

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Département Génie Mécanique

Projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie mécanique.



THEME

Application de la « *Pinch technology* »
à l'optimisation du réseau d'échangeurs de l'unité de
production de GPL.

Présenté par :

Imène LALLALI.

Dirigé par :

M.A. Ait ali.
S. Larbi.

Promotion Juin 2006

Dédicaces

A mon chère Père, « Un homme en vaut cent, et cent n'en valent pas un comme toi », tu as encore tant à nous apprendre 'bi el chiffa' inchallah

A ma chère mère ; mon modèle féminin à tout point de vue, si je pouvais être un jour la moitié de ton égale, je serais alors une femme accomplie

A mon frère Chakib, qui est au ciel, j'espère que tu es fier de nous

A mon frère aîné Moncef ; à des milliers de kilomètres et pourtant présent chaque instant.

A mon frère Hichem, pour son aide inestimable, son soutien et sa compréhension.

A ma sœurs Nalia, pour ses encouragements qui tombaient toujours à point nommé.

A Lotfi, tu a toujours été là sans jamais faillir malgré les circonstances.

A tous mes amis et camarades d'étude

Je vous dédie ce modeste travail

Imène

Remerciements

Je remercie **DIEU** de m'avoir si bien entourée, et de m'avoir donné la force et la patience d'achever mes études.

Je remercie de tout mon cœur, ma mère et mon père qui m'ont tout donné sans limite et sans qui je n'aurais rien pu faire.

Je tiens à fortement remercier mes promoteurs de l'école nationale polytechnique '**Mr Ait ali**' et '**Mr Larbi**' qui m'ont encadré au cours de la réalisation de ce travail et au côtés des quels j'ai beaucoup appris. Ainsi que 'Mr Dahmane' de la division aval Arzew de Sonatrach et 'Mr Tiab' de la même division Sonatrach Alger pour leurs disponibilité et leurs aide au cour de mon stage.

Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation pendant toute la durée de mes études, afin d'acquérir ce modeste savoir.

Je remercie enfin tous mes amis et camarades de promotion ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à ma formation et à la réalisation de ce travail.

Imène

ملخص

في اطار استراتيجية تخفيض استهلاك الطاقة المطبقة من طرف سوناطراك لكي لا تخضع لي تذبذب اسعار الطاقة, درسنا في هذه المذكرة المصنع "غ ب 1 م ز" الغاز البترول المميع و امكانية تخفيض استهلاكه للطاقة بواسطة تقنية جديدة تدعى "بينش تكنولوجيا", أين ركزنا على تحسين شبكة لأجهزة التبادل الحرارية بتكبير التبادل الداخلي بدون اللجوء الى طاقة خارجية و كذلك باء اختيار أفضل فرق في درجات الحرارة.

الكلمات المفتاحية : تحسين بينش, شبكة لأجهزة التبادل الحرارية, اقتصاد المشاريع .

Résumé

Dans le cadre de la stratégie de minimisation des consommations énergétique adoptée par **Sonatrach**, afin de moins subir les fluctuations des coûts de l'énergie, une étude a été réalisé lors de ce mémoire sur l'usine de production de GPL GP1Z d'Arzew pour satisfaire cette demande. Ceci en utilisant une technologie d'optimisation des consommations énergétique « Pinch Technology », ou l'on s'est concentré sur l'amélioration du réseau d'échangeurs en maximisant l'inter échange (échange entre les flux du procédé) et en choisissant un meilleur écart de température.

Mots clés : optimisation Pinch, réseau d'échangeurs, finances et projets.

Summary

Within the framework of energy consumptions minimization strategy adopted by **Sonatrach**, in order to less undertake the fluctuations of energy costs, a study was carried out in this report on the factory of LPG production "GP1Z" Arzew to satisfy this request. This by using an optimization technology called "Pinch technology", where we concentrated on the improvement of the heat exchangers network by maximizing it inter exchange (exchange between flows of the process) and by choosing a better temperature difference.

Key words: Pinch optimization, heat exchangers network, finances and projects.

Nomenclature

\dot{Q} : flux thermique (kW).

C_p : chaleur spécifique (kJ/kg. °C)

CP : débit * chaleur spécifique (MW/°C)

ΔT : écart de température (°C)

ΔT_{\min} : écart de température minimum (°C)

\dot{Q}_{\min} : flux thermique des utilités chaudes.(kW)

\dot{Q}_{\min} : flux thermique des utilités froides.(kW)

R : Résidu (sans dimension)

U : coefficient de d'échange global. (W/m². °C)

N : nombre de courants du procédé (sans dimension)

U_{\min} : nombre minimum d'échangeurs. (Sans dimension)

U_{mer} : nombre minimum d'échangeur pour le minimum d'énergie requise (Sans dimension)

NA_p : Nombre de courants au dessous du point de pincement (Sans dimension)

N_{bp} : Nombre de courants en dessus du point de pincement (Sans dimension)

ΔT_{lm} : écart de température logarithmique moyen (°C)

A : surface d'échange (m²)

C_u : coût d'utilité (US\$/an)

C_t : cout total (US\$)

C_i : coût d'investissement (US\$)

\dot{m} : débit massique (m³/h)

\dot{m}_c : débit massique du flux chaud (kg/s)

\dot{m}_f : débit massique de flux froid (kg/s)

T_c : Température du flux chaud (°C)

T_f : Température du flux froid (°C)

N_c : nombre de flux chaud (sans dimension)

N_f : nombre de flux froid (sans dimension)

Tables des matières

| | |
|-----------------------------------|----------|
| INTRODUCTION GENERALE..... | 1 |
|-----------------------------------|----------|

Chapitre 1 : INTRODUCTION

| | |
|---|----|
| 1.1. Le gaz naturel dans le monde..... | 3 |
| 1.2. Développement du secteur gazier en Algérie..... | 5 |
| 1.3. Les gaz de pétrole liquéfiés..... | 7 |
| 1.4. Principe de la liquéfaction des gaz..... | 8 |
| 1.5. Optimisation des procédés de liquéfaction des gaz..... | 9 |
| 1.6. Objectif de l'étude..... | 10 |

Chapitre 2 : DESCRIPTION DU PROCEDE

| | |
|--|----|
| 2.1. Présentation du site | 12 |
| 2.2. Description du procédé de séparation des BuPro..... | 14 |
| 2.3. Colonnes de distillation..... | 19 |
| 2.4. Echangeur de chaleur à tubes et calandre..... | 22 |
| 2.5. Cycle de réfrigération..... | 25 |
| 2.6. propriétés physiques et thermodynamiques des gaz réels..... | 26 |
| A. Equations d'état..... | 26 |
| B. Facteur de compressibilité | 29 |
| C. Pouvoir calorifique d'un mélange gazeux..... | 30 |

Chapitre 3 : ANALYSE ENERGETIQUE PAR LA METHODE DE PINCEMENT

« PINCH »

| | |
|---|----|
| 3.1. Introduction..... | 31 |
| 3.2. Présentation de l'analyse de pincement « Pinch »..... | 32 |
| 3.3. Calculs simplifiés d'un échangeur..... | 33 |
| A. Méthode de la Différence de Température Moyenne Logarithmique DTML.... | 33 |
| B. Méthode des efficacités..... | 36 |

| | |
|--|-----------|
| C. Le coefficient d'échange global..... | 38 |
| 3.4. Etapes de l'analyse de pincement « Pinch »..... | 39 |
| 3.4.1. Extraction de données du procédé..... | 40 |
| A. Données thermophysiques..... | 41 |
| B. Spécification de la charge de GPL..... | 43 |
| C. Consommation en utilités énergétiques..... | 44 |
| 3.4.2. Identification des flux et des utilités..... | 45 |
| 3.4.3. Ecart de température minimum DTmin..... | 46 |
| 3.4.4. Courbes composites Températures-Enthalpies..... | 47 |
| A. Courbes composites chaudes | 47 |
| B. Courbes composites froides..... | 48 |
| C. Code de calcul pour la construction des courbes composites..... | 50 |
| 3.4.5. Courbes « grand composites »..... | 51 |
| A. Méthode de construction..... | 51 |
| B. Code de calcul pour la construction des « Courbes grand composites »..... | 52 |
| 3.5. Règles d'or de l'analyse de pincement « pinch »..... | 53 |
| 3.6. Calcul des surfaces d'échange | 55 |
| 4.7. Nombre minimum d'échangeurs..... | 56 |

Chapitre 4. METHODOLOGIE DES CALCULS FINANCIERS

| | |
|--|-----------|
| 4.1. Introduction | 57 |
| 4.2. Coût d'investissement d'un échangeur de chaleur..... | 58 |
| 4.3. Estimation du coût du réseau d'échangeurs..... | 58 |
| 4.4. Estimation des coûts énergétiques..... | 59 |
| 4.5. Actualisation des coûts énergétiques..... | 60 |
| 4.6. Consommation énergétique actuelle..... | 61 |

Chapitre 5. METHODES D'OPTIMISATION EN INTEGRATION DE PROCÉDES

| | |
|---|-----------|
| 5.1. Introduction..... | 63 |
| 5.2. Optimisation du réseau d'échangeur..... | 64 |
| 5.2.1 Règles de modification..... | 64 |
| 5.2.2. Règles heuristiques..... | 67 |

| | |
|---|----|
| 5.3. Intégration de la section de réfrigération..... | 68 |
| 5.3.1. Courbes composites de la section du cycle de réfrigération..... | 68 |
| 5.3.2. Coefficient de performance du cycle de réfrigération..... | 69 |
| 5.4. Intégration de la turbine à gaz cogénération..... | 69 |

Chapitre 6: RESULTATS ET INTERPRETATION

| | |
|--|--------|
| 6.1. Choix du DTmin optimum..... | 71 |
| 6.2. Conception du réseau d'échangeurs..... | 82 |
| 6.2.1 Configuration actuelle du réseau d'échangeur..... | 82 |
| 6.2.2 Réseau d'échangeur pour le DTmin optimum..... | 83 |
| 6.3. Optimisation des paliers de températures de réfrigération..... | 89 |
| Conclusion et recommandations..... | 92 |
| Références bibliographiques..... | 94 |
| Appendice A. Programme MATLAB de calcul des courbes composites..... | 96 |
| Appendice B. Programme MATLAB de calcul des courbes Grand composite..... | 98 |

Introduction générale

Autrefois le gaz naturel et les GPL étaient considérés comme des produits excédentaires. Avec la crise énergétique actuelle, qui peut prendre de plus en plus d'ampleur dans les années à venir compte tenu de la diminution des réserves pétrolières, ces produits sont devenus aussi recherchés que l'or noir. L'exploitation et le traitement de ces rares denrées nécessitent paradoxalement une consommation énergétique importante et les préoccupations sont alors de parer à ce contrecoup.

La récupération de l'énergie dans les principaux procédés industriels pétrochimiques n'est pas un objectif nouveau, mais il est évident que le coût actuel de l'énergie a modifié sensiblement les équilibres d'optimisation qui étaient choisis antérieurement. Par ailleurs, les perspectives à long terme des disponibilités de l'énergie mènent à une volonté d'utilisation rationnelle de cette énergie qui s'inscrit dans une politique mondiale de développement durable.

C'est à ce titre que la société nationale de transport, de raffinage, d'acheminement et de commercialisation des hydrocarbures (SONATRACH) s'est engagée dans une politique de minimisation des consommations énergétiques au sein de ces usines.

Dans le cadre de cette étude, on s'est intéressé au site de production jumbo GPL-GPIZ d'Arzew de la société nationale SONATRACH qui a été mis en service en 1984. Le but de cette étude est de rechercher les améliorations potentielles à apporter aux consignes opératoires de l'usine, et éventuellement proposer des modifications possibles dans le procédé afin d'aboutir à une rentabilité accrue des installation existantes.

Dans ce contexte, un choix d'utilisation d'une technologie d'optimisation des consommations énergétiques « la PINCH Technology » a été appliqué à une usine de production de GPL. En collaboration avec la division aval de la SONATRACH.

Lors de cette étude nous essaierons de réaliser cet objectif en vérifiant l'optimalité des paramètres opératoires du réseau d'échangeurs, sur les bases récentes de la Pinch technology.

Nous tenterons aussi d'identifier les causes des inefficacités dans le procédé actuel pour proposer des modifications. Il sera également question de définir des cibles de consommations minimales et un potentiel d'économie maximal.

En regroupant ces objectifs par une démarche structurée nous proposerons enfin une nouvelle configuration de réseau d'échangeurs en privilégiant l'inter échange c'est-à-dire les échanges entre flux du procédé pour avoir le moins possible à utiliser des utilités énergétiques.

Chapitre 1

Introduction

1.1. Le gaz naturel dans le monde :

« Ce défi de la rareté de la ressource énergétique globale doit et peut être relevé dans le respect de l'exigence de développement durable qui s'impose à tous, qui est bénéfique pour l'ensemble des pays qu'ils soient producteurs ou consommateurs d'énergie ». [Extrait du discours de François LOOS au 10^{ème} sommet international du gaz, Paris, 2006].

