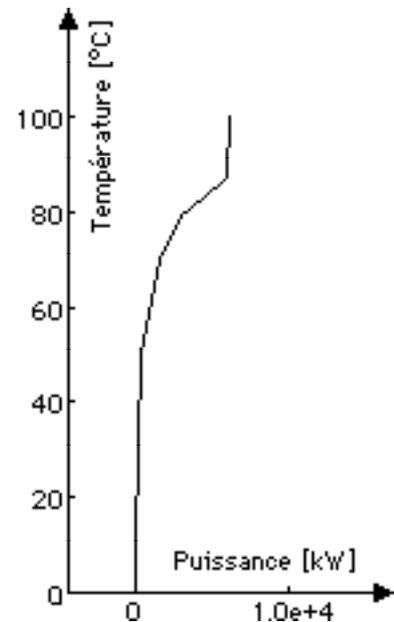
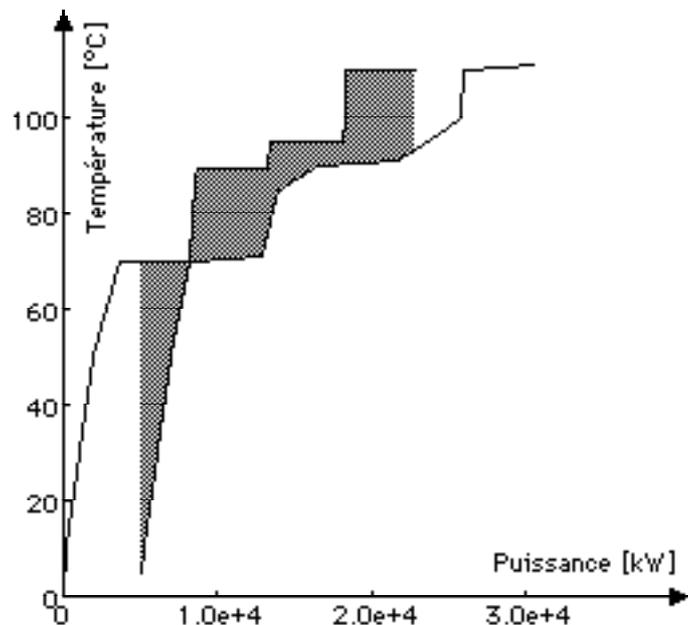


Figure 39b: Air sortant du sécheur.



Température de pincement 70.00 [°C]  
 Utilité supérieure (chaude) 7691.12 [kW]  
 Utilité inférieure (froide) 5114.32 [kW]  $\Delta T_{Min}$  0.0 [°C]

Figure 39c: Même procédé mais avec une pompe à chaleur fermée dont l'évaporateur est alimenté seulement par l'air humide sortant du sécheur (déplacement de la température de pincement).

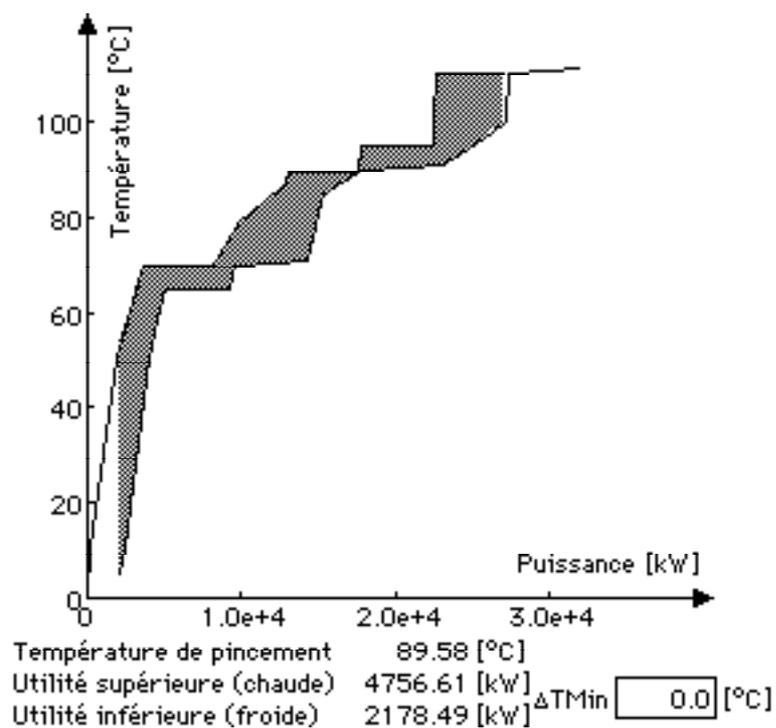


Figure 39d: Même procédé et même cycle de pompe à chaleur fermée mais en alimentant l'évaporateur qu'avec les flux de la zone source (pas de déplacement de la température de pincement).

