

12 OPTIMISATION PAR INTÉGRATION SYSTÉMIQUE

Les approches classiques en matière d'optimisation des systèmes thermodynamiques, valables pour optimiser un par un les différents composants d'une installation, restent insuffisantes pour guider le concepteur dans le choix de la meilleure configuration du système complet.

Comme l'a montré l'exemple des générateurs de vapeur récupérateurs (GVR) utilisés dans les cycles combinés (sections 5.6.2 et 7.3), des irréversibilités particulières apparaissent en sus de celles de chaque élément, dès lors que l'on assemble divers composants entre eux. Ces irréversibilités peuvent être qualifiées de systémiques car elles dépendent principalement des positionnements relatifs des composants. La réduction de ces irréversibilités permet d'augmenter l'efficacité des systèmes considérés, grâce notamment à une meilleure régénération interne.

L'optimisation globale de tels systèmes a fait l'objet d'un certain nombre de travaux depuis quelques années. On pourra à ce sujet se référer aux publications de Grossmann, Sargent et Floudas citées en bibliographie. Ces travaux s'appuient généralement sur des méthodes très sophistiquées relevant des mathématiques appliquées, qui se présentent pour le physicien ou l'ingénieur comme des procédures lourdes et hermétiques, laissant peu de place à l'intuition ou au sens physique. De ce fait, elles ne lui permettent pas de tirer tout le parti possible de son expérience, et se révèlent *in fine* des outils d'aide à la conception de qualité moyenne.

Il apparaît donc opportun de développer des méthodes hybrides, permettant d'exploiter au mieux les propriétés physiques des systèmes considérés. Dans cet esprit, l'Intégration Systémique constitue un outil particulièrement puissant et intéressant que nous développerons dans ce chapitre, après avoir présenté les bases de la méthode du pincement, ses applications à la conception des réseaux d'échangeur et l'algorithme de minimisation du pincement. Nous montrerons ensuite comment l'Intégration Systémique peut être mise en œuvre dans Thermoptim, et terminerons en donnant un exemple concret (optimisation d'un cycle combiné à deux niveaux de pression). Précisons dès maintenant que les versions de démonstration, éducation et standard de Thermoptim ne donnent pas accès à ces outils.

12.1 PRINCIPES DE BASE

Considérons un système au sein duquel de la matière est transformée selon divers procédés, les uns exothermiques, les autres endothermiques. Chacun de ces procédés reçoit ou fournit de la chaleur. Si l'on veut optimiser la dépense globale en énergie, pour diminuer les apports externes, il faut valoriser au mieux toutes les chaleurs disponibles en interne. L'intégration thermique fournit une méthode rigoureuse pour cela, en permettant d'optimiser la configuration globale de l'installation, et en garantissant la meilleure cohérence entre l'ensemble des besoins et des disponibilités en énergie.

Par souci de simplicité, nous présenterons dans un premier temps les principes de base de l'intégration thermique sans faire appel à l'analyse exergetique, puis nous généraliserons notre approche.

12.1.1 ÉVAPORATEUR DE CHALEUR

Le principe fondamental de l'intégration thermique consiste à classer l'ensemble des besoins de chaleur en fonction des niveaux de température auxquels ils correspondent, afin d'apparier au mieux les fluides chauds et froids. Pour cela, on utilise par exemple la représentation graphique déjà introduite section 5.2.6 du tome 1, où l'on porte en ordonnée la température, et en abscisse les enthalpies mises en jeu (diagramme enthalpique de la figure 12.1.1). On notera que, pour des échanges purement thermiques, les enthalpies sont égales aux chaleurs échangées. Dans un tel diagramme, un évaporateur sans surchauffeur se présente comme sur la figure 12.1.1. Le fluide qui s'évapore est représenté par la courbe inférieure (1-2-3), qui présente un point anguleux 2 correspondant au début de l'ébullition. Le fluide chaud se refroidit quant à lui de 4 en 5, par diminution de sa chaleur sensible.

Sur les segments (1-2) et (4-5), on a $\Delta H = \dot{m} c_p \Delta T$, et donc $\Delta T = \frac{1}{\dot{m} c_p} \Delta H$.

Les pentes des segments (1-2) et (4-5) sont donc égales aux inverses des débits de capacité thermique qui traversent les échangeurs correspondants. Au niveau du segment (2-3), on a bien évidemment $\Delta T = 0$, la vaporisation se faisant à température constante pour un corps pur ou un azéotrope.

On voit apparaître au niveau du point 2 un minimum A dans l'écart de température entre les deux fluides, appelé **pincement**. Ce point joue un rôle fondamental dans le dimensionnement des échangeurs, puisqu'il représente le plus faible écart de température dans l'installation.

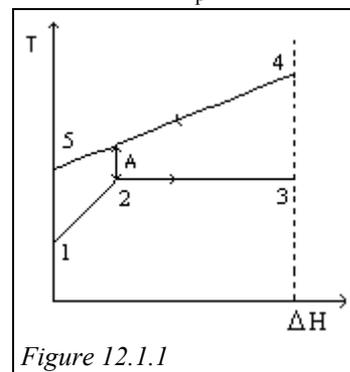
Pour réduire le coût des équipements, il est préférable que le pincement ne soit pas trop faible. En revanche, l'optimisation thermodynamique du système complet demande qu'il soit le plus réduit possible. D'une manière générale, le point de pincement correspond à la zone la plus contrainte du système thermique étudié.

Sur ce graphique on voit clairement qu'au-dessous du pincement, la pente du segment représentant le fluide froid est supérieure à celle correspondant au fluide chaud :

$$\frac{1}{\dot{m} c_{pf}} > \frac{1}{\dot{m} c_{pc}} \quad \dot{m} c_{pc} > \dot{m} c_{pf}$$

Au-dessus du pincement; c'est l'inverse : $\dot{m} c_{pc} < \dot{m} c_{pf}$

L'échangeur, dimensionné en fonction du pincement, fonctionne en dehors de ce point avec des écarts de température plus importants entre les deux fluides, ce qui induit une augmentation des irréversibilités, sans aucune contrepartie, et n'est donc pas souhaitable. Toutefois, compte tenu de la particularité de l'échangeur considéré ici (il s'agit d'un évaporateur qui présente donc un palier de vaporisation), il n'est pas possible de réduire ces irréversibilités sauf à utiliser comme fluide chaud une vapeur condensable (on notera (cf. section 10.2) que c'est précisément ce qu'apporte la compression mécanique de vapeur lorsqu'elle est possible).



Comme on le verra plus loin, le point de pincement correspond à une coupure au niveau du système thermique et conduit à une étude indépendante de chaque zone. Le plus souvent, on conçoit donc les installations pour que de tels points se situent entre les divers éléments.

Pour un système plus complexe, l'intégration thermique conduit à classer les besoins et les disponibilités en énergie en fonction des températures, puis à les reporter sur un diagramme (T,h).

12.1.2 INTÉGRATION D'UN SYSTÈME THERMIQUE COMPLEXE

Nous commencerons par illustrer l'intégration thermique sur un cas relativement simple, tiré de l'article de Gourlia de 1989 cité en référence, auquel le lecteur pourra se reporter pour plus de précisions.

On considère une usine où l'on dispose des chaleurs suivantes, liées par exemple à des procédés exothermiques :

Fluide 1	220 - 40 °C	1 800 kW
Fluide 2	320 - 200 °C	2 400 kW
Fluide 3	140 - 40 °C	800 kW
Fluide 4	100 °C	1 200 kW
Chaudière	600 °C	1 900 kW

et où les besoins sont les suivants :

Fluide 5	40 - 320 °C	6 000 kW
Fluide 6	220 °C	600 kW

Dans cette usine, les enthalpies disponibles dans les fluides 1 à 4 correspondent à des rejets, et sont donc en quelque sorte des calories "gratuites" que l'on cherche à valoriser, tandis que les 1 900 kW fournis par la chaudière à 600 °C sont d'une autre nature : il s'agit d'une énergie payante, apportée par une "utilité chaude", que l'on cherche généralement à minimiser. La valeur de 1 900 kW a été déterminée d'une manière classique par un bureau d'études.