On peut constater depuis plusieurs décennies que le développement du marché gazier ne cesse de prendre de l'ampleur. Au cours du triennat 1994/97, la commission J « prospective stratégie et économie du gaz dans le monde » de l'Union Internationale de l'Industrie du Gaz a conclu lors d'une étude sur les perspectives à long terme (2030) du gaz dans le monde qu'il y aura un développement rapide et substantiel du marché gazier pour répondre à une demande qui quadruplera d'ici à 2030 principalement pour les raisons suivantes :

- Abondance des réserves mondiales prouvées de gaz qui sont estimées à 128.000 Mtep soit 146.700 Gm³ et à 254.00 Mtep soit 404.400 Gm³ de réserves totales, qui équivalent à environ 68 années de production et 95° des réserves de pétrole brut. Au rythme de la consommation actuelle, les réserves couvriront le siècle à venir et même au-delà, en comptant sur le développement des réserves additionnelles identifiées qui sont estimées à 226.000 Mtep =257.700 Gm³.
- L'utilisation du gaz naturel comme combustible pour la production d'électricité et du GPL comme carburant automobile moins polluant et en remplaçant le bois de chauffe limitant ainsi le déboisement.
- Le gaz réserve écologique répond aux exigences environnementales (Protocole de Kyoto 1997, en vertu duquel les pays participant ont convenu de réduire les émissions de gaz à effet de serre de 6 % sous les niveaux de 1990 au cours de la première période d'engagement (2008-2012)); avec une combustion dégageant moins d'imbrûlés et environ 25 % de CO₂ en moins que les autres énergies fossiles le gaz naturel pourrait faire face à une concurrence de plus en plus forte du charbon et du nucléaire.

Cependant, il n'y a jusqu'à présent aucune certitude que les prix du gaz puissent se libérer de l'indexation sur le pétrole, qui fut l'objet d'une revendication des producteurs dans les années soixante dix, et qui constitue aujourd'hui un handicap sur son coût total.

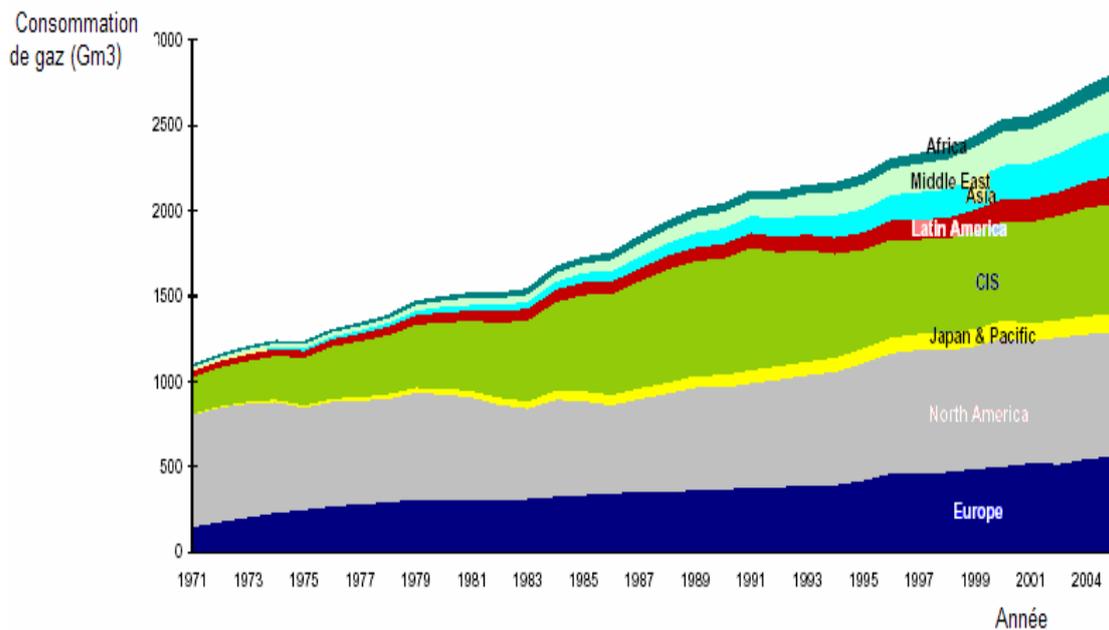


Figure 1.1: Evolution de la consommation mondiale de gaz (Gm3) de 1971 à 2004[1].

1.2. Développement du secteur gazier en Algérie :

Depuis 1959 date de la découverte des grands gisements de Hassi Messaoud et Hassi R'Mel, l'Algérie possède un potentiel gazeux important dont les réserves actuelles représentent 2,6% des réserves mondiales (4000 milliards de m³). Par le biais de SONATRACH (Société Nationale de Transport, Recherche, Acheminement et de Commercialisation des Hydrocarbures) créée le 31 décembre 1963, qui dispose de quatre usines de liquéfaction de gaz naturel et de deux usines de traitement pour le GPL, l'Algérie continue d'affirmer son ambition d'occuper une place importante sur la scène énergétique mondiale. SONATRACH a signé une série de contrats de fourniture à long terme de GNL et de GPL avec différents clients en Europe et aux Etats-Unis. Une nouvelle impulsion est ainsi donnée aux exportations de gaz.

En 2005 les valeurs d'exportations de GNL sont de 5425 millions de \$, et celles du GPL de 3.227 millions de \$ avec une production nationale totale de GPL de 10,15 millions tep pour l'année 2005.

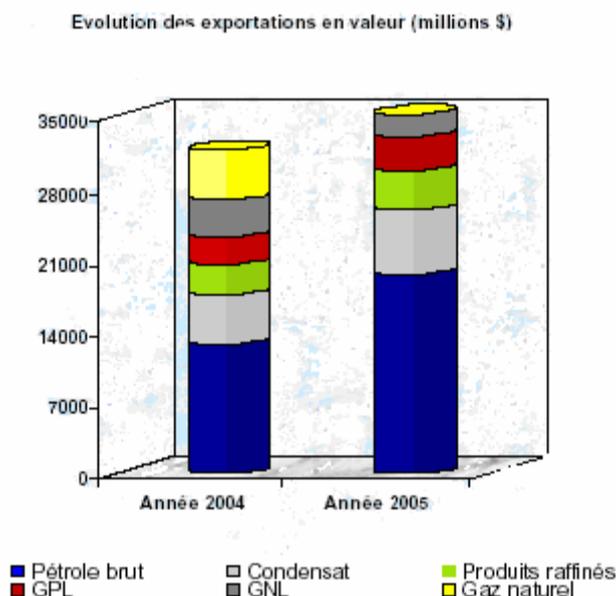


Figure 1.2 : Evolution des exportations nationales en valeur [2].

Deuxième exportateur mondial des GPL derrière l'Arabie Saoudite, L'Algérie a exporté plus de 7,28 millions de tonnes de GPL en 2004 ; 23 pays ont été approvisionnés sur les quatre continents. Les pays euroméditerranéens représentent la clientèle principale de Sonatrach, avec plus de 80 % des exportations ; les USA suivent avec 14%, l'Amérique Latine 3%, l'Asie 2% et l'Europe du Nord 1%. Durant la dernière décennie, l'industrie algérienne des GPL a connu des changements profonds, notamment en termes de production, d'exportation et de transport maritime. Le programme de valorisation des ressources gazières, lancé au début des années 90, fait bénéficier aujourd'hui Sonatrach de disponibilités importantes de GPL. Depuis la mise en exploitation du champ gazier de Hamra en 1996, la production des GPL a connu une croissance soutenue. Elle devrait se développer d'avantage avec la mise en production des nouveaux champs gaziers de Ain Salah et Reggane.

1.3. Les Gaz de pétrole liquéfiés

Leur découverte remonte à celle du pétrole en 1859 (USA). En Algérie, le pétrole brut a été découvert en 1956 à Hassi Messaoud. Les "GPL" sont des hydrocarbures composés majoritairement de coupes en C₃ et C₄, le propane (C₃H₈) et le butane (C₄H₁₀) étant les principaux composants. Ils proviennent du raffinage du pétrole (environ 40%) ou de l'épuration du gaz naturel (environ 60%). Dans le langage courant, les GPL sont devenus le GPL, même s'il s'agit de plusieurs gaz. Ces produits, gazeux dans les conditions normales de température et de pression, peuvent être facilement liquéfiés, rendant ainsi leur transport plus aisé.

Les GPL sont des produits de plus en plus négociés sur les marchés internationaux. Au cours du processus de raffinage, la production moyenne est estimée à 20-40 kg de GPL par tonne de pétrole brut selon sa densité. Les variations dépendent de la qualité du pétrole brut mais aussi des procédés et des équipements de raffinage.

Grâce à leur pouvoir calorifique relativement élevé (50.000 kJ/kg pour le méthane contre 44.450 pour l'octane), à leur relative propreté de combustion ainsi qu'à la commodité de leur transport, les GPL sont largement utilisés dans les secteurs industriel, commercial, domestique et depuis 1979 comme carburant automobile de façon répandue.

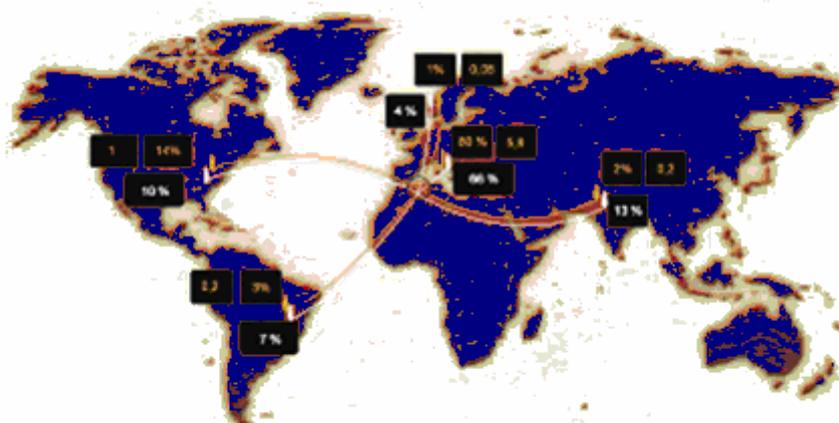


Figure 1.3: Route d'exportations algériennes de GPL [2] .

Le transport des GPL des lieux de production jusqu'aux lieux de consommation est assuré par voie maritime ou par voie terrestre. Les navires assurant le transport par voie maritime sont appelés butaniers ou propaniers. Parmi les moyens de transport des GPL par voie terrestre, on peut citer :

- Les pipelines pour des débits continus sur de longues distances
- Les wagons citernes, camions citernes et les bouteilles sous pression

1.4. Principe de la liquéfaction des gaz

A. Le gaz naturel

Les premières expériences de liquéfaction de gaz naturel datent de 1934 en URSS et 1940 aux États-Unis, mais c'est en 1961 que fut entreprise la réalisation du projet *CAMEL*, première station de liquéfaction de gaz naturel dans le monde. C'est à partir de 1968 que l'Algérie s'est lancée résolument dans une politique de valorisation de ses ressources gazières par la promotion de ses exportations de GNL vers les USA en entreprenant le projet Sonatrach-ElPaso Natural Gas.

Le gaz naturel se compose essentiellement de méthane dont la température normale d'ébullition est -162°C (et 1 bar) ; à des températures inférieures, il est liquide sous refroidi et son volume est réduit d'un facteur d'environ 600 selon sa composition. On passe alors du gaz naturel au gaz naturel liquéfié, appelé GNL qui pourra être transporté (par gazoducs ou par méthaniers) et stocké à quelques millibars de pression effective dans des cuves équipées de systèmes d'isolation très efficaces de façon à en limiter les évaporations.

B. Les BuPro

Liquéfiables à des pressions relativement basses, les BuPro ont commencé à être utilisés dans les campagnes à partir des années 1870, avec l'apparition de la première forme commerciale de GPL en Angleterre quand « Pinschtgas » met au marché le butane liquide pour l'usage domestique. En 1907, « Blaugas » a entrepris la distribution de GPL aux fermes américaines, en 1910, en Virginie, États-Unis M. Stukeman, ingénieur de la raffinerie « Riverside Oil Company », parvient à limiter l'évaporation des essences minérales extraites

du gaz naturel ,conservées dans des bacs à ciel ouvert en récupérant leurs vapeurs et en les liquéfiant. L'utilisation des GPL s'étend très rapidement aux foyers ruraux.

Ces produits gazeux peuvent être facilement liquéfiés à pression atmosphérique ou à une pression plus élevée résultant d'un choix technico-économique. Leur utilisation dans les foyers domestiques suit des règles dictées principalement par des considérations de sécurité. Le propane est plus volatile ; sa température normale d'ébullition étant de $-44\text{ }^{\circ}\text{C}$; en dessous il devient liquide et son volume est réduit d'un facteur 311. Il ne peut être stocké en bouteilles à l'intérieur des habitations. Il convient aux foyers ruraux qui peuvent le stocker à l'extérieur des habitations dans une installation homologuée. Le butane est moins volatile et peut donc être stocké dans des bouteilles sous pression moindre. Liquéfié, son volume est réduit d'un facteur 239. Son usage est le seul autorisé dans les communautés urbaines. Il est ainsi devenu nécessaire de séparer le propane et le butane pour ces usages domestiques.