$T_{\text{in}}$ [°C]	$T_{\text{out}}$ [°C]	$\dot{M}$ [kg/s]	$\bar{c}_p$ [kJ/(kg K)]	Pression [bar]	$\Delta\dot{H}$ [kW]	Nom du flux
110	0	2	water	1.43	5380.1	H7
90	0	2	water	0.69	5479.2	H8
70	0	2	water	0.31	5250	H9
100	10	2	2.1	1	378	H11
5	95	10	4.022	1	-3619.8	C1
110	111	7	637.14	1	-4459.98	C2
90	91	5	946	1	-4730	C3
70	71	3	1553.33	1	-4659.99	C4
85	100	4	102.5	1	-6150	C5
10	100	2	1.005	1	-180.9	C6
50	100	0.5	4.2	1	-105	C12
56	110	7	3.94	1	-1489.32	C13
100	87	2	6.66	1	173.16	H10
87	80	2	196.4	1	2749.6	H10
80	70	2	79	1	1580	H10
70	50	2	27.36	1	1094.4	H10

Table 5: Tableau de flux correspondant au procédé initial de la figure 39.

$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{M}$ [kg/s]	$\bar{c}_p$ [kJ/(kg K)]	Pression [bar]	$\Delta\dot{H}$ [kW]	Nom du flux
110	0	2	water	1.43	5380.1	H7
90	0	2	water	0.69	5479.2	H8
70	0	2	water	0.31	5250	H9
100	10	2	2.1	1	378	H11
5	95	10	4.022	1	-3619.8	C1
110	111	7	637.14	1	-4459.98	C2
90	91	5	946	1	-4730	C3
70	71	3	1553.33	1	-4659.99	C4
85	100	4	102.5	1	-6150	C5
10	100	2	1.005	1	-180.9	C6
50	100	0.5	4.2	1	-105	C12
56	110	7	3.94	1	-1489.32	C13
100	87	2	6.66	1	173.16	H10
70	50	2	27.36	1	1094.4	H10
50	10	2	6.31	1	504.8	H10
95.01	95	1	471400	1	4714	condenseur

Table 6: Tableau de flux de la figure 39c.

$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{M}$ [kg/s]	$\bar{c}_p$ [kJ/(kg K)]	Pression [bar]	$\Delta\dot{H}$ [kW]	Nom du flux
110	0	2	water	1.43	5380.1	H7
90	0	2	water	0.69	5479.2	H8
70	0	2	water	0.31	5250	H9
100	10	2	2.1	1	378	H11
5	95	10	4.022	1	-3619.8	C1
110	111	7	637.14	1	-4459.98	C2
90	91	5	946	1	-4730	C3
70	71	3	1553.33	1	-4659.99	C4
85	100	4	102.5	1	-6150	C5
10	100	2	1.005	1	-180.9	C6
50	100	0.5	4.2	1	-105	C12
56	110	7	3.94	1	-1489.32	C13
100	87	2	6.66	1	173.16	H10
87	80	2	196.4	1	2749.6	H10
80	70	2	79	1	1580	H10
70	50	2	27.36	1	1094.4	H10
50	10	2	6.31	1	504.8	H10
95.01	95	1	471400	1	4714	condenseur
65	65.01	1	433000	1	4330	évaporateur

Table 7: Tableau de flux de la figure 39d.