L'intégration thermique va permettre, comme nous allons le voir plus loin, d'une part de déterminer la quantité minimale de chaleur à fournir par les utilités et leurs niveaux de température, et d'autre part de définir un réseau d'échangeurs approprié pour que l'usine puisse fonctionner. Avant d'exposer les méthodes qui conduisent à ces résultats, nous commencerons par généraliser la présentation qui a été faite des diagrammes enthalpiques.

12.1.2.1 Tracé de la courbe composite

Le niveau de température auquel une enthalpie peut être échangée étant une des principales contraintes lors de la conception d'un réseau d'échangeurs, on commence par classer les chaleurs mises en jeu en fonction de ce paramètre.

Pour cela, on suppose généralement une variation linéaire des enthalpies échangeables par chaleur sensible (hypothèse de constance des capacités thermiques des fluides qui entrent en jeu), et on effectue le cumul des disponibilités et des besoins, pour les différents intervalles de température du système, dont les limites sont déterminées par le cahier des charges initial, tel que résumé page précédente.

Par ordre de températures croissantes, ce cumul s'établit comme suit, les besoins et disponibilités étant supposés en première approximation être des fonctions linéaires des températures entre les différentes valeurs limites :

Disponibilités :

< 40 °C	0	
< 100 °C	$1\,800 \frac{100 - 40}{220 - 40} + 800 \frac{100 - 40}{140 - 40} = 1\,080 \text{ kW}$	fluides 1 et 3
≤ 100 °C	$1\,080 + 1\,200 = 2\,280 \text{ kW}$	fluides 1; 3 et 4
< 140 °C	$2\,280 + 1\,800 \frac{140 - 100}{220 - 40} + 800 \frac{140 - 100}{140 - 40} = 3\,000 \text{ kW}$	fluides 1 et 3
< 200 °C	$3\,000 + 1\,800 \frac{200 - 140}{220 - 40} = 3\,600 \text{ kW}$	fluide 1
< 220 °C	$3\,600 + 2\,400 \frac{220 - 200}{320 - 200} + 1\,800 \frac{220 - 200}{220 - 40} = 4\,200 \text{ kW}$	fluides 1 et 2
< 320 °C	6 200 kW	fluide 2
≤ 600 °C	8 100 kW	chaudière

Besoins :

< 40 °C	0	
< 220 °C	$6\,000 \frac{220 - 40}{320 - 40} = 3\,857 \text{ kW}$	fluide 5
≤ 220 °C	$3\,857 + 600 = 4\,457 \text{ kW}$	fluides 5 et 6
< 320 °C	6 600 kW	fluide 5

On peut reporter ces énergies sur un diagramme (T,h), en cherchant à valoriser au mieux les enthalpies en fonction de leurs niveaux de température respectifs. On cale pour cela la courbe des besoins sur celle des disponibilités à partir du maximum des puissances.

On obtient ainsi le diagramme de la figure 12.1.2, que l'on appelle courbe composite (CC). La courbe en gras représente le cumul des disponibilités en fonction de la température, celle en trait fin, celui des besoins. Sur l'exemple présenté, les niveaux de température des disponibilités suffisent à assurer la fourniture des besoins, et il subsiste même un excédent de 1 500 kW entre 40 et 100 °C, qui doit être évacué par les utilités froides, par exemple par un aéroréfrigérant échangeant avec l'air ambiant.

Le diagramme montre l'existence d'un pincement au niveau 100 °C, 2 280 kW, qui correspond à environ 24 K d'écart entre les deux courbes. Il permet par ailleurs de connaître les écarts de température au niveau de chaque plage, et donc de dimensionner exactement les échangeurs. Il est inutile de les calculer au plus juste s'ils fonctionnent avec des écarts de température importants. On notera que rien n'empêche qu'il y ait plusieurs pincements, le cas limite étant celui d'un échangeur contre-courant entre deux fluides de même débit calorifique, auquel cas l'écart de température entre eux reste constant, ce qui correspond à un nombre de pincements infini.

Dans l'exemple présenté, les courbes ne se coupent pas sur le diagramme. Dans d'autres cas, elles peuvent le faire, ce qui signifie qu'il faut fournir davantage d'énergie. L'intégration thermique permet alors de choisir le meilleur emplacement pour cela.

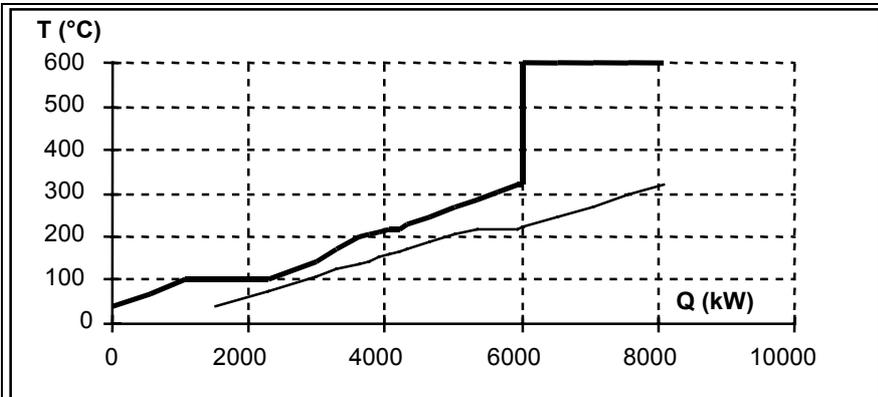


Figure 12.1.2 : Courbe composite

12.1.2.2 Représentation exergetique de la courbe composite

Jusqu'ici, nous avons raisonné, par souci de simplicité, dans un diagramme (T,h), dont le sens physique est assez parlant. Une manière plus générale de raisonner, quoique moins directement accessible, consiste à utiliser comme ordonnée non pas la température, mais le facteur de Carnot $\theta = 1 - \frac{T_0}{T}$.

Une telle représentation présente un double intérêt :

- d'une part l'aire comprise entre les deux courbes correspond, pour les systèmes purement thermiques¹, à l'exergie détruite, c'est-à-dire aux irréversibilités ;
- d'autre part elle est bien adaptée à la comparaison entre les énergies thermiques et nobles (mécanique ou chimique).

Le diagramme de la figure 12.1.3 correspond au système thermique précédent. On y voit qu'ici les irréversibilités sont à peu près uniformément réparties entre 2 500 et 5 500 kW, mais qu'elles sont plus importantes aux basses et hautes températures.

Quoique thermodynamiquement plus riche d'enseignements, l'approche exergetique est rarement employée de manière systématique dans les études d'intégration thermique. Deux raisons principales permettent d'expliquer ce phénomène :

¹ on appellera ainsi des systèmes ne recevant aucun travail des forces externes, où les fluides échangeant de la chaleur sensible sont supposés incompressibles, qu'ils soient gazeux ou liquides, et où les écoulements se font sans pertes de charge.

Dans ce cas, $ds = \frac{c_p dT}{T}$, et $dx_{hi} = c_p T_0 \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T + \Delta T} \right) dT$, ce qui correspond bien à l'aire comprise entre les facteurs de Carnot des deux fluides échangeant de la chaleur avec un écart de température ΔT .

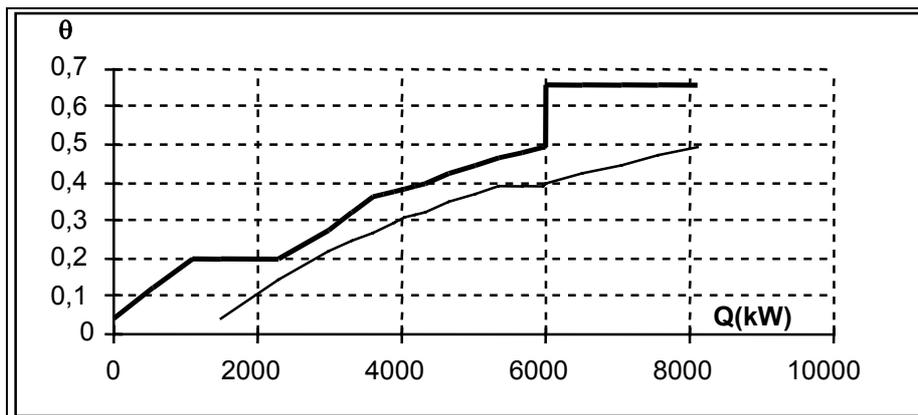


Figure 12.1.3 : Courbe composite exergetique

- d'une part, le raisonnement exergetique est moins généralisé dans les entreprises que le raisonnement énergétique, sa mise en œuvre étant un peu plus délicate, avec des risques d'erreur plus importants pour les non-initiés ;
- d'autre part, nous avons déjà souligné que les méthodes d'intégration thermique permettent à leur utilisateur de raisonner physiquement, c'est-à-dire essentiellement qualitativement, comme nous le montrerons plus loin. Une approche énergétique du type de celle que nous allons exposer maintenant se révèle alors généralement suffisante.