C. Séparation des GPL

A une atmosphère, Le GPL se présente sous une forme bi phasique qui va de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour le butane et à -44°C pour le propane ; sa séparation en produits distincts Butane et Propane est obtenue avec d'abord une distillation sous pression puis un refroidissement progressif jusqu'à la liquéfaction séparée des produits à leur température normale d'ébullition. Les densités des liquides Propane et Butane à 15°C sont respectivement de 500-510 et 570-580 kg/m^3 ;

1.5. Optimisation des procédés de liquéfaction des gaz

Dans une politique logique de minimisation des dépenses énergétiques pour des enjeux économiques évidents mais aussi dans la perspective d'une utilisation durable et rationnelle de l'énergie, les professionnels et les industriels du domaine s'accordent sur la nécessité d'optimiser les procédés de liquéfaction pour réduire les coûts opératoires en énergie et les investissements dans les équipements, en particulier pour les compresseurs, les moteurs et les échangeurs à basse température. Les potentiels de réduction du coût global résident dans l'amélioration des transferts thermiques et le rendement des cycles thermomécaniques de puissance et de réfrigération. Les coûts imputables aux transferts et ceux imputables à la puissance mécanique de réfrigération étant antagonistes, une répartition optimum existe naturellement en tant que compromis à établir en fonction des coûts actuels des équipements

et des perspectives des coûts opératoires futures. A titre d'exemple, il est question de diminuer les consommations énergétiques actuelles de 5% à 25% selon les techniques disponibles et les tailles des usines envisagées.

Les défis à relever par l'industrie du gaz sont donc importants : d'une part, il y a des objectifs d'exportation à réaliser selon les contrats négociés par la direction de l'entreprise, et d'autre part, il faut réduire autant que possible les investissements et les coûts de production afin d'assurer la meilleure rentabilité financière du projet.

1.6 : Objectifs de l'étude

Le site de production jumbo GPL GP1Z d'Arzew de la société nationale SONATRACH a été mis en service en 1984; le but de cette étude est de rechercher les améliorations potentielles à apporter aux consignes opératoires de l'usine, et éventuellement proposer des modifications possibles de *debottlenecking* pour une rentabilité accrue des installations existantes mais à modifier en conséquence. Un premier paramètre de rentabilité est l'accroissement de la productivité de l'usine actuelle et/ou la diminution de son auto consommation, à comparer aux performances observées dans les usines de réalisation récente.

Cette étude s'appuiera sur les principes de la Pinch Technology dont le développement des vingt dernières années doit beaucoup aux travaux de Linnhoff et ses associés [7,8,9,10,11] en ce qui concerne les échanges de chaleur hors cycle de réfrigération. Cette technologie donne des résultats d'optimisation variant de 5% à 25% [CTEC Varennes]. Pour ce qui concerne l'optimisation du cycle de réfrigération cascade propane, dans laquelle il s'agit de comparer des coûts d'échangeurs à une puissance de réfrigération, des considérations d'optimisation classique décrites par de simples règles d'optimalité [3,4] seront utilisées comme première approximation.

Les logiciels de Pinch technologie spécialisés tels que pinchexpress, supertarget, optistream, wingemspinch etc. sont aussi proposés par le groupe Linnhoff pour aider à l'optimisation de réseaux complexes tels qu'on les rencontre dans l'industrie du raffinage en particulier. Ces logiciels d'entreprises ne sont pas encore disponibles en Algérie.

Cet objectif est à rechercher:

- a. En vérifiant l'optimalité des paramètres opératoires du réseau d'échangeurs et du cycle de réfrigération sur la base des modèles d'analyse simplifiés, et en particulier sur les bases récentes de la Pinch technology.

- b. En identifiant les causes des inefficacités (goulots d'étranglements) dans le procédé actuel en se concentrant sur les réseaux d'échangeurs (demande de l'entreprise) et les propositions d'amélioration pour réduire ou éliminer ces inefficacités.

- c. En définissant les cibles de consommation minimales et le potentiel maximal d'économie.

Chapitre 2

DESCRIPTION DU PROCEDE

2.1. Présentation du site

Le site étudié est le **jumbo GP1Z** d'Arzew de la société nationale SONATRACH. Le jumbo GPL-GP1Z est une usine de séparation, liquéfaction et production de GPL par procédé de distillation sous pression ; il est située au complexe SONATRACH d'ARZEW.

D'une capacité de production de 7.2 millions de tonnes par an le jumbo GP1Z a été conçu et réalisé par le constructeur chinois IHI. Il a été mis en service en 1984. Cette usine comprend 6 trains de production identiques en parallèle et 16 sphères de stockage de charge d'une capacité totale de 248000 tonnes. Une partie des installations est représentée sur la photo ci-dessous.



Figure 2.1 : Vue partielle du GP1Z.

2.2. Description du procédé de séparation des BuPro

La description d'un train de production est présentée dans ce qui suit, le procédé simplifié est illustré dans le schéma ci-dessous (Process flow diagram PFD).

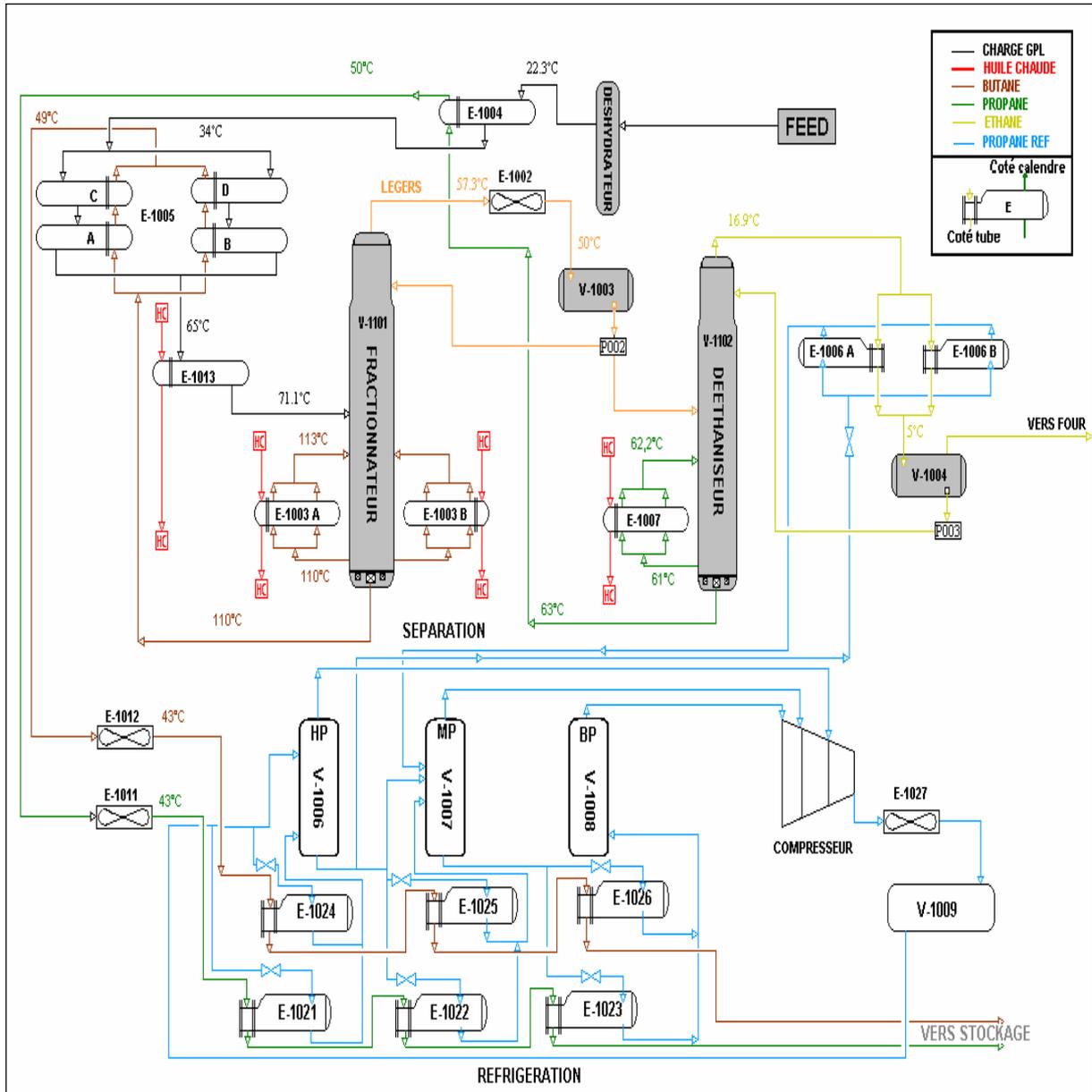


Figure 2.2 : Schéma simplifié du procédé.

Chaque train comprend deux sections, une de séparation et une de réfrigération. L'alimentation de la section se fait en GPL brut depuis la section de stockage.

La charge arrive par un collecteur commun, sous pression constante, aux six trains de fonctionnement. Chaque train prélève le débit nécessaire selon son propre contrôleur de débit.

Après son entrée dans un train de fonctionnement, le GPL brut est d'abord déshydraté dans l'unité de déshydratation de la charge, qui comprend trois colonnes d'absorption à tamis moléculaire en parallèle. La teneur en eau à la sortie de l'unité de déshydratation est signalée par A1-001 et ne devrait jamais dépasser 1ppm.

Après la section de déshydratation, le GPL récupère d'abord la chaleur du propane produit sortant du fond du dé-éthaniseur, dans le préchauffeur n°1, E4 ; il est de nouveau réchauffé dans une autre récupération de chaleur, le préchauffeur n°2, E5A-D, cette fois sur le produit du fond de la tour de fractionnement.

La température du GPL brut est finalement amenée à son point de bulle dans le préchauffeur n°3, E13, qui fait appel au fluide caloporteur avec contrôle de la température de sortie du E13. A la sortie du préchauffeur E13, le débit de charge est réglé selon le point de consigne du contrôleur de débit situé en limite d'unité. Dans le fractionnateur, le GPL brut est séparé en un produit butane au fond de la section basse, et un produit de propane liquide en tête de la colonne ; celle-ci comprend 55 plateaux de fractionnement.

Le fonctionnement du fractionnateur est réglé de manière à réaliser la séparation voulue en propane et en butane, tout en effectuant le taux de récupération recherché. La pression en tête du fractionnateur est maintenue constante par action de la vanne placée dans la ligne des vapeurs de tête vers l'aérocondenseur E2. La pression dans le ballon de reflux est maintenue par un contrôleur de la différence de pression et un by-pass de gaz chauds au l'aérocondenseur E2. La température des condensats sortant du E2 est maintenue constante par le réglage du pas des pâles du ventilateur. Toute surpression dans V3 est évitée par la purge des non condensables vers la torche.

Les vapeurs de tête du réservoir tampon V101 sont complètement condensées dans le E2. Une partie des condensats récupérés au V003 sont repris par la pompe de reflux et renvoyés au V-101 comme reflux froid, sous contrôle du débit. Le liquide excédentaire à la sortie de P002,

à savoir le produit de tête, est envoyé au dé-éthaniseur V102 sous contrôle du débit piloté par le contrôleur de niveau V-003. En alternative, le dé-éthaniseur peut être by-passé ; dans ce cas, le niveau V003 pilote le débit de propane refroidi aux réfrigérants secondaires E22 dans la section de réfrigération ; la composition du produit de tête venant de V-101 est enregistré sur l'analyseur AR-101.

Le liquide de tête du fractionnateur, un propane à teneur en éthane variable, est dé-éthanisé dans V102 pour fournir au fond du propane commercial d'une teneur déterminée en éthane. Cette colonne contient 25 plateaux. Le produit de tête du dé-éthaniseur est riche en éthane, contenant jusqu'à 12% en mole de propane.

Le fonctionnement de la colonne à haute pression et à une température relativement basse permet une telle séparation. Ainsi la section de réfrigération fournit un propane utilisé comme fluide réfrigérant permettant la condensation du reflux du dé-éthaniseur, dans les condenseurs de tête E6A/B à 5°C.

Le gaz non condensé riche en éthane est séparé du reflux condensé dans V004. Le gaz est purgé du ballon de reflux sous contrôle de la pression et envoyé dans le réseau fuel gaz dans la section du fluide caloporteur. Le reflux condensé est repris par la pompe P003 et envoyé au V102 sous contrôle de débit en cascade avec le régulateur de niveau au V004. La température de sortie du condenseur est maintenue constante en faisant varier la pression sur le côté fluide réfrigérant des condenseurs.