Les considérations ci-dessus ont été limitées aux pompes à chaleur à entraînement électrique. Dans les cas de pompes à chaleur à moteur thermique, nous retrouvons une combinaison entre les flux relatifs à la pompe à chaleur et les flux caractérisant une unité de cogénération classique avec une valorisation souvent possible des rejets liés au refroidissement du moteur et des gaz d'échappement eux-mêmes. Considérons l'exemple de la figure 40 qui correspond à un tunnel de séchage de panneaux de plâtre. Les panneaux humides, après formage, sont placés sur des chariots qui circulent progressivement à travers trois zones distinctes de séchage à température différente afin d'assurer un taux de séchage qui n'endommage pas le matériau. La figure 41a montre les composites du procédé qui ne sont à priori guère favorables pour une intégration plus poussée. Cependant, l'importante consommation d'utilités permet éventuellement d'envisager l'introduction d'une pompe à chaleur avec entraînement par moteur à gaz telle que représentée par les composites de la figure 41b. La pompe à chaleur, dans ce cas, est à cycle bi-étagé fermé, fonctionnant avec le réfrigérant HCFC123, avec un palier d'évaporation à 27°C et un palier de condensation à 100°C. L'échelle des températures est considérablement contractée dans la figure 41b pour tenir compte de la récupération sur les gaz de combustion. L'énergie thermique récupérable sur l'huile et l'eau de refroidissement du moteur est composée dans la partie de composite chaude située immédiatement à gauche du palier de condensation. L'intégration du moteur à gaz (d'une puissance mécanique de 400 kW) et de la pompe à chaleur permet une réduction de la puissance thermique de l'utilité chaude de 700 kW environ.

### Pompes à chaleur entraînées par un moteur thermique

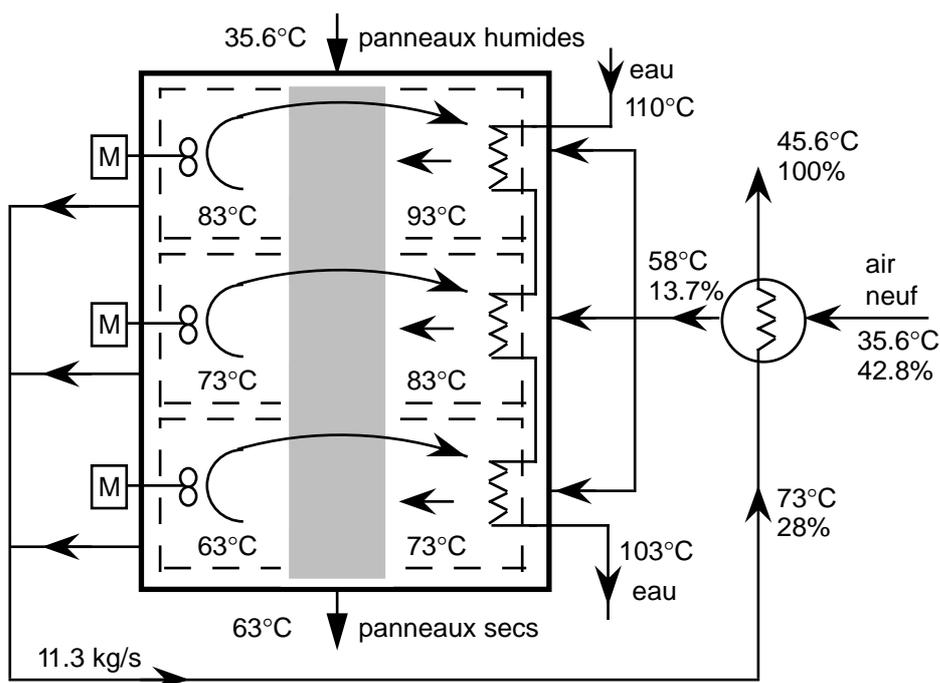


Figure 40: Procédé de séchage de panneaux de plâtre.