12.2 CONCEPTION DES RÉSEAUX D'ÉCHANGEURS

Cette brève présentation a montré l'intérêt que présente l'intégration thermique pour visualiser les irréversibilités dans un système complexe. Elle nous a permis de mettre en évidence les écarts de température au sein des échangeurs, mais pas encore de définir l'architecture globale du réseau d'échangeurs. C'est ce que nous allons voir dans cette section. Nous nous contenterons, pour les raisons qui viennent d'être expliquées, d'une approche enthalpique classique.

Sur la courbe composite (figure 12.2.1), le pincement sépare deux zones :

- la zone inférieure, où les fluides "froids" (besoins) sont incapables d'absorber toute la chaleur disponible dans les fluides "chauds" (disponibilités), un excédent devant être évacué par un fluide de refroidissement complémentaire. Cette zone, excédentaire en chaleur, se comporte globalement comme une source de chaleur, et est appelée zone exothermique ;
- la zone supérieure, où la situation est duale de la précédente : les besoins de chaleur des fluides "froids" sont

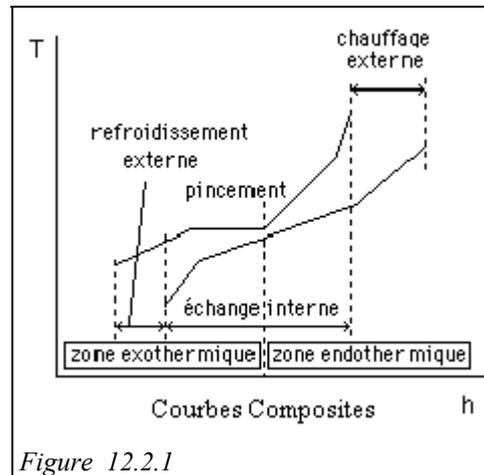


Figure 12.2.1

supérieurs à l'enthalpie disponible dans les fluides "chauds", et un complément de chauffage est nécessaire. Cette zone, déficitaire en chaleur, se comporte en puits de chaleur, et est appelée zone endothermique.

Lorsque la valeur du pincement est nulle, aucun transfert de chaleur n'existe entre ces deux zones, ce qui justifie que l'on qualifie alors le pincement de "coupure" du système. Cette situation est bien entendu un cas limite. Elle correspond au cas où la chaleur absorbée par la zone endothermique et celle rejetée par la zone exothermique sont minimales.

Lorsque la valeur du pincement n'est pas nulle, les chaleurs absorbée à haute température et rejetée à basse température sont toutes deux augmentées de la même quantité Q_p , qui correspond à la chaleur transitant à travers le pincement entre les deux zones. On s'aperçoit donc d'un intérêt supplémentaire de l'intégration thermique : mettant en évidence le point de pincement, elle permet de réduire Q_p au minimum économique, et donc de dimensionner au mieux les réseaux d'échangeurs des zones supérieure et inférieure. En effet, une erreur de conception des échangeurs dans l'une des deux zones, contribuant à augmenter l'enthalpie échangée, conduit inéluctablement à un surdimensionnement de l'autre zone.

La méthode présentée section 12.3.4 permet de déterminer une configuration du réseau d'échangeurs minimisant les apports de chaleur par les utilités chaudes dans la zone endothermique, et les extractions de chaleur par les utilités froides dans la zone exothermique. Cette configuration, minimale selon ce critère, peut fréquemment correspondre à un nombre d'échangeurs plus important que d'autres agencements. Il peut donc être nécessaire d'étudier d'autres variantes, ce qui se fait en relaxant les critères retenus précédemment.

12.3 MINIMISATION DU PINCEMENT

Le tracé et l'exploitation des courbes composites globales n'étant ni très aisés ni très précis, le Professeur B. Linnhoff a proposé une méthode dont nous donnons ici les grandes lignes. La méthode de Linnhoff consiste à travailler directement sur les bilans enthalpiques par niveaux de température, alors que, lors de la création de la CC, on dissociait la courbe des disponibilités de celle des besoins.

L'algorithme de minimisation du pincement sert à déterminer la valeur de l'appoint correspondant au pincement minimal. L'algorithme original de Linnhoff, dont il est issu, est connu en anglais sous le nom de *problem table algorithm*.

L'algorithme peut être décomposé en quatre étapes :

- décalage des températures ;
- détermination des intervalles de température du problème par tri des bornes des températures supérieures et inférieures ;
- établissement des bilans enthalpiques (par intervalle de température) des composites chaude et froide et de leur différence ;
- établissement du tableau récapitulatif d'ensemble et détermination de l'appoint minimum.

12.3.1 MISE EN ŒUVRE DE L'ALGORITHME

12.3.1.1 Décalage des températures

Pour être certain que les fluides chauds et froids peuvent échanger de la chaleur lorsqu'on les regroupe dans un intervalle de température approprié, on s'assure qu'il existe toujours entre eux un écart de température ΔT_{pinc} . Il suffit pour cela de modifier légèrement leurs niveaux de température :

- pour les fluides chauds, en les réduisant de $\Delta T_{\text{pinc}}/2$;
- pour les fluides froids, en les augmentant de $\Delta T_{\text{pinc}}/2$.

La valeur de ΔT_{pinc} est arbitraire : elle dépend du problème considéré. On retiendra généralement environ 16 à 20 K pour un échange entre gaz, et 8 à 10 K pour des liquides. Pour les échanges diphasiques, ces valeurs pourront être réduites.

Il est d'ailleurs possible, lors de l'étude d'un système complexe, de retenir des valeurs de pincement minimal différentes selon les fluides considérés. C'est en ceci que l'algorithme retenu dans Thermoptim diffère de celui de Linnhoff. Toutefois, dans l'exemple qui suit, nous ne retiendrons par souci de simplicité qu'une valeur unique.

À titre d'exemple, reprenons le problème étudié plus haut, mais sans faire apparaître les enthalpies fournies par les utilités chaudes (chaudière à 600 °C), ou extraites par les utilités froides (aéroréfrigérant).

En imposant artificiellement un ΔT égal à 1 K pour les paliers de vaporisation-condensation, afin d'éviter d'avoir des segments de pente nulle, le cahier des charges peut être résumé par le tableau 12.1.

TABLEAU 12.1

fluide	m, \dot{c}_p (kW/K)	T_s (°C)	T_t (°C)	ΔH (kW)
1	10	40	220	1 800
2	20	200	320	2 400
3	8	40	140	8 00
4	1200	100	101	1 200
5	21	40	320	6 000
6	600	220	221	6 00

TABLEAU 12.2 DONNÉES AVEC LES TEMPÉRATURES DÉCALÉES

fluide	m, \dot{c}_p (kW/K)	type	T_{inf} (°C)	T_{sup} (°C)	ΔH (kW)
1	10	chaud	35	215	1800
2	20	chaud	195	315	2400
3	8	chaud	35	135	800
4	1200	chaud	95	96	1200
5	21	froid	45	325	6000
6	600	froid	225	226	600

En tenant compte de ΔT_{pinc} (ici 10 K), on obtient le tableau 12.2 des intervalles de températures décalées. Bien évidemment, les enthalpies mises en jeu ne sont pas modifiées par ce décalage.

12.3.1.2 Recherche des intervalles de température

La deuxième étape permet de déterminer les intervalles de température du problème par tri des bornes des températures supérieures et inférieures.