La qualité du produit du fond du dé-éthaniseur est déterminée par le taux de rebouillage au E7. On se sert de la température au plateau 22 comme critère de fonctionnement pour régler le débit du fluide caloporteur vers E7, de manière à obtenir la teneur voulue en éthane dans le propane commercial produit.

Le propane produit sort au fond du dé-éthaniseur V102 sous contrôle de niveau en cascade avec le régulateur de débit vers le réfrigérant secondaire E22 dans la section de réfrigération. Le produit est d'abord refroidi dans le Préchauffeur de charge n°1, E4, ensuite dans l'Aéroréfrigérant E11 avant de pénétrer dans la section de réfrigération, où il est refroidi à moins -38°C. La séparation entre le propane et le butane dans le fractionnateur V101 est obtenue en choisissant le taux de reflux de rebouillage correct à E3.

On se sert de la température du plateau 36 comme critère de fonctionnement pour régler le débit du fluide caloporteur vers les rebouilleurs E3A/B et déterminer la teneur en propane dans le butane commercial produit.

Le liquide au fond du fractionnateur représente un butane en teneur variable en pentane. En fonction de la teneur en pentane de la charge, le butane peut nécessiter ou pas une dépentanisation. En fonctionnement normal, le dépentaniser n'est pas nécessaire. Cela explique qu'on ne prévoit qu'une colonne de dépentanisation pour les six trains de GPL.

Le fluide sortant du fond du fractionnateur, sous contrôle du niveau de la cascade avec un régulateur de débit cède de la chaleur dans le Préchauffeur n°2, E5A/D. lorsque le dépentaniser est en marche, la température à la sortie de E5 est maintenue en by passant plus ou moins les GPL de charge à E5. De cette manière, on maintient la température d'alimentation au V103 constante.

Autrement, on réalise une récupération maximale de la chaleur au E5A/D et le dépentaniser étant by-passé le butane produit est refroidi dans l'Aéroréfrigérant E12 avant de parvenir dans la section de réfrigération pour le refroidissement final jusqu'à son point de bulle atmosphérique.

L'alimentation du dépentaniseur V103 se fait sous contrôle de la pression dans la ligne de charge vers la colonne. Chacun des six trains peut être mis en ligne avec V103. Le produit de tête, dépentanisé c'est-à-dire le butane commercial, doit être renvoyé pour réfrigération au train mis en ligne avec V103.

Le contrôle du fonctionnement du V103 est identique à celui du fractionnateur V101. Le débit des vapeurs de tête est étranglé pour maintenir une pression constante dans la colonne, et un by-pass de gaz chauds dans l'aérocondenseur E8 est utilisé pour maintenir une différence de pression déterminée entre la pression dans la colonne et la pression dans le ballon de reflux. La température du condensât sortant de l'échangeur E8 est maintenue constante par le réglage du pas des pâles du ventilateur.

Le débit du fluide caloporteur par le rebouilleur E9 est réglé par un contrôleur de température sur le plateau 43, travaillant en cascade. La température du plateau 43 est le critère de fonctionnement sélectionné pour maintenir la teneur en butane voulue dans le pentane du fond de la colonne.

Le produit de fond de V103 quitte la colonne sous contrôle de niveau pilotant le débit de pentane et est d'abord refroidi dans l'Aéroréfrigérant E10 avant d'être envoyé à la section de stockage sous pression.

La pompe de recirculations du pentane, P10 est utilisée lorsque le produit de fond doit être circulé à la section de stockage de la charge, pour non-conformité aux spécifications.

Le propane et le butane précédemment séparés entrent dans la section de réfrigération pour être ensuite refroidis jusqu'à -10°C et -40°C respectivement. Le propane passe par un purificateur E28 et est ensuite prêt à la commercialisation. Le propane et le butane précédemment séparés entrent dans la section réfrigération pour être refroidis jusqu'à -10°C et -40°C respectivement.

Le propane passe par le premier refroidisseur, le E-1021 et ressort à 21°C , il passe par ensuite dans le déshydrater V-1010 et par les refroidisseurs intermédiaire et final E-1022 et E-1023 pour atteindre la température voulue. A l'instar du propane, le butane sortant du fond du fractionnateur V-1101 à une très faible teneur en eau, il passe donc directement par les trois chillers E-1024, E-1025 et E-1026 passant par les températures 21°C , $-4,6^{\circ}\text{C}$ et -19°C . Les deux gaz ayant atteint leurs températures de condensation, ils sont acheminés vers la section stockage.

Le gaz réfrigérant utilisé dans les refroidisseurs est le propane pur ; il effectue un triple cycle à cascade frigorifique grâce aux trois ballons HP, MP et BP. En effet, le propane réfrigérant est stocké dans le Ballon V-1009 qui alimente le ballon HP (haute pression V-1006) et les deux pré refroidisseurs E-1021 et E-1024, les vapeurs de réfrigérantes produites dans ces deux échangeurs sont récupérées dans le V-1006.

Le ballon V-1006 alimente les échangeurs E-1022 et E-1025 ainsi que le ballon V-1007 qui a pour fonction de récupérer les vapeurs des deux échangeurs précédents et d'alimenter les refroidisseurs finaux E-1023 et E-1026 en propane réfrigérant. Avant l'entrée de chaque échangeur, le propane subi une détente, à travers une vanne Joule-Thompson qui fait baisser sa température.

Le propane récupéré dans les ballons HP, MP et BP est comprimé dans les trois étages du compresseur selon le ballon dont il provient, il atteint la pression de 13.5 Kg/cm², il est ensuite refroidi jusqu'à 33°C dans l'aéro-réfrigérant E-1027 et s'accumule dans le V-1009.

2.3. Colonnes de distillation

La distillation est un procédé physique permettant de séparer les constituants d'un mélange en utilisant les propriétés des équilibres liquide-vapeur. Si, on porte à ébullition une quantité quelconque de mélange (A,B), en éliminant continuellement la vapeur formée, on obtient une quantité résiduelle de B aussi pur que l'on veut, mais en quantité d'autant plus faible que le degré de pureté sera élevé. Inversement, si les premières fractions de vapeur formée sont récupérées, puis condensées. Elles fournissent un liquide enrichi en A. Cette opération peut être théoriquement répétée un nombre de fois tel qu'on obtienne un produit aussi pur que souhaité.

Dans la distillation, un montage permet d'effectuer simultanément ces opérations un très grand nombre de fois. Ceci se fait dans une colonne assurant un contact étroit entre le liquide et sa vapeur. Les colonnes à distiller ont une forme cylindrique, leur hauteur est toujours très grande comparée à leur diamètre. Les plus utilisées sont équipées de plateaux (ils peuvent être de plusieurs types); mais il existe aussi des colonnes à garnissage (là aussi plusieurs types de garnissage sont disponibles sur le marché).

Dans le cas des colonnes à plateaux, on dispose régulièrement entre les plateaux des "accès" appelés "trou de poing" ou "trou d'homme", qui permettent d'entretenir le matériel sans avoir à démonter l'ensemble de la colonne. Les matériaux utilisés peuvent être de l'acier inoxydable, du cuivre, du verre ou encore des matières plastiques (pour les faibles températures). Ces plateaux (voir figure 2.3), réalisent l'équilibre généralement par un garnissage (remplissage de billes, d'anneaux, de tissages métalliques ou d'aérosol), de bandes de métal ou de téflon tournant rapidement dans la colonne et pulvérisant un nuage de fines gouttelettes.

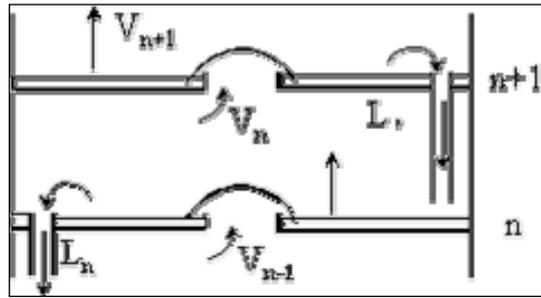


Figure 2.3: plateau de colonne de distillation [5].

Il y a échange de matière et de chaleur entre la phase vapeur ascendante et la phase liquide descendante. Pour réaliser cet échange, il faut mettre en contact direct la vapeur et le liquide.

- Cela se fait par barbotage des vapeurs dans le liquide dans le cas des colonnes à plateaux ; le liquide est retenu sur un plateau par un système à cloches ou à déversoir.
- La vapeur s'enrichit de plus en plus en constituant le plus volatil, et le liquide en constituant le moins volatil.

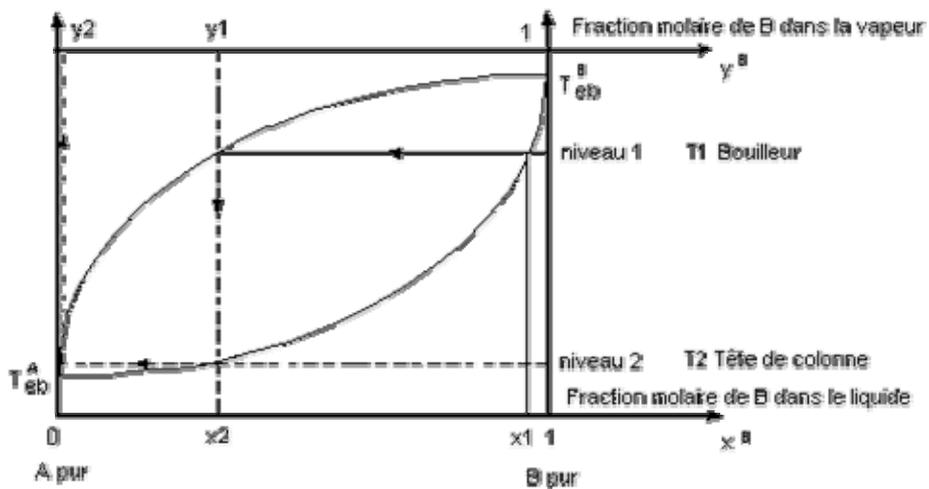


Figure 2.4: Diagramme d'équilibre (liq -vap) d'un mélange binaire idéal composé de A et B à la pression P.

2.3.1 Composants et opérations de la colonne de distillation

La colonne de distillation comprend des composants qui assurent le transfert de chaleur ou de matière ; une colonne typique se compose des parties suivantes :

- une tour verticale où se produit la séparation des composants liquides ;
- des plateaux intermédiaires qui assurent la séparation ;
- un rebouilleur qui assure la vaporisation nécessaire au procédé de distillation ;
- un condenseur qui refroidit et condense la vapeur quittant la tête de la colonne ;
- un ballon de reflux qui récupère les vapeurs condensées et réinjecte ce liquide dans la colonne.

Cet ensemble constitue une colonne de distillation type telle que schématisée ci-dessous :

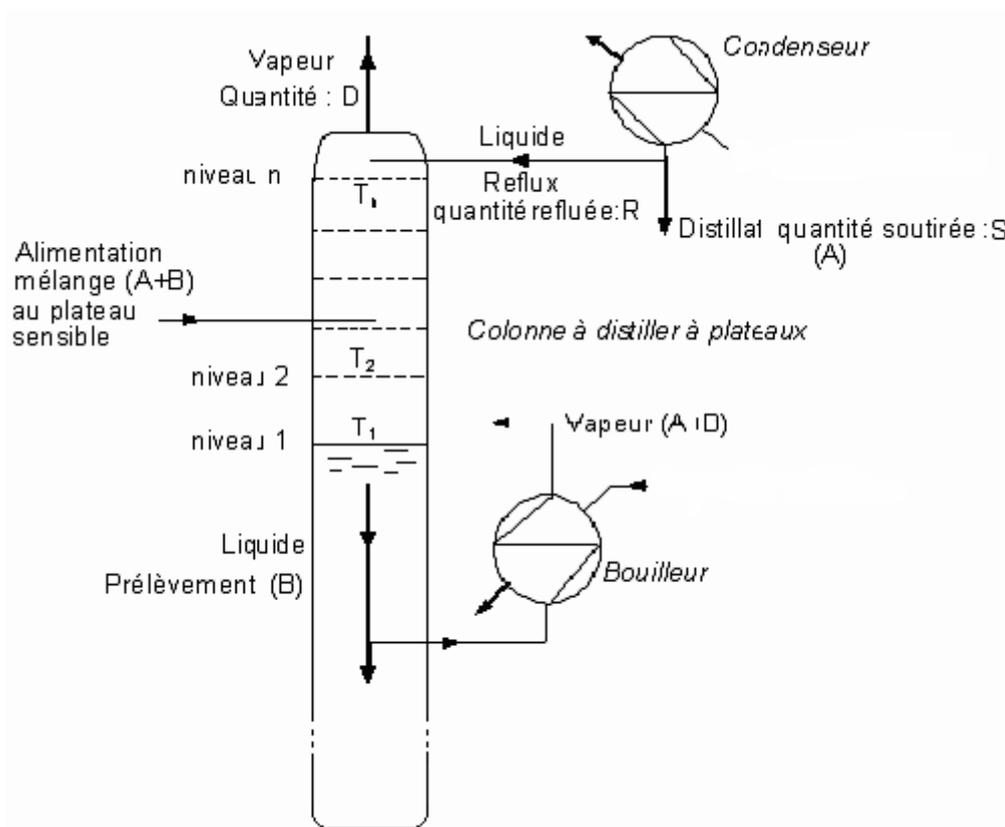


Figure 2.5: colonne de distillation.