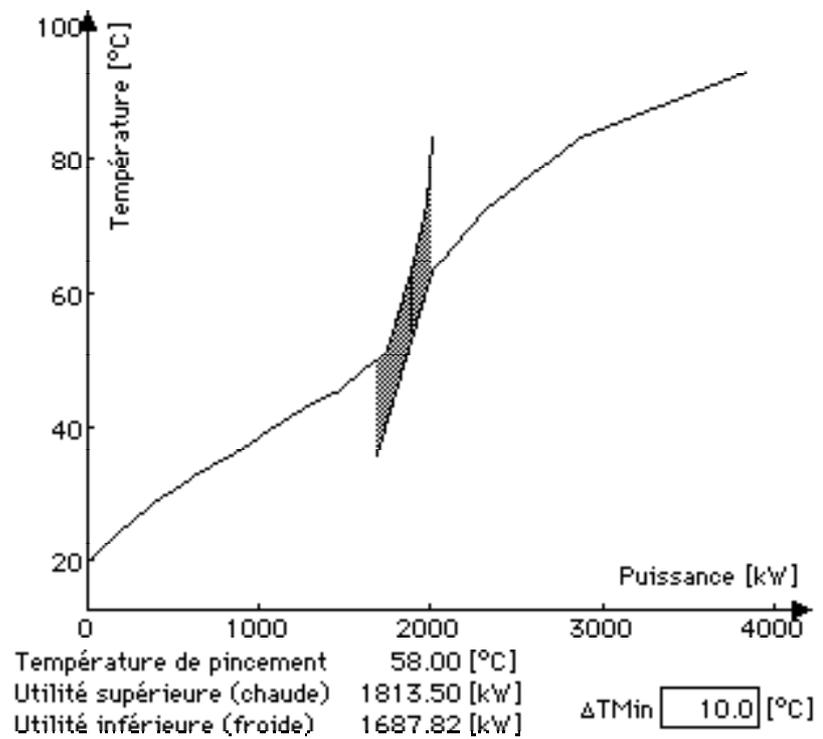


Figure 41a: Composites du procédé de séchage de panneaux de plâtre initial.

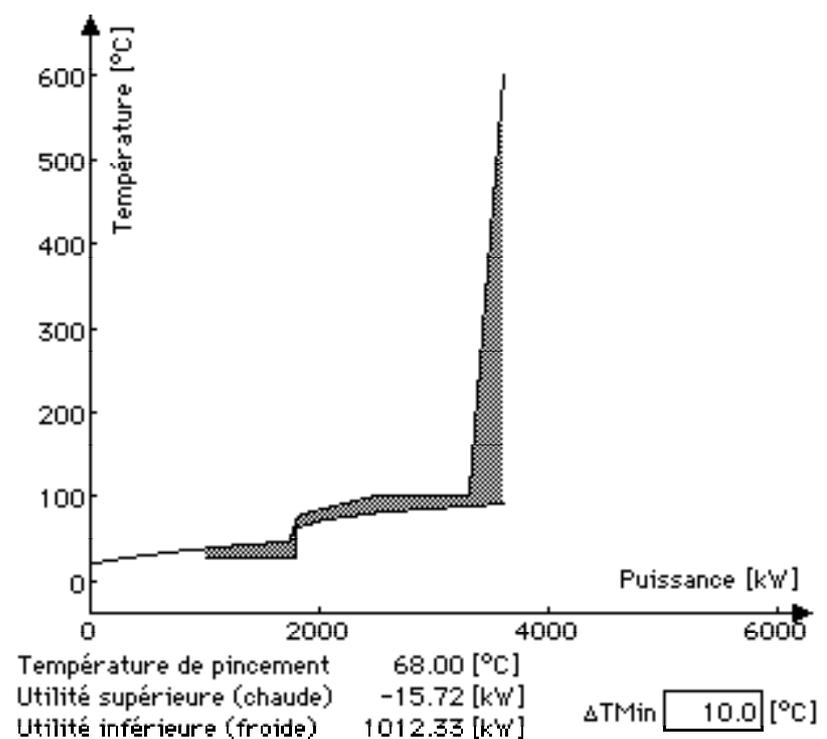


Figure 41b: Composites avec une pompe à chaleur à moteur thermique.

### 8.3 Intégration de colonnes de distillation

Lorsqu'on souhaite intégrer énergétiquement les besoins d'une colonne de distillation à un ou des procédés, on introduit principalement deux nouveaux flux :

- un flux accepteur (froid) au niveau de température du bouilleur et
- un flux donneur (chaud) au niveau de condensation des vapeurs de tête.

La figure 42 résume l'ensemble des flux, y compris les flux moins importants. A partir de la théorie du pincement, nous pouvons faire les constatations suivantes :