On trie pour cela l'ensemble des bornes de températures T_{inf} et T_{sup} , par ordre de valeurs décroissantes, ce qui, dans ce cas, conduit aux dix intervalles de température du tableau 12.3.

intervalle	T_i (°C)	T_{i+1} (°C)	fluides	$T_i - T_{i+1}$ (K)	$\Sigma(\dot{m}_i c_p)$ (kW/K)	ΔH_{bd} (kW)
1	325	315	*5*	10	21,43	214
2	315	226	*5,2*	89	1,43	127
3	226	225	*5,2,6*	1	601,43	601
4	225	215	*5,2*	10	1,43	14
5	215	195	*5,2,1*	20	-8,57	-171
6	195	135	*5,1*	60	11,43	686
7	135	96	*5,1,3*	39	3,43	134
8	96	95	*5,1,3,4*	1	-1196,6	-1197
9	95	45	*5,1,3*	50	3,43	171
10	45	35	*1,3*	10	-18,0	-180

12.3.1.3 Établissement des bilans enthalpiques

On établit ensuite les bilans enthalpiques (par intervalle de température) des composites chaude et froide et de leur différence.

Pour chaque intervalle de température, on repère les fluides qui le traversent (quatrième colonne du tableau 12.3). Les fluides étant ainsi classés, on peut les regrouper par type, et calculer les bilans enthalpiques de chaque intervalle, à partir des formules (12.3.1 à 12.3.3), l'indice b se rapportant aux besoins, d aux disponibilités, et bd à l'écart entre eux :

$$\Delta H_b = (T_i - T_{i+1}) \Sigma \dot{m} c_{pb} \quad (12.3.1)$$

$$\Delta H_d = (T_i - T_{i+1}) \Sigma \dot{m} c_{pd} \quad (12.3.2)$$

$$\Delta H_{bd} = \Delta H_b - \Delta H_d = (T_i - T_{i+1}) (\Sigma \dot{m} c_{pb} - \Sigma \dot{m} c_{pd}) \quad (12.3.3)$$

ΔH_b et ΔH_d représentent respectivement les variations d'enthalpie des besoins et des disponibilités sur l'intervalle i. Elles correspondent donc aux segments des composites froide et chaude.

ΔH_{bd} est positif si les besoins en chaleur sont supérieurs aux disponibilités, et négatif dans le cas contraire. Il représente le bilan enthalpique net de l'intervalle, et sert d'une part pour la détermination du pincement minimal, et d'autre part pour tracer la Grande Courbe Composite GCC (figure 12.3.1). On obtient ainsi le tableau 12.3.

12.3.1.4 Détermination de l'appoint minimum

Enfin, on établit le tableau récapitulatif d'ensemble 12.3, ce qui permet de déterminer l'appoint minimum.

On notera que les enthalpies disponibles dans un intervalle (négatives par construction) sont à une température suffisante pour être utilisées dans tous les intervalles d'ordre supérieur : si par exemple, dans l'intervalle i , on dispose d'un excédent de puissance, on peut s'en servir pour chauffer un fluide dans l'intervalle $i+1$.

On peut ainsi mettre en évidence une "cascade" de niveaux de température et de bilans enthalpiques correspondants, obtenus en soustrayant les valeurs des ΔH_{bd} calculés (tableau 12.4).

TABLEAU 12.4

intervalle	T_i (°C)	T_{i+1} (°C)	ΔH_{bd} (kW)	cumul (kW)
1	325	315	214	-214
2	315	226	127	-341
3	226	225	601	-943
4	225	215	14	-957
5	215	195	-171	-786
6	195	135	686	-1471
7	135	96	134	-1605
8	96	95	-1197	-409
9	95	45	171	-580
10	45	35	-180	-400

Le tableau 12.4 montre que le déficit enthalpique maximal est égal à 1605 kW, en l'absence de la chaudière, et qu'il prend place entre les intervalles 7 et 8, au niveau de 95 °C (la valeur de 96 °C est artificielle, car elle provient de l'écart de température de 1 K introduit pour éviter d'avoir un palier de vaporisation de pente nulle).

C'est là que se situe le pincement du système. Compte tenu de la valeur de ΔT_{pinc} retenue, cela correspond à 100 °C pour les fluides donneurs (chauds), et à 90 °C pour les fluides récepteurs (froids). Le déficit doit être compensé par un appoint $\Delta H_{min} = 1605$ kW. Sa valeur est inférieure de 295 kW à celle qu'avait retenue le bureau d'études (1900 kW). Si on apporte à haute température les 1605 kW manquants, on obtient le tableau 12.5.

Les zones endothermique et exothermique apparaissent clairement, la première comprenant les intervalles 1 à 7, et la seconde 8 à 12. Au niveau du pincement, le flux enthalpique qui transite d'un intervalle à l'autre est nul par construction.

Comme on le voit, le grand intérêt de l'algorithme de minimisation du pincement est de permettre, de manière relativement simple, de déterminer la valeur minimale de l'appoint à fournir au système.

Si l'on trace sur un graphique la courbe dont les abscisses sont la cinquième colonne du tableau 12.5 et les ordonnées la troisième (avec comme point supplémentaire celui qui a pour coordonnées $(\Delta H_{min}, T_1)$), on obtient la Grande Courbe Composite

en températures décalées, qui donne, pour chaque intervalle de température, le bilan enthalpique net cumulé (figure 12.3.1).

TABLEAU 12.5

intervalle	T_i (°C)	T_{i+1} (°C)	ΔH net (kW)	(kW)
				1605
1	325	315	214	1391
2	315	226	127	1264
3	226	225	601	662
4	225	215	14	648
5	215	195	-171	819
6	195	135	686	134
7	135	96	134	0
8	96	95	-1197	1196
9	95	45	171	1025
10	45	35	-180	1205

12.3.2 ÉTABLISSEMENT DES COURBES COMPOSITES NON DECALÉES

Une fois l'apport minimal connu (ici $\Delta H_{\min} = 1605$ kW), on peut revenir aux températures réelles non décalées, et recalculer les courbes composites des besoins et des disponibilités réelles, en réutilisant une partie de l'algorithme de minimisation du pincement :

- détermination des intervalles réels de température du problème par tri des bornes des températures supérieures et inférieures non décalées. La procédure est la même que précédemment, mais on part du tableau 12.1 au lieu du tableau 12.2 ;

- établissement des bilans enthalpiques (par intervalle de température) des composites chaude et froide. La procédure est aussi similaire, mais il n'est plus nécessaire de calculer ΔH_{bd} , sauf si on veut tracer la grande courbe composite en températures non

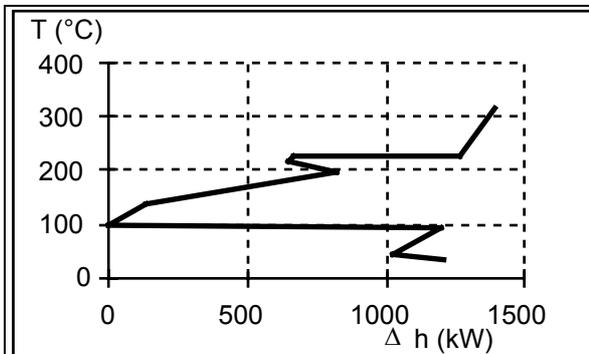


Figure 12.3.1 : Grande Courbe Composite décalée

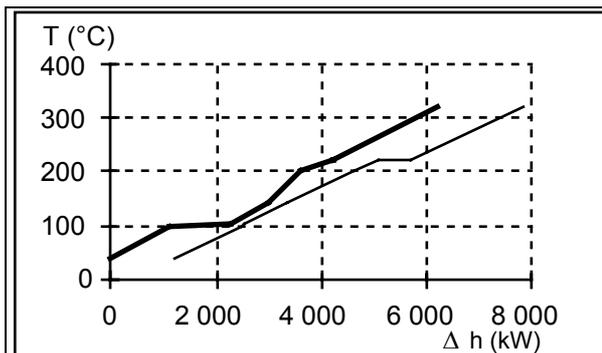


Figure 12.3.2 : Courbes Composites non décalées

décalées. On obtient alors, pour chaque intervalle de température réelle, les valeurs de ΔH_b et ΔH_d ;

- tracé des courbes composites. Le tracé de la courbe composite chaude ne pose pas de problème : on connaît son origine, qui correspond à la température inférieure la plus basse des fluides chauds et à une enthalpie nulle. Intervalle par intervalle, en cumulant les valeurs de ΔH_d , on la construit sans difficulté.