Le liquide à séparer est appelé FEED (alimentation) ; il est introduit au centre de la colonne dans le plateau central appelé plateau d'alimentation. Ce dernier divise la colonne en deux sections : la section de tête (enrichissement ou rectification) et la section de fond (soutirage).

Le FEED descend au fond de la colonne ou il est collecté dans le rebouilleur. La vapeur réchauffée dans le rebouilleur est réinjectée dans le fond de la colonne et est appelé produit de fond.

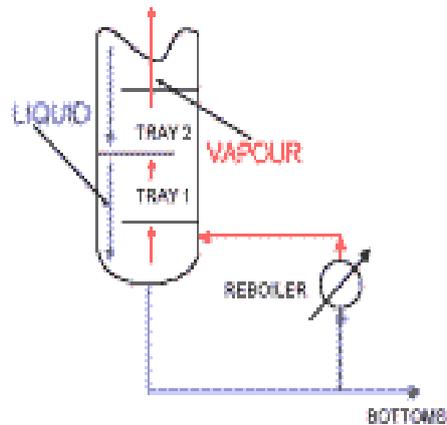


Figure 2.6: REBOUILLEUR DE COLONNE[5].

La vapeur remonte à la tête de la colonne et se condense dans le condenseur. Le liquide condensat va dans le ballon de reflux et est réinjecté dans la tête de la colonne ; ce produit est appelé produit de tête.

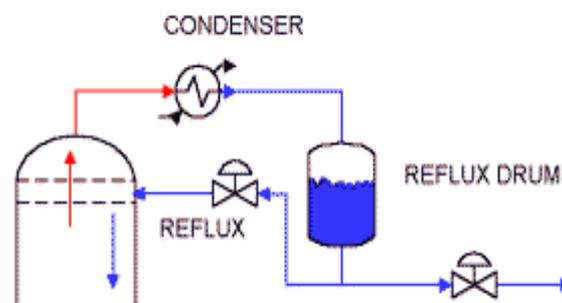


Figure 2.7: CONDENSEUR DE COLONNE [5] .

2.4. Echangeurs de chaleur à tubes et calandre

Ce type d'échangeur est le plus communément utilisé dans l'industrie pétrochimique. Tous les échangeurs du site étudié sont de ce type. Comme son nom, l'indique il est constitué d'une calandre (cylindre de grand diamètre), et d'un certains nombre de tubes parallèles arrangés en faisceau à une ou plusieurs passes séparées par des déflecteurs, à l'intérieur de la calandre.

Le fluide chaud entre du côté tube et échange de la chaleur par convection et conduction avec le flux froid qui circule par chicanage du côté calandre. Ce type d'échangeur est employé quand un procédé exige de grandes quantités de fluides à réchauffer ou à refroidir ; les échangeurs tubes calandre présentent plusieurs avantages qui ont contribué à leur étendue d'utilisation et qui sont principalement les suivants :

- Les échangeurs tube calandre offrent une bonne efficacité de transfert thermique particulièrement lorsque l'échange est à contre courant, car il résulte alors en une différence de température moyenne logarithmique DTML plus élevée.
- Ils sont adaptables à presque toutes les capacités de charge, type de fluides de fonctionnement, et conditions de pression et de températures ;
- Le type de matériau utilisé pour la construction de l'échangeur tubes calandre peut être n'importe lequel parmi la plupart des matériaux généralement utilisés ;
- Les échangeurs à tubes et calandre offrent une surface d'échange relativement grande ;
- Les techniques de nettoyage et travaux de maintenance, tel que le remplacement périodique des garnitures et des tubes, sont bien établies et facilement réalisées ; leur large utilisation à travers le monde a fait évoluer les techniques de conception et de fabrication en série pour en réduire le coût.

Dans les procédés de l'industrie pétrochimique, ce type d'échangeur est utilisé comme générateur de vapeur, condenseur, vaporisateur, chauffe-eau d'alimentation, radiateur d'huile et réfrigération industrielle. Leur classification dépend du nombre de passage des fluides dans la partie tube et dans la partie calandre. Un schéma de réalisation est donné dans la figure (2.8) ci-dessous.

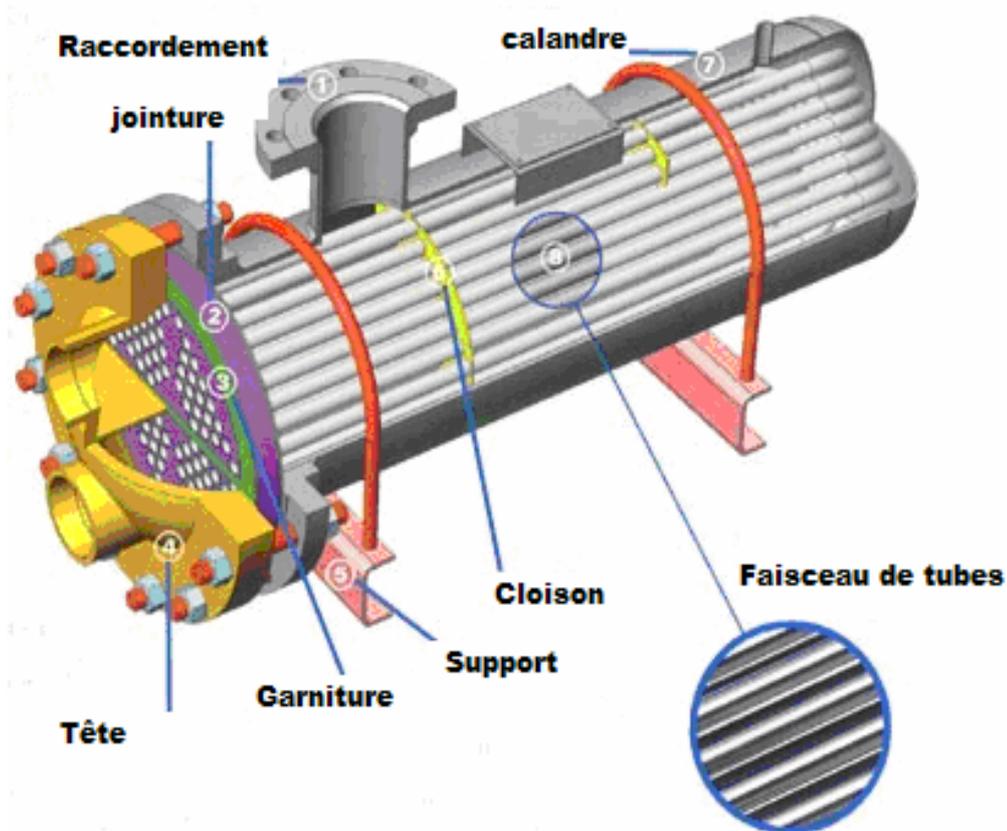


Figure 2.8 : Echangeur tube calandre.

Raccordements : Protection additionnelle de fil et de surface pour l'installation propre.

Jointure : Les coudes de tubes en U dans la jointure tiennent compte des dilatations thermiques.

Garnitures : Fibres comprimées de haute qualité (réutilisables).

Tête : Tête standard de fonte ou d'acier pour des services résistants.

Support : Selle attachée avec les unités standard pour le support rapide et facile.

Cloisons : Les cloisons perforées avec des dégagements entre les tubes assure le guidage de l'écoulement du fluide et réduit les déviations.

Calandre : Calandre soudée protégée avec la peinture de haute qualité pour la résistance à la corrosion.

Faisceau de tubes : Les tubes d'acier inoxydable pour une utilisation durable à plein régime.

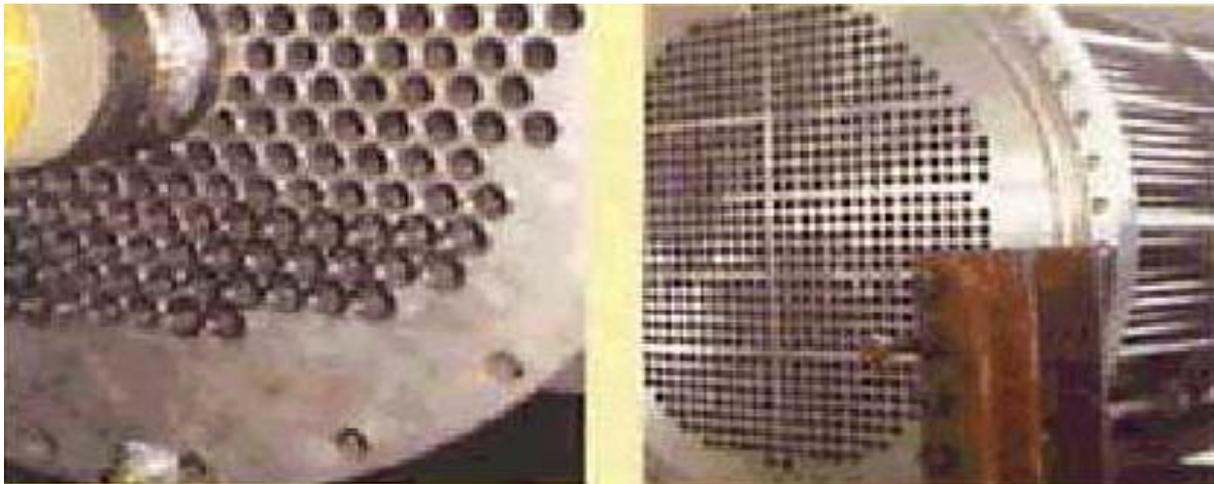


Figure 2.9 : Faisceau de tubes d'un échangeur à tubes et calandre.

2.5. Cycle de réfrigération

Un cycle thermomécanique de réfrigération est destiné à refroidir un flux de matière à des températures inférieures à la température du milieu environnant. Le cycle de réfrigération à compression de vapeur produit des basses températures soit par simple détente à enthalpie constante dans une vanne Joule-Thompson (pour de faibles puissances de réfrigération), soit par détente polytropique dans une turbine généralement appelé « turbo expander » qui permet de produire une puissance mécanique importante dans les usines de liquéfaction.

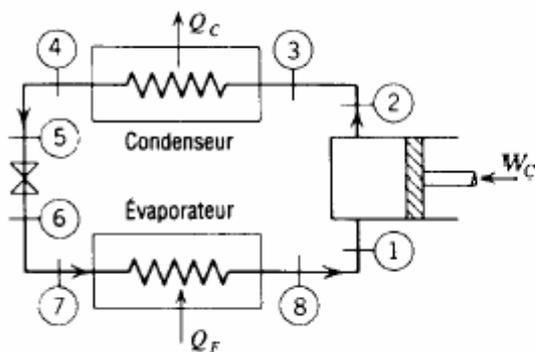


Figure 2.10: cycle de réfrigération à un étage à vanne J.T [6] .

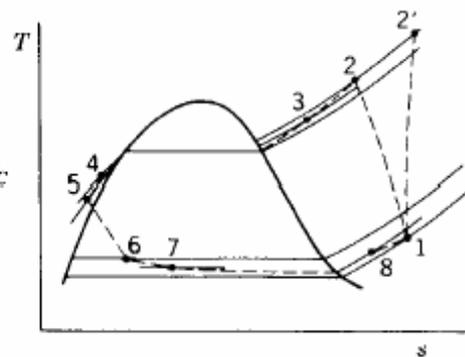


Figure 2.11: Diagramme T-S d'un cycle de réfrigération à vanne J.T[6] .

Dans le cycle représenté en figures 2-10 et 2-11, le fluide réfrigérant est successivement comprimé, condensé, détendu puis évaporé pour réfrigérer un autre fluide. Le réfrigérant en phase vapeur est comprimé dans le compresseur ou il atteindra une température supérieure à la température ambiante ; il passe ensuite par un condenseur où il cède de la chaleur à l'environnement et se condense, puis passe par une vanne de détente Joule-Thomson où sa température diminuera en fonction de la chute de pression. Le réfrigérant entre alors dans un

échangeur évaporateur où il s'évapore par échange thermique avec le fluide à réfrigérer; le réfrigérant vapeur est ensuite aspiré dans le compresseur pour que le cycle se répète.

2.6. Propriétés physiques et thermodynamiques des gaz réels et des liquides

A. Equations d'état

La thermodynamique nous enseigne que chacune des propriétés d'un fluide (ou système) considéré comme une substance compressible simple ne dépend que de deux propriétés ou variables indépendantes ; celles-ci sont soit des propriétés physiques directement mesurables (P,V,T) soit des propriétés énergétiques qui ne sont pas directement mesurables. Il est évident que si l'énergie du système comptabilise aussi une énergie potentielle et/ou une énergie cinétique, il y aura lieu de considérer la vitesse et l'altitude relative de celui-ci dans le champ de la pesanteur comme variables supplémentaires ; mais il demeure que ces deux variables, qui mesurent l'énergie par rapport à un environnement, ne sont pas des propriétés internes du système.