- 1) Si la température du bouilleur est supérieure à la température du pincement et si la température de condensation des vapeurs de tête est inférieure à la température de pincement, alors il n'y a pas de grand bénéfice à attendre d'une intégration énergétique au site. En effet, la chaleur du bouilleur ne viendrait qu'augmenter l'énergie d'utilité chaude à apporter au puits et peut tout aussi bien être fournie indépendamment. Il en va de même pour l'énergie de condensation qui ne ferait qu'augmenter le surplus d'énergie de la source et peut tout aussi bien être fournie séparément. Un intérêt éventuel pourrait résider dans le choix du niveau de température des utilités mais ne se traduirait en aucun cas par une diminution de l'énergie d'utilité à fournir.
- 2) Par contre, si la température du bouilleur et la température du condenseur sont inférieures au pincement, alors la source peut éventuellement fournir l'énergie du bouilleur et la consommation globale de refroidissement diminue de la différence entre la puissance-transformation du bouilleur et la puissance-transformation du condenseur.
- 3) Si les températures du rebouilleur et du condenseur sont dans la zone puits, alors la puissance globale d'utilité chaude du site n'est augmentée que de la différence de puissances-transformation entre rebouilleur et condenseur.

**Deux nouveaux flux**

**En fonction  
des températures  
du bouilleur  
et du condenseur**

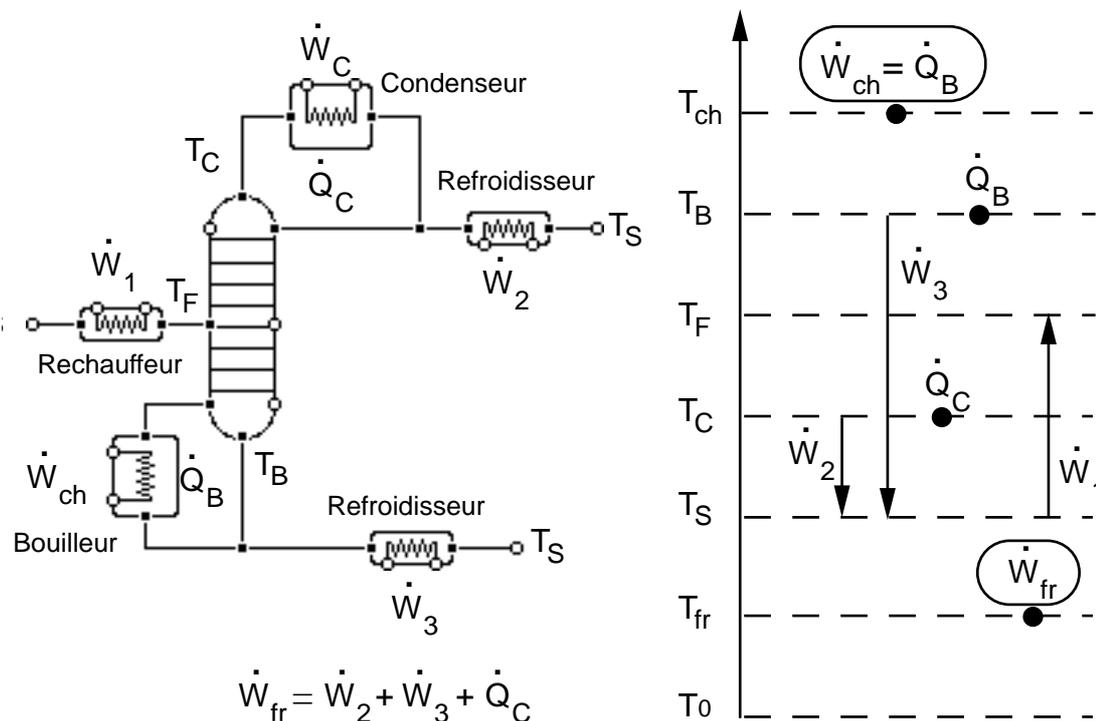


Figure 42: Intégration de colonnes de distillation.

## 9. CONCLUSIONS

### Des économies d'énergie substantielles

La théorie du pincement optimal global est un nouvel instrument très puissant à disposition de l'ingénieur. Elle a déjà permis et permettra encore de substantielles économies d'énergie dans l'industrie. Il convient de rappeler qu'elle est encore l'objet de recherches, notamment pour l'application aux nombreux procédés "batch" que l'on peut fréquemment rencontrer. Il convient également de se rappeler que, si elle facilite la détermination de l'emplacement des composants de systèmes thermiques, elle ne permet pas encore d'entrer dans le détail et de tenir efficacement compte de pertes, comme les pertes de charge, qui deviennent significatives à faible pincement. A notre avis, même si cette méthode est essentielle pour l'ingénieur énergétique, elle complète mais ne remplace pas les méthodes thermodynamiques plus générales comme la théorie de l'exergie.