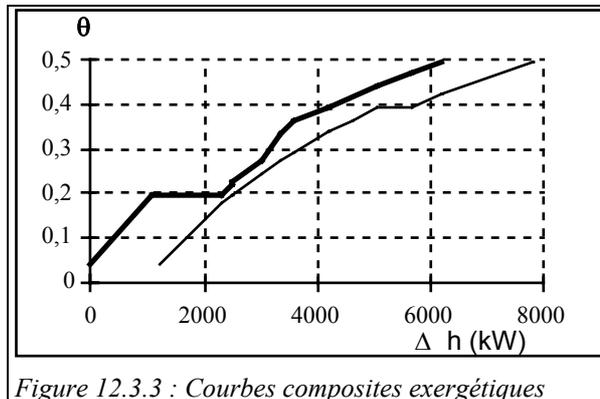
Par ailleurs, l'enthalpie maximum de la courbe composite froide est égale à la somme de l'enthalpie maximum de la composite chaude et de l'appoint minimum ΔH_{\min} . Sa température maximale est la température supérieure la plus haute des fluides froids. Intervalle par intervalle, en déduisant de ce maximum les valeurs de ΔH_b , on construit progressivement la composite froide, dont l'enthalpie minimum correspond à la valeur à évacuer par refroidissement externe. On obtient ainsi les courbes composites non décalées représentées figure 12.3.2.

12.3.3 TRACÉ DE LA COURBE DES ÉCARTS DES FACTEURS DE CARNOT (CEFC)

L'établissement des courbes composites exergetiques (figure 12.3.3) ne pose aucune difficulté, étant donné qu'il s'agit d'un simple changement d'ordonnée : $\theta = 1 - \frac{T_0}{T}$.

Pour tracer la CEFC, les choses sont un peu plus complexes, car il faut inverser les deux composites. Étant donné qu'elles sont composées d'une suite de segments, la procédure à suivre est la suivante :

- chercher toutes les valeurs des bornes des enthalpies des deux composites ;
- identifier par interpolation linéaire, pour chaque borne enthalpique de la composite froide, la valeur correspondante de la température de la composite chaude ;
- identifier par interpolation linéaire, pour chaque borne enthalpique de la composite chaude, la valeur correspondante de la température de la composite froide.



On obtient ainsi un tableau comportant, pour toutes les valeurs des enthalpies correspondant à des changements de pente de l'une ou l'autre des composites, les valeurs des températures des composites chaude ou froide. La courbe est donc inversée, et la CEFC s'en déduit par simple différence puis changement d'ordonnée (figure 12.3.4).

Bien sûr, si on ne connaît pas les niveaux de température de l'appoint et du refroidissement externe, on ne peut la tracer que sur la partie des abscisses commune aux deux composites. Le pincement étant minimal, il se situe bien sur le Lieu des Pincements Minimaux LPM (voir 12.4.1), avec ici $\Delta T_{\text{pinc}} = 10 \text{ K}$.

La puissance à fournir par les utilités chaudes est égale à 1 605 kW, alors qu'elle valait 1 900 kW dans le système initial, ce qui représente une économie de 15,6 %. De plus, l'énergie à évacuer est réduite de 1 500 à 1 205 kW, ce qui représente une réduction de près de 20 %. Ces économies sont accompagnées d'une réduction des dépenses de capital, puisque les surfaces d'échange des zones endothermique et exothermique sont elles-aussi réduites en conséquence. L'intégration thermique permet dans des cas comme celui-ci, assez fréquents en pratique, de réaliser à la fois des économies d'investissement et de fonctionnement, alors que fréquemment on ne peut obtenir les unes qu'aux dépens des autres.

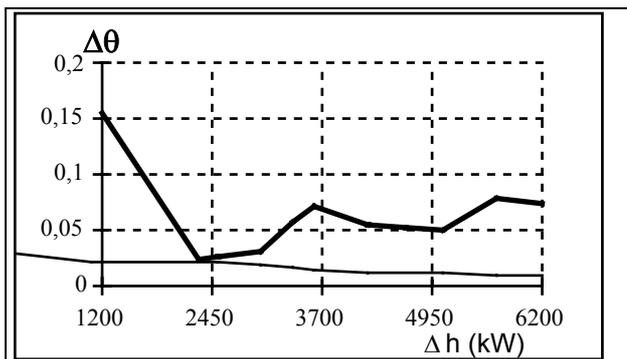


Figure 12.3.4 : Courbe des écarts des facteurs de Carnot

12.3.4 APPARIEMENT DES FLUIDES ÉCHANGEURS

12.3.4.1 Procédure générale

Pour concevoir l'architecture globale du réseau d'échangeurs en choisissant au mieux les couples de fluides échangeant de la chaleur entre eux, l'intégration thermique constitue un guide précieux. Pour cela, on conviendra tout d'abord de représenter le système par un réseau maillé du type présenté figure 12.3.5. Les fluides sont symbolisés par des segments horizontaux orientés, et les échangeurs par un lien vertical connectant le couple de fluides appariés, et repéré par des numéros. Les utilités sont représentées par un cercle marqué C si elles sont chaudes, et F si elles sont froides.

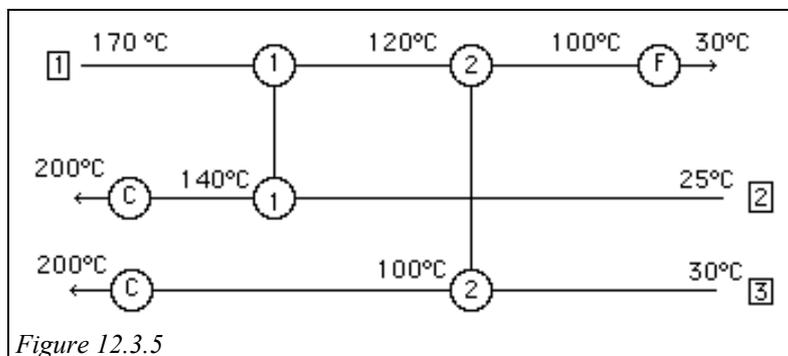


Figure 12.3.5

Sur cet exemple, le fluide chaud 1 est refroidi de 170 à 120 °C dans un premier échangeur, tandis que le fluide 2 est chauffé de 25 à 140 °C. Le fluide 1 est ensuite refroidi dans l'échangeur 2 jusqu'à 100 °C, alors que le fluide 3 y est chauffé de 30 à 100 °C. Enfin, une utilité froide refroidit jusqu'à 30 °C le fluide 1, et les fluides 2 et 3 sont chauffés par deux utilités chaudes jusqu'à la température finale de 200 °C.

- n'importer de l'énergie que dans la zone endothermique, n'en exporter que de la zone exothermique ;
- maximiser la charge des échangeurs (afin de minimiser leur nombre).

Sur le plan pratique, le problème n'admet généralement pas une solution unique, et un certain nombre de difficultés peuvent se présenter. Pour trouver une solution acceptable, il faut tout d'abord qu'un certain nombre de contraintes soient respectées, comme indiqué ci-dessous.

Pour que le transfert de chaleur puisse se faire, il faut bien évidemment que la contrainte sur les débits calorifiques soit vérifiée au niveau de chaque échangeur, sous peine de violer le deuxième principe de la thermodynamique. Si cette règle n'est pas respectée, il peut être nécessaire de scinder en deux certains fluides, comme nous le verrons plus loin.

Par ailleurs, la nécessité de ne pas refroidir par des utilités dans la zone endothermique impose qu'au niveau de l'intervalle situé juste au-dessus du pincement, tous les fluides chauds doivent être refroidis par des fluides froids, c'est-à-dire que le nombre de fluides froids doit être supérieur ou égal à celui des fluides chauds. Là aussi, si cette règle n'est pas respectée, il faut scinder en deux un ou plusieurs fluides froids.