Le choix de deux variables indépendantes pour définir un état thermodynamique est une affaire de convenance que peuvent suggérer les transformations considérées (isotherme, isochore, isobare, isenthalpique, isentropique). La détermination des propriétés énergétiques U,H,S,.. nécessite de choisir une équation d'état qui peut résulter d'un modèle mathématique théorique ou empirique, ou une combinaison des deux. Pour les substances compressibles simples, ce modèle considère soit simplement l'énergie thermique et l'énergie de pression, soit aussi l'énergie potentielle d'attraction et de répulsion entre les molécules. Dans le premier cas, le volume accessible aux molécules est tel que celles-ci ne subissent aucune attraction ou répulsion mutuelle notable ; on a alors la loi des gaz parfaits qu'il est plus pertinent d'écrire sous la forme :

$$V=R (T/P) \quad (2.1)$$

Pour signifier que ce volume est déterminé par le rapport Température/Pression, et non pas par l'une ou l'autre de ces variables séparément. Lorsque ce rapport se traduit par un volume

réduit accessible aux molécules, les attractions et/ou répulsions mutuelles deviennent significatives et l'on en tient alors compte en adoptant l'équation d'état dite des gaz réels, ou :

$$Pv = Z \cdot RT, \quad (2.2)$$

que l'on peut aussi écrire : $v = Z \cdot R \cdot (T/P)$, ou encore $Z = Pv/RT$.

Avant la généralisation quasi universelle des ordinateurs que nous connaissons aujourd'hui, l'usage de l'équation des gaz réels était très répandu dans l'industrie du gaz avec le coefficient de compressibilité $Z(T,P)$ exprimé sous la forme généralisée en fonction des coordonnées réduites, $Z(P_r, T_r)$. Cette généralisation s'appuie sur la théorie dite des états correspondants et a fait l'objet d'abaques et graphes largement utilisés par les professionnels.

Une autre équation des gaz réels bien connue est celle de Van der Waals, ainsi que celles qui s'en sont inspiré par centaines ; celle de Van der Waals exprime pour la première fois et de façon explicite le volume occupé par les molécules et l'attraction qu'elles exercent mutuellement :

$$P = RT/(v-b) - a/v^2 \quad (2.3)$$

L'équation d'état des gaz parfaits est appliquée aux mélanges soit sous la forme du modèle de Dalton, soit sous la forme du modèle d'Amagat, selon que l'on considère les pressions partielles ou les volumes partiels quand il s'agit de mesurer les contributions individuelles des composants du mélange aux propriétés totales de celui-ci. Cette équation étant linéaire en v , elle n'admet que l'existence d'un état gazeux par son volume spécifique v_g .

Si l'équation des gaz réels et celle de Van der Waals admettent mathématiquement l'existence simultanée d'une phase liquide et d'une phase vapeur, l'imprécision résultant sur le volume spécifique de la phase liquide est souvent inacceptable dans les calculs thermodynamiques de procédés.

Cette incapacité des équations cubiques en Z à prédire correctement le volume de la phase liquide a amené les professionnels à adopter plusieurs équations différentes (généralement de nature empirique) pour la phase liquide.

Le calcul des propriétés énergétiques des mélanges gazeux ou liquides est basé sur une procédure à la fois simple et rigoureuse dans sa formulation. Elle comprend deux règles :

1. Une propriété extensive (V, U, H, S, A, G,) d'un mélange biphasique liquide-vapeur est la somme de la propriété de la phase liquide et de celle de la phase vapeur. L'étendue de la phase vapeur est souvent désignée par x ou α ; celle de la phase liquide par $(1-x)$ ou $(1-\alpha)$ respectivement. On a évidemment $x+(1-x)=1=\alpha+(1-\alpha)$. Cette règle est généralisable aux cas d'existence d'une ou plusieurs phases solides.

2. La propriété extensive d'un gaz réel ou d'un liquide est donnée par la somme de la propriété du gaz parfait correspondant et de la déviation de la propriété par rapport à celle du gaz parfait telle que calculée avec l'équation d'état adoptée. Par exemple, l'enthalpie $h(T,P)$ est obtenue à partir de la relation:

$$dh(T, P) = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP = C_p dT + \left(v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \right) dP \quad (2.4)$$

La deuxième forme provient d'un développement rigoureux utilisant les propriétés des fonctions mathématiques de classe deux telles qu'explicitées dans les relations dites de Maxwell. Le choix du chemin d'intégration d'une propriété d'état étant une affaire de convenance, celui qui inclut l'isobare des gaz parfaits permet d'utiliser la chaleur spécifique $C_p(T)$ largement disponible dans les tables de propriétés thermophysiques pour toutes les substances connues. Ces données de chaleurs spécifiques peuvent être corrélées par des polynômes en T^3 ou même en T^4 pour les commodités de calcul. Le terme déviation par rapport au gaz parfait tel qu'exprimé ci-dessus nécessite évidemment une équation d'état explicite en v ; sinon il faudra utiliser la définition $h \equiv u + Pv$, et un développement de $u(T,v)$. Cette procédure est aussi applicable aux propriétés énergie interne et entropie.

Les déviations de ces propriétés par rapport à celles de gaz parfaits ont aussi fait l'objet d'abaques d'utilisation pratique lorsqu'il s'agit d'obtenir rapidement des estimations préliminaires.

Lorsque les phases vapeur et liquides sont elles-mêmes des mélanges de plusieurs substances, leurs propriétés sont obtenues par l'application de règles de mélanges qui sont de nature théorique ou empirique lorsqu'on incorpore des interactions binaires ou ternaires non prises en compte dans l'équation d'état.

Les calculs de ces propriétés de mélanges biphasiques liquide-vapeur ont fait et continuent de faire l'objet de recherches nombreuses mais souvent restées le secret des entreprises et de la profession qui ne les communiquent pas dans les bilans des procédés fournis. La précision de

ces propriétés de mélanges biphasiques dépendent de façon critique des calculs d'équilibre réalisés avec les équations d'état adoptées, ou des coefficients d'équilibres obtenus expérimentalement. La prédiction des équilibres liquide-vapeur repose sur le critère que la fugacité ou le coefficient d'activité d'une substance a la même valeur dans toutes les phases présentes en équilibre thermodynamique.

Le travail entrepris dans ce projet de fin d'études d'ingénieur ne nécessitant pas de tels calculs, ce sujet ne sera pas développé au-delà.

B. Facteur de compressibilité d'un mélange de gaz réels

Connaissant la composition chimique du gaz par ses fractions molaires et les propriétés critiques correspondantes, sa pression, et sa température, on obtient ses propriétés pseudo critiques et réduites selon les règles des mélanges suivantes :

$$P_{pc} = \sum x_i \cdot P_{ci} \quad , \text{ pression pseudo critique du mélange ;}$$

$$T_{pc} = \sum x_i \cdot T_{ci} \quad , \text{ température pseudo critique du mélange ;}$$

$$Z_{pc} = \sum x_i \cdot Z_{ci} \quad , \text{ facteur de compressibilité pseudo critique du mélange ;}$$

x_i : Fraction molaire du composé chimique,

P_{ci} , T_{ci} , Z_{ci} , pressions, températures et facteur de compressibilité critiques des composants chimiques ;

$$Z^4 - Z^3 - A_2 \cdot Z^2 - A_1 \cdot Z - A_0 = 0 \quad (2.5)$$

$$A_1 = \left[b_0 - \frac{a_0}{T_r} - \frac{c}{T_r^3} \right] \cdot \alpha$$

$$A_2 = \left[-b_0 \cdot b - \frac{a_0 \cdot a}{T_r} - \frac{b \cdot c}{T_r^3} \right] \cdot \alpha^2$$

$$A_0 = \left[\frac{b_0 \cdot b \cdot c}{T_r} \right] \cdot \alpha^3$$

$$\text{Avec : } T_r = \frac{CP^\circ}{T} = a_0 + T + a_{1,i} \cdot T^2 + a_{3,i} \cdot T^3 \quad (2.6)$$

$\frac{T}{T_r}$ Température critique ;

$P_c = \frac{P}{P_r}$ pression critique et $\alpha = Z_c \cdot \frac{P_r}{T_r}$

T : températures d'écoulement [°K]

P : pression d'écoulement [bar]

Ces facteurs seront calculés à travers les abaques (données de SONATRACH).

C. Pouvoir calorifique

On appelle pouvoir calorifique supérieur du gaz combustible (PCS) la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète de 1 m³ de ce gaz mesuré à 0°C sous la pression de 1.013 bar, l'eau produit par la combustion se trouve sous forme liquide, le pouvoir calorifique inférieur (PCI) est mesuré dans les mêmes conditions, mais l'eau se trouve sous forme vapeur.

Chapitre 3

ANALYSE ENERGETIQUE PAR LA METHODE DE PINCEMENT

3.1. Introduction

Les méthodes de design habituelles se concentrent sur l'optimisation des composants un par un sans faire toujours l'effort nécessaire de les intégrer dans l'ensemble du procédé ; l'intégration se fait alors une fois la conception terminée, ce qui handicape la flexibilité des interactions de ce dernier. A l'inverse l'approche d'intégration de procédé « IP » commence d'abord par optimiser les interactions pour ensuite entreprendre la conception unitaire des éléments ceci afin de pouvoir tenir compte dans le design des paramètres environnants, pour que l'énergie et les matières premières soit utilisés plus efficacement. L'une des techniques les plus pratiques à avoir vu le jour dans le domaine de l'IP au cours de ces vingt-cinq dernières années est *l'analyse Pinch*.

3.2. Présentation de l'analyse de pincement « Pinch »

Le terme "Pinch technology" ou technologie de pincement a été présenté par Linnhoff [7,9,10,11,12] pour décrire un nouvel ensemble de méthodes basées sur les principes de la thermodynamique qui permettent globalement de déterminer pour un procédé ou une usine donnée la consommation minimale en énergie, en eau ou hydrogène nécessaire à son fonctionnement, et particulièrement d'aboutir à un réseaux d'échangeurs avec un minimum d'investissement en énergie et capital.

L'analyse Pinch est employée pour identifier des cibles de coûts énergétiques et financiers de réseau d'échangeurs de chaleur d'un procédé, mais aussi son goulot d'étranglement. La méthodologie commence par prédire au début de la conception du réseau le minimum d'énergie requis, et le nombre d'unités pour un process donné. Après une conception de réseau d'échangeurs de chaleur qui satisfait ces cibles. Le réseau est alors optimisé en comparant le coût énergétique et les frais financiers du réseau de sorte que le coût annuel global soit réduit au minimum.

Dans les systèmes énergétiques on est en pratique toujours confronté entre le choix d'un équipement énergétiquement efficace qui coûte plus cher en investissement mais qui économise de l'énergie en fonctionnement, et le choix inverse d'un équipement moins cher mais plus énergétivore.

Cette problématique se retrouve aussi dans la conception des procédés comprenant des réseaux d'échangeurs, des fournitures d'utilités et des cycles thermomécanique de puissance et ou de réfrigération dont il convient d'optimiser l'intégration. Par exemple le choix d'un écart de température faible dans les échangeurs augmente le coût de ceux-ci, mais améliore le rendement des cycles thermomécaniques auquel ils sont intégrés.

3.3. Calcul simplifiée d'un échangeur de chaleur

A. Méthode des DTML

Considérons un échangeur contre courant, que nous assimilons tout d'abord à un échange double tube contre courant parfait et parfaitement isolé par rapport au milieu ambiant.

Le système, est composé de deux fluides ; un fluide chaud (c) et un fluide froid (f) qui échangent de la chaleur à travers une paroi. Les fluides circulent à contre-courant. Les inconnues sont au nombre de trois : les températures de sortie et le flux échangé ; les équations sont au nombre de trois qui expriment les bilans thermiques sur chacun des fluides et le bilan global liant le flux, l'écart moyen logarithmique DTML et la conductance thermique UA. Le problème mathématique est ainsi défini.

Le diagramme de cet échange thermique est donné en figure (3.1) ci-dessous.