### INFORMATION ET REMERCIEMENTS

La plupart des diagrammes présentés dans ce cours ont été réalisés à l'aide du logiciel PinchLENI actuellement en développement au Laboratoire d'énergétique industrielle de l'EPFL. Nous remercions MM. Tourn et Vecerina pour leurs contributions à ce développement.

---

**REFERENCES**

1. B. Linnhoff et al.- A user guide on process integration for the efficient use of energy, The Institution of Chemical Engineers, 1982, U.K.
2. P.A. Loecken, Interactive computer program used on the retrofit of a dewatering process, AIChE Meeting, Houston, March 24-25,1985.
3. J.P. Gourlia, Intégration thermique, Chap. 10, Guide pratique de l'énergie dans l'entreprise, ATEE, 94110 Arcueil (France), 1984.
4. B. Linnhoff and F.J. Alanis, Integration of a new process into an existing site - A case study, ASME winter meeting, Chicago, 1988.
5. ADVENT™ - AspenTech Europe S.A./N.V., 1140 Brussels, Belgium.
6. B. Linnhoff and J.R. Flower, Synthesis of Heat Exchanger Networks (2parts), AIChE Journal, 24, 633, 1978.
7. A. Bölcs, Transfert de chaleur et de masse, cours EPFL, 1989.
8. PINCHY - Programme interactif d'aide à la conception de réseau par la méthode du pincement optimal, en cours de développement au Laboratoire d'énergétique industrielle de l'EPFL.
9. Means - Mechanical Cost Data, ed. R.S.Means Company, Inc. Kingston, MA 02364-0800, USA.
10. ASPEN PLUS - Process Flowsheet Simulation, AspenTech Europe S.A./N.V., 1140 Brussels, Belgium.
11. P.A. Loecken, Process integration of heat pumps, 2nd International Symposium on The Large Scale Application of Heat Pumps, York, England, Sept.1984.
12. D. Ore, Les graphes et leurs applications, Dunod, 1970.
13. Rickli J.P., Etapes de travail et critères de décision dans le choix du concept d'un cycle thermique. Exemple: Installation PEGUS 12. Séminaire présenté à l'EPFL le 23 janvier 1991.

## NOMENCLATURE

<i>Symbole</i>	<i>Signification</i>	<i>Unités</i>
A	surface d'échange	m <sup>2</sup>
b	puissance chaleur liée à une boucle de relaxation	W
D	déficit (d'énergie)	-
Ė	puissance mécanique ou électrique	W
k	coefficient d'échange global	W/(m <sup>2</sup> K)
L	nombre de boucles	-
Ṁc <sub>p</sub>	capacité thermique d'un flux	W/K
N	nombre de flux	-
Q̇	puissance chaleur	W
Q̇ <sub>ch, min</sub>	puissance chaleur minimale de la source chaude	W
Q̇ <sub>fr, min</sub>	puissance chaleur minimale de la source froide	W
s	nombre de sous systèmes	-
S	surplus (d'énergie)	-
T	température	K
u	nombre d'échangeurs	-
w	puissance liée à une trajectoire de relaxation	W
Ẇ	puissance d'un échangeur, puissance-transformation de flux	W

### Lettres grecques

<i>Symbole</i>	<i>Signification</i>	<i>Unités</i>
α	coefficient de transfert de chaleur par convection	W/(m <sup>2</sup> K)
ΔĤ	différence d'enthalpie, puissance transformation d'un flux	W
ΔT <sub>min</sub>	écart minimum de température (pincement)	K
ε	efficacité globale	-

### Indices

<i>Symbole</i>	<i>Signification</i>
a	atmosphère
B	bouilleur
C	condenseur
ch	chaud
ev	évaporateur
F	flux d'alimentation
fr	froid
i	intervalle
in	entrée d'un flux
out	sortie d'un flux
S	stockage

**L'utilisation rationnelle de l'énergie présuppose une série de choix opérés en connaissance de cause. Où est-il possible d'économiser de l'énergie ? Quel volume d'économies peut-on escompter ? La méthode d'analyse présentée dans ce manuel permet de répondre à ces questions. Les exemples présentés montrent que les économies ne se limitent pas à la consommation d'électricité. La mise en évidence et l'évaluation des points faibles permettent d'améliorer les processus de fabrication en réduisant les ressources utilisées. RAVEL, un programme d'action pour l'industrie.**