De manière duale, le nombre de fluides chauds dans l'intervalle situé juste au-dessous du pincement doit être supérieur ou égal à celui des fluides froids.

Dans le cas qui nous intéresse, au niveau du pincement, les fluides sélectionnés sont donnés tableau 12.6 pour le premier intervalle de la zone endothermique. On se trouve dans le cas de la disparition du fluide chaud n° 4.

TABLEAU 12.6

numéro	\dot{m}, c_p (kW/K)	ΔH (kW)
1	-10	-390
3	-8	-312
5	21,4	835,7

12.3.4.2 Étude de la zone endothermique

Comme le montre le tableau 12.6, le seul fluide froid du premier intervalle est 5, alors qu'il y a deux fluides chauds. Il faut donc impérativement scinder en deux ce fluide.

Pour savoir comment le faire, étudions ce qui se passe à l'intervalle supérieur (n° 6). Les fluides sélectionnés sont donnés par le tableau 12.7.

Le fluide 3 disparaît. Il faut donc que la puissance correspondante soit fournie au fluide 5, ce qui donne : $\dot{m} c_{p52} = \dot{m} c_{p3} = 8$.

TABLEAU 12.7

numéro	\dot{m}, c_p (kW/K)	ΔH (kW)
1	-10	-600
5	21,4	1285,7

On en déduit $\dot{m} c_{p51} = 13,4$, ce qui, pour épuiser le fluide 1, disposant au total de 1200 kW, conduit à une température de sortie de l'échangeur 1 égale à 179°C.

Les fluides 1 et 3 étant épuisés, seul le 2 contient encore des disponibilités (2400 kW), qui doivent être partagées entre le fluide 5 scindé et le fluide 6.

Plusieurs possibilités existent, l'une étant d'assurer toute la charge sur 6 (600 kW), et une partie de la charge résiduelle sur la première branche de 5 (1800 kW sur 1888 demandés). Toutefois, ce scénario conduit à une impossibilité en terme de niveau de température.

Il est donc préférable de remélanger les deux branches du fluide 5 en sortie des échangeurs 1 et 2 :

La température du mélange est donnée par :

$$179 \dot{m} c_{p51} + 130 \dot{m} c_{p52} = T \dot{m} c_{p5} \quad T = 160,9 \text{ °C}$$

Un seul échangeur permet alors d'épuiser le fluide 2. Son bilan est donné par :

$$2400 = (T - 160,9) \dot{m} c_{p5}$$

On trouve une température de sortie égale à 273 °C pour le fluide 5.

Le schéma du réseau est donné figure 12.3.8.

On notera que l'apport de chaleur que doivent fournir les utilités est ici égal à 1608 kW, soit légèrement plus que les 1605 kW mis en évidence précédemment. Ceci provient du fait que le pincement a été pris de 10 K autour de 95 °C, et non pas de 96 °C, comme l'étude de la cascade énergétique l'avait indiqué.

Comme l'a montré l'analyse de la GCC, d'autres possibilités existent si l'on souhaite que les utilités soient employées au

moins en partie à plus basse température. En effet, dans le mode de raisonnement que nous avons pris, on part du pincement et on s'en écarte progressivement, laissant les utilités assurer l'appoint aux extrémités des zones.

Si l'on souhaite les intégrer en minimisant leurs irréversibilités, il faut alors les considérer comme des fluides supplémentaires, pour les intégrer dans l'établissement de la cascade thermique, ce qui complique un peu les choses et induit généralement, comme nous allons le voir, une augmentation du nombre des échangeurs, et donc du coût total de l'installation.

La nouvelle GCC que l'on obtient a dans ce cas l'aspect de la figure 12.3.9.

Elle fait apparaître trois nouveaux pincements, à 250, 225 et 215 °C, qui sont de nature différente du premier : ce sont des pincements d'utilités, introduits

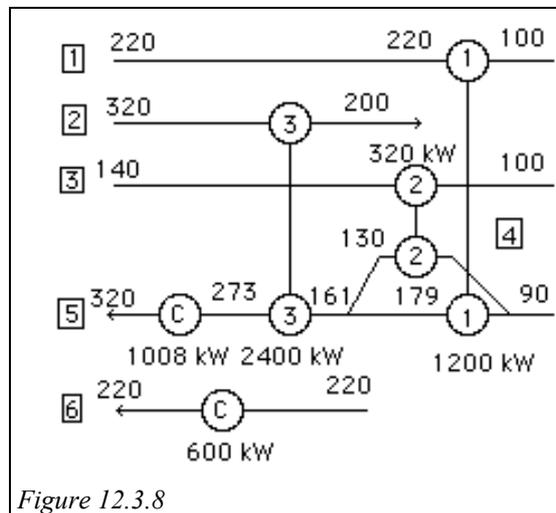


Figure 12.3.8

arbitrairement pour optimiser leurs niveaux thermiques. Les deux derniers étant très proches, on peut dans un premier temps les confondre.

L'étude du réseau d'échangeurs peut être faite en suivant la procédure proposée ci-dessus, en partant successivement de chaque pincement. Pour éviter toute difficulté, on traitera en premier lieu les pincements les plus contraints, s'il y en a. Dans le cas présent, le problème étant relativement simple, il suffit de les aborder par niveau de température décroissant.

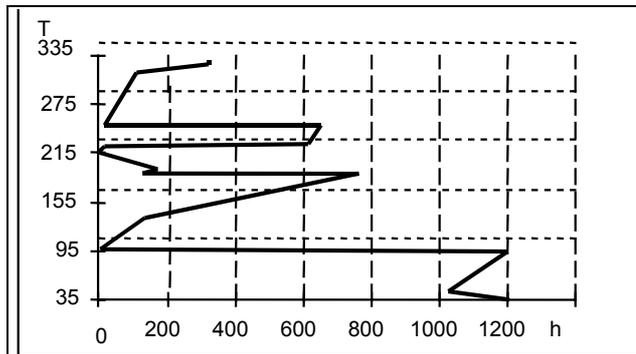


Figure 12.3.9

Au dessus du pincement de 250 °C, la contrainte sur les débits calorifiques est respectée entre les fluides 2 et 5. On peut de plus maximiser la charge sur 2, ce qui permet d'échanger 1300 kW dans l'échangeur 1, et de chauffer 5 de 245 à 305 °C. L'échangeur 2 permet alors de fournir à partir de C_1 les 320 kW manquant pour que 5 atteigne 320 °C.

En dessous de ce pincement, la contrainte sur les débits calorifiques est respectée entre 5 et C_2 . Il n'est toutefois pas possible de maximiser la charge sur 5, car, légèrement au-dessus du pincement de 215 °C, nous avons vu qu'existe un quatrième pincement à 225 °C dû au fluide 6, pour lequel il faut impérativement appairer C_2 et 6. C_2 et 6 étant tous deux des paliers de vaporisation/condensation, il peut être intéressant de maximiser la charge sur ce quatrième échangeur, ce qui ne laisse que 35 kW de disponible sur le n° 3, dans lequel la température d'entrée de 5 est alors égale à 243 °C.

Deux fluides restent alors à appairer, 2 et 5, pour une puissance échangée de 700 kW. On peut vérifier la justesse des calculs par la cohérence des niveaux de température en entrée et sortie de cet échangeur n° 5.

En dessous du pincement de 215 °C, on peut commencer par appairer 5 et 2, jusqu'à épuiser les 400 kW disponibles dans le fluide 2, ce qui détermine la température d'entrée de 5 dans l'échangeur 6 : 191 °C. Compte tenu des niveaux de température des fluides, il faut ensuite que l'échangeur n° 7 assure le couplage entre 5 et C_3 , ce qui conduit à une température d'entrée de 5 dans cet échangeur égale à 161 °C.

Seul parmi les fluides restants, 1 peut échanger de la chaleur avec 5 à ce niveau de température. Si la charge sur l'échangeur 8 (1200 kW) est maximisée, la température d'entrée de 5 dans cet échangeur devient égale à 106 °C, ce qui est limite, le pincement étant en principe de 10 °C. Pour bien faire, il faudrait que le fluide 3 prenne le relais de 1 à une température supérieure, mais cela rajouterait un échangeur, aussi nous accepterons cette contrainte supplémentaire.