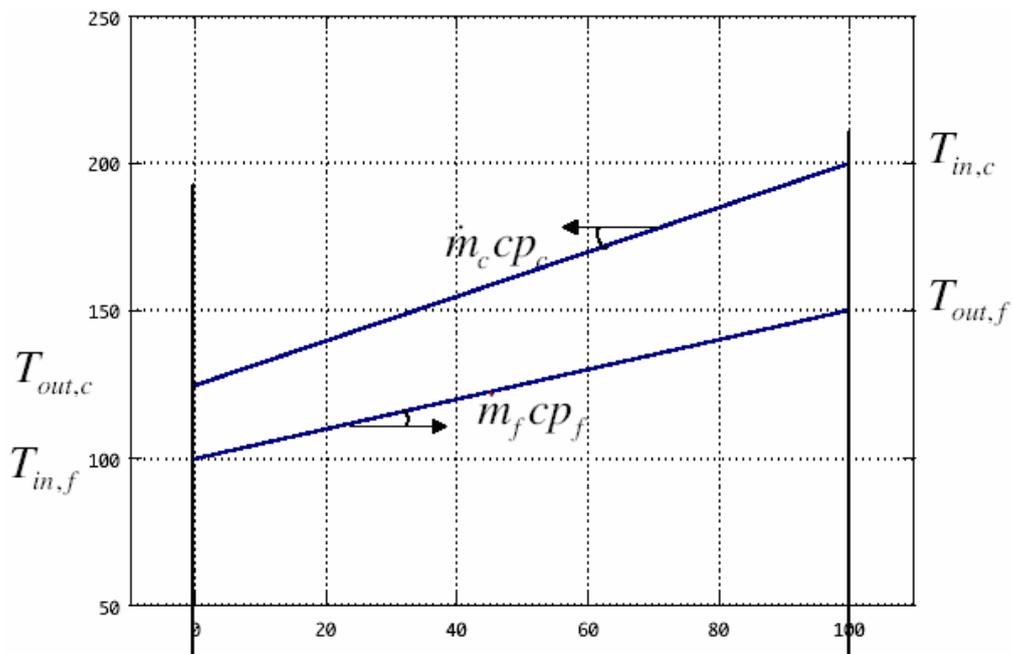


Figure 3.1 : Diagramme de température enthalpie d'un échangeur de chaleur.

T_c : La température du fluide chaud supposée uniforme.

T_f : La température du fluide froid supposée uniforme.

$$\text{Pour le fluide chaud on a : } \dot{Q} = -\dot{m}_c \int_{T_{e,c}}^{T_{s,c}} C_{p_c} \delta T \cong \dot{m}_c C_{p_c} (T_{e,c} - T_{s,c}) \quad (3.1)$$

$$\text{Pour le fluide froid on a : } \dot{Q} = -\dot{m}_f \int_{T_{e,f}}^{T_{s,f}} C_{p_f} \delta T \cong \dot{m}_f C_{p_f} (T_{s,f} - T_{e,f}) \quad (3.2)$$

Le profil de température peut-être assimilé à une droite si la chaleur spécifique du fluide est considérée comme constante. L'échange thermique global est aussi exprimé par l'équation :

$$\dot{Q} = UA.DTML \quad (3.3)$$

Avec : U : Le coefficient d'échange global.

DTML : écart moyen de température logarithmique.

La démonstration de la formule de l'écart moyen logarithmique est obtenue par la résolution d'un système de trois bilans d'énergies réalisés sur un élément de surface d'échange dA .

Pour le fluide chaud, on a :

$$\delta \dot{Q} = \dot{m}_c C_{p_c} dT_c \Rightarrow dT_c = \frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m}_c C_{p_c}} \quad (4.4)$$

Pour le fluide froid, on a :

$$\delta \dot{Q} = \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \Rightarrow dT_f = \frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m}_f C_{p_f}} \quad (4.5)$$

Evolution du potentiel de transfert dans l'échangeur :

$$d\Delta T = d(T_c - T_f) = \delta \dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \quad (4.6)$$

Donc :

$$\delta \dot{Q} = K.d\Delta T \quad (4.7)$$

Avec :

$$K = \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \quad (4.8)$$

L'équation du flux thermique se transforme donc en : $\delta \dot{Q} = U(T_c - T_f)dA$ (4.9)

Avec : $A = \int_0^1 dA = \int_0^1 \frac{K.d\Delta T}{U\Delta T}$ (4.10)

Si U et K sont indépendants de la température ou encore, $\dot{m}_c C_{p_c}$, $\dot{m}_f C_{p_f}$ et U sont constant sur l'échangeur on aura :

$$A = \frac{K}{U} \int_0^1 \frac{d\Delta T}{\Delta T} = \frac{K}{U} \left(\ln(\Delta T_1) - \ln(\Delta T_0) \right) = \frac{K}{U} \ln \left(\frac{T_{e,c} - T_{s,f}}{T_{s,c} - T_{e,f}} \right) \quad (4.11)$$

Avec :

$$\dot{m}_c C_{p_c} = \frac{\dot{Q}}{(T_{e,c} - T_{s,c})} \quad (4.12 a)$$

$$\dot{m}_f C_{p_f} = \frac{\dot{Q}}{(T_{s,f} - T_{e,f})} \quad (4.12 b)$$

Donc :

$$K = \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = \frac{(T_{e,c} - T_{s,c}) - (T_{s,f} - T_{e,f})}{\dot{Q}} = \frac{(T_{e,c} - T_{s,f}) - (T_{s,c} - T_{e,f})}{\dot{Q}} \quad (4.13)$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U(\Delta T_1 - \Delta T_0)} \ln \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right) \Rightarrow \dot{Q} = UA \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_0)}{\ln \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right)} = UA \Delta T_{LM} \quad \text{Donc :}$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U(\Delta T_1 - \Delta T_0)} \ln \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right) \Rightarrow \dot{Q} = UA \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_0)}{\ln \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right)} = UA \Delta T_{LM} \quad (3.14 a) \text{ et } (3.14 b)$$

En définitif :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{s,c} - T_{e,f}) - (T_{e,c} - T_{s,f})}{\ln\left(\frac{(T_{s,c} - T_{e,f})}{(T_{e,c} - T_{s,f})}\right)} \quad (3.15)$$

Ce développement n'est bien sûr strictement valable que pour un échange contre courant parfait et pour des chaleurs spécifiques qui peuvent être assimilées à des constantes.

B. Méthode des efficacités :

La méthode de l'écart moyen logarithmique est une méthode itérative puisque les températures de sortie sont inconnues et résultent au contraire de l'échange thermique effectif ayant lieu ; c'est à cause de cet inconvénient majeur que la méthode des efficacités et des nombres d'unités de transfert NUT, dont le développement doit beaucoup aux travaux Kays et London [14], est de plus en plus utilisée depuis les années soixante.

L'efficacité ε d'un échangeur est définie par le rapport du flux thermique réellement transféré par le flux thermique maximum transmissible à travers un échangeur à contre courant dans les conditions données.

$$\text{Si } (\dot{m}Cp)_f < (\dot{m}Cp)_c, \text{ alors : } \quad \dot{q}_{\max} = (\dot{m}Cp)_f (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (3.16)$$

$$\text{Si } (\dot{m}Cp)_f > (\dot{m}Cp)_c, \text{ alors : } \quad \dot{q}_{\max} = (\dot{m}Cp)_c (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (3.17)$$

$$\text{On pose : } C_{\min} = \min\left[(\dot{m}Cp)_c, (\dot{m}Cp)_f\right] \quad (3.18)$$

Alors le flux thermique maximum transmissible quelque soit la configuration d'échangeur est donnée par :

$$\dot{q}_{\max} = C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (3.19)$$

L'efficacité est donc donnée par la relation :

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{\max}} = \frac{\left((\dot{m} Cp)_c (T_{c,e} - T_{c,s}) \right)}{C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})} = \frac{\left((\dot{m} Cp)_f (T_{f,e} - T_{f,s}) \right)}{C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})} \quad (3.20)$$

Le nombre d'unité de transfert pour un flux chaud et un flux froid est définie par :

$$NUT_{\min} = \frac{AU}{\left(\dot{m} Cp \right)_{\min}} \quad (3.21)$$

$$NUT_f = \frac{AU}{\left(\dot{m} Cp \right)_f} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon = NUT \cdot \theta \quad (3.23)$$

$$\theta = \frac{\Delta T_{LM}}{\Delta T_{mi}} \quad (3.24)$$

$$NUT_c = \frac{AU}{\left(\dot{m} Cp \right)_c} \quad (3.25)$$

$$NUT_f = \frac{AU}{\left(\dot{m} Cp \right)_f} \quad (3.26)$$

De la même manière, le NUT correspondant au flux ayant le $\left(\dot{m} Cp \right)$ minimum est donnée par :

$$NUT = \frac{AU}{\left(\dot{m} Cp \right)_{\min}} ; \quad (3.27)$$

Et l'efficacité est finalement :

$$\varepsilon = NUT \cdot \theta . \quad (3.28)$$

$$\text{Avec : } \theta = \frac{\Delta T_{LM}}{\Delta T_{\max}} ; \quad (3.29)$$

ΔT_{LM} : écart moyen logarithmique ;

ΔT_{\max} : la différence de température maximale.

Plusieurs équations reliant efficacité et NUT ont été calculées telle que [14] :

$$\varepsilon = \left[\frac{1}{(mCp)_{\min}} \cdot NUT^{0,22} \cdot \left(\exp\left(- (mCp)_{\min} \cdot NUT^{0,78}\right) - 1 \right) \right] \quad (3.30)$$

C. Le coefficient d'échange global

La résistance au transfert $1/U$ correspond à la somme de quatre résistances au transfert thermique :

1. la résistance dans le film du fluide chaud qui sera calculé par le coefficient de transfert de convection h_c ;
2. la résistance due à la conduction à travers la paroi. Cette résistance est calculée par e/λ , e étant l'épaisseur de la paroi (λ la conductivité thermique du matériau utilisé dans l'échangeur) ;
3. la résistance dans le film du fluide froid qui sera représentée par le coefficient de transfert de convection h_f ;
4. la résistance due à l'encrassement ou la détérioration de la paroi (figure 3.2).

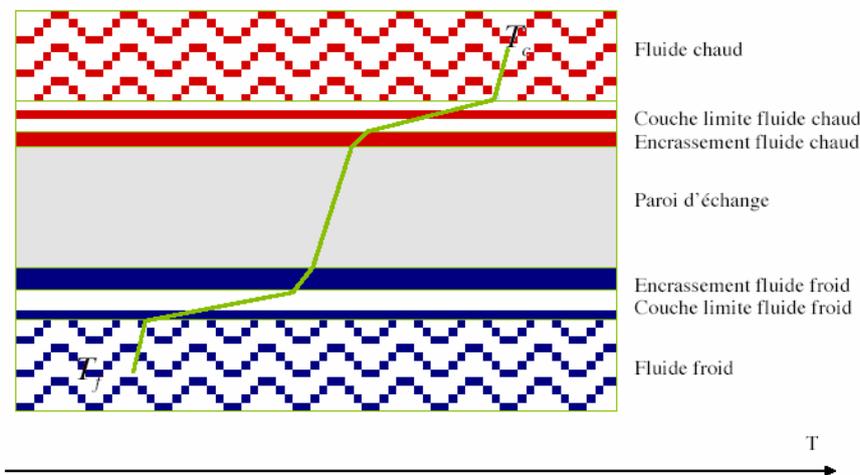


Figure 3.2 : le profil des températures et les résistances au transfert de chaleur.

Le coefficient de transfert de chaleur global sera calculé par :

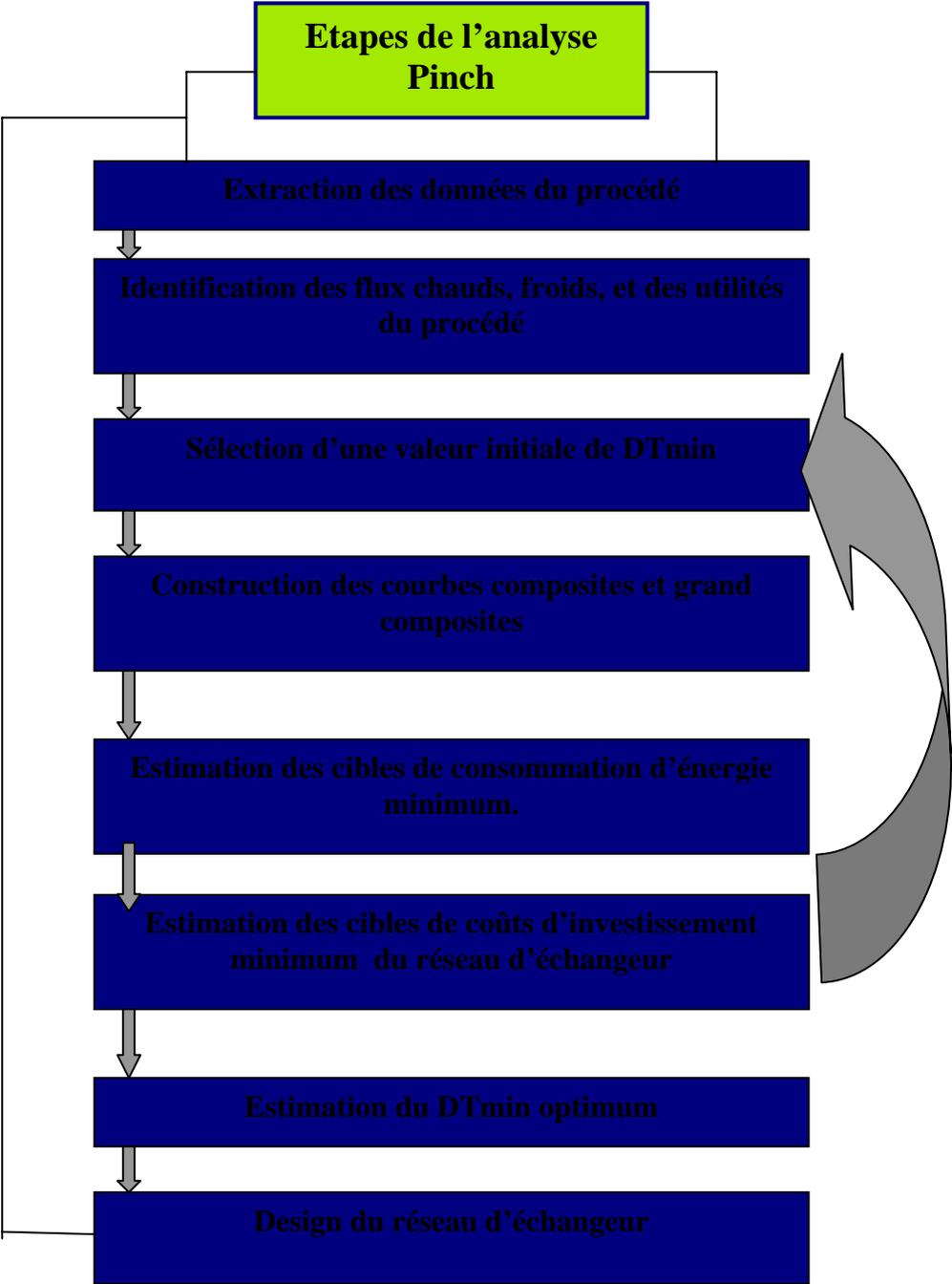
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} + R \quad (3.31)$$