Enfin, les 320 kW restants peuvent être échangés entre 3 et 5 dans un échangeur n° 9. Comme précédemment, une vérification de la justesse des calculs peut être effectuée à ce niveau.

On obtient in fine le résultat de la figure 12.3.10.

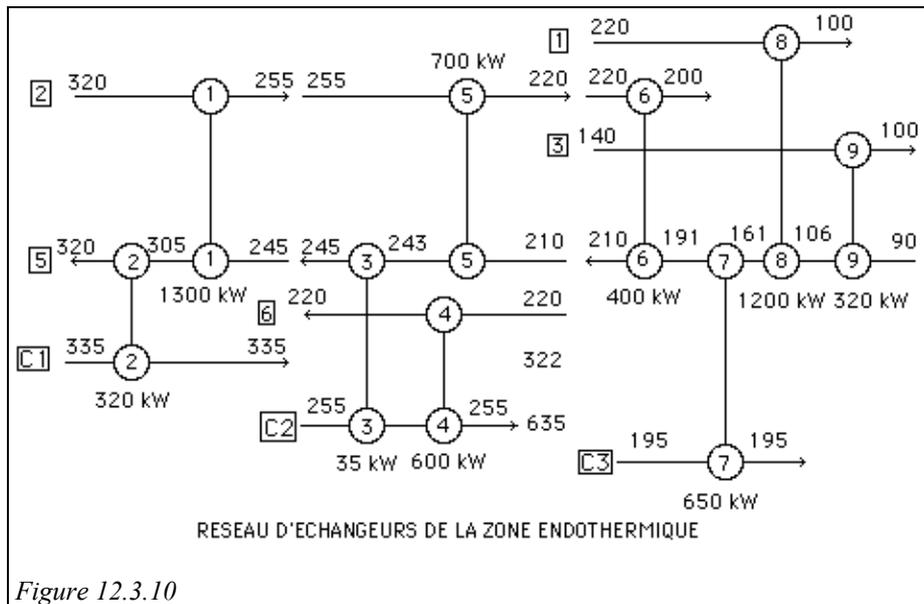


Figure 12.3.10

Le nombre total d'échangeurs, utilités comprises, est passé de 5 à 9, soit une augmentation de plus de 50 %, ce qui est très important, et, sauf cas particulier, ne se justifie généralement pas. On remarquera cependant que la méthode proposée permet de traiter de manière relativement simple même des situations complexes.

12.3.4.3 Étude de la zone exothermique

Les fluides sélectionnés au niveau du premier intervalle sont donnés par le tableau 12.8.

Dans toute la zone exothermique, le seul fluide froid est 5, et, au niveau du pincement, la contrainte $\dot{m}_{c_{pc}} \geq \dot{m}_{c_{pf}}$ ne peut être vérifiée que s'il est apparié au fluide 4. En maximisant la charge de cet échangeur (5), et sachant que la température d'entrée de 5 est 40 °C, on obtient : $\dot{h}_5 = \dot{m}_{c_{p5}} (90 - 40) = 1071 \text{ kW}$.

Le fluide 5 étant totalement réchauffé par cette quantité de chaleur, il ne peut assurer le refroidissement de la totalité de 4, ni celui de 1 et 3, qui doivent être effectués par des utilités froides, pour un total de 1209 kW.

TABLEAU 12.8

numéro	$\dot{m} \cdot c_p$ (kW/K)	ΔH (kW)
1	-10	-10
3	-8	-8
4	-1200	-1200
5	21,4286	21,4286

En reprenant la première étude de la zone endothermique, on aboutit au réseau de la figure 12.3.11.

Comme l'a montré l'étude de la variante de la zone endothermique où les utilités étaient placées de manière à réduire les irréversibilités, un certain nombre de difficultés peuvent surgir lorsqu'on détermine l'architecture du réseau d'échangeurs. Dans notre cas, nous avons d'une part finalement préféré travailler avec un pincement de 6 K pour ne pas être obligés d'introduire un échangeur supplémentaire, et d'autre part pris comme contrainte principale le pincement à 225 °C, compte tenu de l'existence d'un plateau de vaporisation-condensation pour les fluides 6 et C₂. Très fréquemment dans la pratique, on est confronté à des problèmes de ce genre ou d'autres, qui conduisent à amender la procédure exposée plus haut.

Diverses méthodes avancées permettent de poursuivre plus avant l'optimisation du réseau, en fonction des configurations mises en évidence et des critères poursuivis (économiques le plus souvent, et notamment recherche du nombre minimum d'échangeurs). On trouvera dans la littérature, et notamment dans l'ouvrage [Linnhoff, 1982], des développements relatifs à ces méthodes.

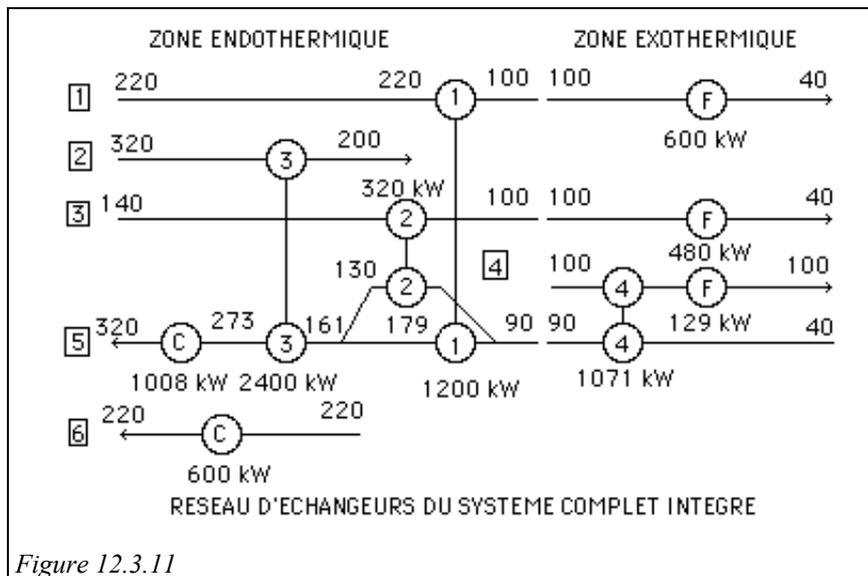


Figure 12.3.11

12.3.5 MACHINES THERMIQUES ET INTÉGRATION THERMIQUE

L'intégration thermique permet ainsi de mettre en évidence les pincements, ce qui détermine une des contraintes de dimensionnement des échangeurs : un pincement apparaît quand la pente moyenne des besoins est à gauche supérieure, et à droite inférieure à celle des disponibilités. Une fois ces valeurs obtenues, il est possible d'effectuer un calcul d'optimisation technico-économique du train d'échangeurs en faisant une étude de sensibilité sur les variations de coût autour de ces points.

Les pincements étant créés par les changements de pente, il faut, dans la mesure du possible :

- mettre en rapport des fluides de pentes voisines ;
- étudier soigneusement la position des échangeurs à chaleur latente ;
- ne pas hésiter à exporter des calories excédentaires de la zone exothermique, si elles peuvent trouver une utilisation par ailleurs ;
- ne pas hésiter à importer des calories dans la zone endothermique s'il en

Il devient alors possible d'affiner les choses tout d'abord en scindant la transfo principale grâce au bouton *diviser la transfo principale* qui subdivise le bloc considéré en différents sous-blocs représentant l'arrangement série ou parallèle en fonction des choix effectués. Comme indiqué section 12.5.2.3, de nouveaux points et transfos sont créés pour cela. Une fois ces sous-blocs constitués, ils peuvent être transformés en échangeurs avec le bouton *créer un échangeur*, puis paramétrés. Dans un cas comme celui-ci, les températures d'entrée des fluides et les débits sont connus, ainsi que la température de sortie du fluide côté vapeur. L'option de calcul est donc *non contraint*. De proche en proche, on peut ainsi définir l'ensemble du réseau des échangeurs.

Lorsqu'on divise les fluides et que l'on répète l'opération de recherche du pincement minimum, on s'aperçoit qu'il existe un léger écart par rapport aux résultats fournis dans la phase précédente. Ceci vient du fait que les algorithmes d'intégration thermique opèrent avec l'hypothèse que la chaleur massique des gaz est constante tout au long du refroidissement, et égale à la valeur moyenne obtenue en divisant par le débit-masse l'enthalpie totale mise en jeu. Lorsque le fluide est divisé, le point intermédiaire a une enthalpie légèrement différente de celle qui avait été prise en compte initialement, et un petit ajustement est nécessaire. Dans cet exemple, il permet in fine de choisir des débits-masses égaux à 11,5 kg/s pour le circuit HP, et 3,72 kg/s pour le circuit BP. La puissance totale produite est légèrement augmentée (59 261 kW), et le rendement du cycle atteint 60 %.

L'exemple correspondant est le 12.6.1 (cycle combiné à deux niveaux de pression (phase 3)) et la figure 12.6.12 représente le synoptique du cycle combiné obtenu.

Il est aussi possible de reprendre l'optimisation systémique en imposant une partie seulement des échangeurs, ceux qui sont déclarés *actifs*. Dans le cas présent, cela ne présente toutefois pas d'intérêt particulier.

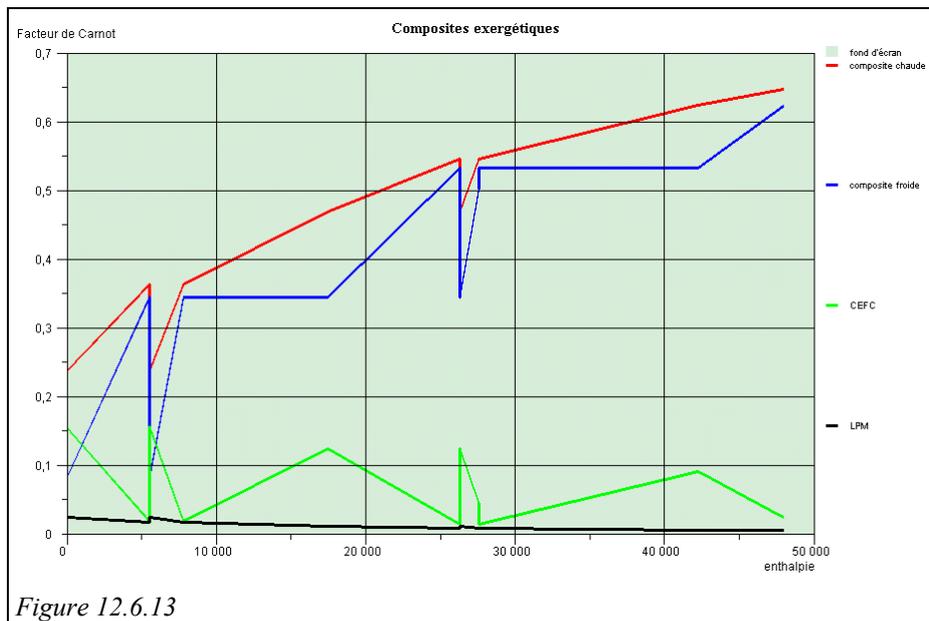


Figure 12.6.13

La ligne de menu *Tracer les courbes panachées* permet de représenter les courbes composites comportant d'une part les échangeurs sélectionnés, et d'autre part les

fluides non sélectionnés, qui sont pris en compte par la méthode d'optimisation (pour plus de précisions, on se référera à l'article [Gicquel, 1996]). Les figures 12.6.13 et 12.6.14 montrent ce que l'on obtient pour le cas que nous venons de traiter si tous les blocs sont sélectionnés. Dans la première, les échangeurs parallélisés ne sont pas lissés, dans l'autre si.

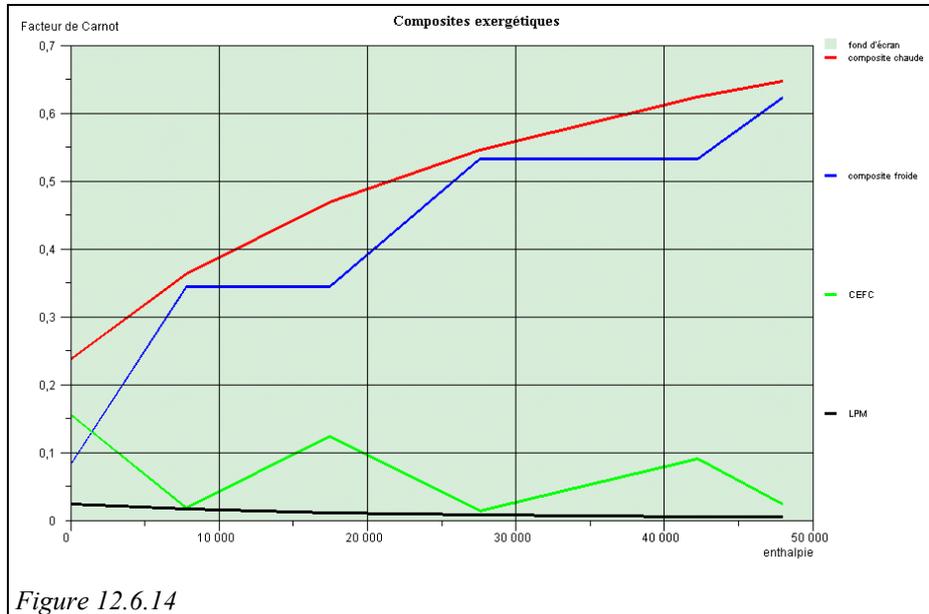


Figure 12.6.14

12.7 RÉFÉRENCES

- V. R. DHOLE, J. ZHENG, *Applying combined pinch and exergy analysis to closed cycle gas turbine system design*, ASME COGEN-TURBO, 1993.
- C. FLOUDAS, I. GROSSMANN, *Synthesis of flexible heat exchanger networks for multiperiod operation*, Computers and chemical engineering, Pergamon Press, 1986, Vol 10, n° 2, pp. 153 - 168.
- R. GICQUEL, *Méthode d'optimisation systémique basée sur l'intégration thermique par extension de la méthode du pincement : application à la cogénération avec production de vapeur*, Revue Générale de Thermique, tome 34, n° 405, octobre 1995.
- R. GICQUEL, *MODICS, Généralisation de la méthode d'optimisation systémique aux systèmes thermiques avec échangeurs imposés*, Revue Générale de Thermique, tome 35, p. 423-433, 1996.
- J.P. GOURLIA *La méthode du pincement ou exploitation des diagrammes température / enthalpie*, Notions de base, Revue Générale de Thermique n° 327, Paris, 1989.
- J.P. GOURLIA, A. CAVAILLES, *Expertise de procédés par diagrammes température / enthalpie*, Entropie n° 160, 1991.
- I. GROSSMANN, R. SARGENT, *Optimum design of heat exchanger networks*, Computers and chemical engineering, Pergamon Press, 1978, Vol 2, pp. 1 - 7.

- B. LEIDE, R. GICQUEL, *Systemic approach applied to dual pressure HRSG*, International Gas Turbine & Aeroengine Congress and Exhibition, Orlando, Florida, 2-5 June 1997.
- B. LINNHOFF, *User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*, Pergamon Press, Oxford, 1982.
- B. LINNHOFF, E. HINDMARSH, *The pinch design method for heat exchanger networks*, Chemical Engineering Sc., Vol. 38, n° 5, pp. 745-763, 1983.
- B. LINNHOFF, V. R. DHOLE, *Shaftwork targets for low temperature process design*, Chemical Engineering Sc., Vol. 47, n° 8, pp. 2081-2091, 1992.
- B. LINNHOFF, *Use pinch analysis to knock down capital costs and emissions*, Chemical Engineering Progress, august 1994, pp. 32 - 57.
- J. ZHENG, V. R. DHOLE, *Conceptual design of commercial power plants using the combined pinch and exergy approach*, IGTI-Vol. 9, ASME COGEN-TURBO, 1994.