R est une résistance additionnelle au transfert de chaleur qui correspond à l'encrassement de l'échangeur. Les coefficients de transfert de film seront estimés par des corrélations qui tiennent compte des propriétés thermodynamique des fluides, des conditions de fonctionnement : débit, état thermodynamique, température et pression et de la géométrie de l'échangeur (configuration, vitesse d'écoulement, types de tubes, ...)

Pour notre étude les coefficients de transfert sont des données de SONATRACH.

3.4. Etapes de l'analyse de pincement « Pinch »

Nous décrivons ci-dessous les étapes nécessaires à une analyse Pinch :



3.4.1. Extraction de données du process

La quantité d'informations disponibles, provenant des mesures prises dans l'usine, des systèmes d'acquisition de données, ou de système de contrôle des procédés est très importante mais une bonne partie de ces données peut n'avoir aucune utilité pour l'analyse requise (Pinch). Il est donc nécessaire d'identifier et d'extraire uniquement l'information qui permettra de caractériser les sources et les puits de chaleur ainsi que leurs interactions dans le procédé, les parties du procédé qui nécessite du chauffage et du refroidissement sont les plus importantes. L'étape d'extraction de données consiste donc à identifier les courants de matières devant être réchauffé, refroidis ou pour lesquels il y'a un changement de phase, et à en extraire parmi toutes les informations disponibles, seulement les caractéristiques essentiels à l'analyse.

L'information la plus importante pour cette analyse et qui doit être recueillie comprend les niveaux de températures des flux ainsi que la charge thermique qu'il est nécessaire de mettre en jeu pour atteindre le changement de températures désiré (chauffage ou refroidissement). La capacité thermique (chaleur spécifique \times débit) sont des données indispensable pour calculer la charge thermique d'un flux donné dans le procédé. L'expérience acquise dans le domaine de l'analyse Pinch a permis d'établir certaines règles génériques permettant de faciliter l'extraction de données nécessaires à l'analyse. Les plus importantes sont :

- Ne pas inclure les courants provenant des utilités dans les données extraites à moins que ces courants ne soient absolument requis par le procédé.
- Ne pas tenir compte de la configuration actuelle de l'usine. Pour identifier les cibles de consommation minimales d'énergie indépendamment de la configuration de l'usine, il ne faut pas tenir compte des échangeurs de chaleur existants lorsque l'on détermine les caractéristiques des sources et des puits.
- Faire la distinction entre les températures qui doivent être absolument respecté pour satisfaire les besoins du procédé et celles pour lesquelles il y'a une certaine flexibilité.

Les données du réseau d'échangeurs étudié sont résumées dans les tableaux suivants :

A. Données thermophysiques

Tableau 3.1 : Données du réseau d'échangeurs du process.

| | Echangeur | Besoin KW | CHAUD | | | FROID | | |
|-----|---|--------------|------------------|----------|----------|---------|----------|----------|
| | | | Flux | Te °C | Ts °C | Flux | Te °C | Ts °C |
| E2 | Aéroréfrigérant du sommet fractionnateur | 29700 | Propane + Ethane | 57,3 | 50,0 | Air | 38,0 | 45,0 |
| E3 | Rebouilleur fond fractionnateur | 29300 | Huile chaude | 180,0 | 130,0 | Butane | 110,0 | 113,0 |
| E4 | 1 ^{er} Préchauffeur GPL (point d'entrée GPL) | 1010 | Propane | 63,0 | 50,0 | GPL | 22,8 | 34,0 |
| E5 | 2 ^{ème} Préchauffeur GPL | 4190 | Butane | 110,0 | 49,0 | GPL | 34,0 | 65,0 |
| E6 | Refroidisseur de tête dé-éthaniseur (*2) | 4180 | Ethane | 16,4 | 5,0 | Propane | 5,0 | 5,0 |
| E7 | rebouilleur fond dé-éthaniseur | 5180 | Huile chaude | 180,0 | 129,1 | Propane | 61,0 | 62,2 |
| E11 | Aéroréfrigérant Propane (E4) | 590 | Propane | 50,0 | 43,0 | Air | 38,0 | 46,0 |
| E12 | Aéroréfrigérant Butane (E5) | 140 | Butane | 49,0 | 43,0 | Air | 38,0 | 47,0 |
| E13 | 3 ^{ème} Préchauffeur GPL (entrée fractionnateur) | 1000 | Huile chaude | 180,0 | 65,7 | GPL | 65,0 | 71,1 |
| E21 | 1 ^{er} Refroidisseur Propane | 1260 | Propane | 43,0 | 21,3 | Propane | 18,0 | / |
| E22 | 2 ^{ème} Refroidisseur Propane | 1540 | Propane | 21,0 | -4,6 | Propane | -7,8 | / |
| E23 | 3 ^{ème} Refroidisseur Propane | 1780 | Propane | -4,6 | -38,0 | Propane | -40,8 | / |
| E24 | 1 ^{er} Refroidisseur Butane | 1440 | Butane | 43,0 | 21,3 | Propane | 18,0 | / |
| E25 | 2 ^{ème} Refroidisseur Butane | 1590 | Butane | 21,3 | -4,6 | Propane | -7,8 | / |
| E26 | 3 ^{ème} Refroidisseur Butane | 823 | Butane | -4,6 | -9,8 | Propane | -12,0 | / |
| E27 | Aéroréfrigérant Propane (E21, E22, E23) | 14429 | Propane | 72,4 | 48,0 | Air | 38,0 | 65,9 |
| E28 | Purificateur Propane (E23) | 350 | Propane | 32,9 | 19,6 | Propane | -41,9 | -41,9 |

Tableau 3.2 : Données process.

| | Echangeur | | | | | U |
|-----|---|---------------------------|----------------------------|-------------------------|------|-----------------------|
| | | surface m ² | débit m ³ /h | débit m ³ /h | DTLM | W/m ² . °C |
| | | | Chaud | Froid | | |
| E2 | Aéroréfrigérant du sommet fractionnateur | 4095,0 | 366,7 | / | 12,1 | 598,7 |
| E3 | Rebouilleur fond fractionnateur | 1616,4 | 888,4 | 870,0 | 38,8 | 466,4 |
| E4 | 1 ^{er} Préchauffeur GPL (entrée GPL) A/B | 59,2 | 80,8 | 127,6 | 28,0 | 614,4 |
| E5 | 2 ^{ème} Préchauffeur GPL A/B | 289,2 | 74,4 | 128,6 | 27,3 | 531,2 |
| E6 | Refroidisseur de tête dé-éthaniseur A/B | 661,4 | 47,8 | 45,3 | 11,0 | 574,5 |
| E7 | rebouilleur fond dé-éthaniseur | 166,2 | 157,0 | 164,3 | 90,8 | 343,3 |
| E11 | Aéroréfrigérant Propane (E4) | 254,0 | 92,9 | / | 4,4 | 527,1 |
| E12 | Aéroréfrigérant Butane (E5) | 338,0 | 92,8 | / | 2,7 | 438,9 |
| E13 | 3 ^{ème} Préchauffeur GPL (entrée fractionnateur) | 121,7 | 135,6 | 162,2 | 21,4 | 378,7 |
| E21 | 1 ^{er} refroidisseur Propane | 236,0 | 82,8 | 19,9 | 10,7 | 499,2 |
| E22 | 2 ^{ème} refroidisseur Propane | 269,0 | 82,8 | 17,3 | 11,7 | 489,8 |
| E23 | 3 ^{ème} Refroidisseur Propane | 274,0 | 82,8 | 18,4 | 13,0 | 498,4 |
| E24 | 1 ^{er} refroidisseur Butane | 247,0 | 92,2 | 19,3 | 10,7 | 545,9 |
| E25 | 2 ^{ème} Refroidisseur Butane | 249,0 | 92,2 | 17,7 | 11,7 | 547,1 |
| E26 | 3 ^{ème} Refroidisseur Butane | 59,0 | 92,2 | 8,5 | 28,4 | 491,7 |
| E27 | Aéroréfrigérant Propane (E21, E22, E23) | 3286,0 | 152,4 | / | 8,1 | 542,1 |
| E28 | Purificateur Propane (E23) | 55,7 | 4,1 | 6,7 | 67,8 | 93,0 |

B. Les spécifications de la charge GPL

B.1 GPL à l'entrée

La composition de la charge GPL à l'entrée du train doit être régulée comme l'indique le tableau suivant

| Composant | Supérieur %molaire | Inférieur %molaire |
|------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| CO2 | 0,00 | 0,01 |
| C1 | 0,00 | 0,03 |
| C2 | 1,32 | 2,60 |
| C3 | 47,30 | 64,60 |
| lc4 | 12,88 | 16,81 |
| n-C4 | 24,14 | 26,1 |
| i-C5 | 0,03 | 0,34 |
| n-C5 | 0,00 | 0,05 |

Tableau 3.3 : spécification de la charge GPL.

B.2. Compositions du propane et butane de vente :

Les valeurs suivantes sont une moyenne pondérée sur une année de production :

| %MOLAIRE | C1 | C2 | C3 | IC4 | NC4 | lc4 | NC5 |
|-----------------------|-----------|-----------|-----------|------------|------------|------------|------------|
| Propane trains | 0,06 | 1,25 | 98,69 | / | / | / | / |

Tableau 3.4 : Compositions du Propane.

| %MOLAIRE | C1 | C2 | C3 | IC4 | NC4 | lc4 | NC5 |
|----------------------|-----------|-----------|-----------|------------|------------|------------|------------|
| Butane trains | / | / | 0,05 | 34,93 | 64,68 | 0,27 | 0,07 |

Tableau 3.5 : Compositions du Butane.

C. Consommations en utilités énergétiques :

C.1. Consommations en Utilités :

| Utilités | Consommations Design | observation |
|------------------------|-------------------------|-------------------------------------|
| Gaz naturel (Nm3/h) | 51723 | Combustible dans le four d'huile |
| Air instrument (Nm3/h) | 1701 | / |
| Air service (Nm3/h) | 586 | / |
| Vapeur (Kg/h) | 31780 | / |

Tableau 3.6 : consommations en utilités.

C.2. Consommation en électricité des services :

| Service | Design KW |
|---------|--------------|
| E2 | 616,0*6 |
| E11 | 44,3*6 |
| E12 | 44,3*6 |

Tableau 3.7 : consommations services.

3.4.2. Identification des flux chauds, froid et des utilités

- **Les flux chauds** : sont ceux qui doivent être refroidis.
- **Les flux froids** : sont ceux qui doivent être réchauffés.
- **Les utilités** sont employées pour chauffer ou refroidir les flux du process, **utilités chaudes** (vapeur, huile chaude, fumée, etc....) et **utilités froides** (l'eau de refroidissement, air, réfrigérant, etc....) sont employés dans l'industrie.

Les flux chauds et froids du procédé étudié ainsi que leurs températures (entrée, sortie), leurs capacités thermiques et leurs quantités de chaleurs sont répertoriés ci-dessous :

| Flux No | Type flux | Te °C | Ts°C | Cp=cp. m MW/°C | Q MW |
|----------------|------------------|--------------|-------------|---------------------------|-----------------|
| 1 | Froid | 22,8 | 71,1 | 0,1283 | 6,20 |
| 2 | Chaud | 110,0 | 43,0 | 0,0686 | 4,60 |
| 3 | Froid | 110,0 | 113,0 | 9,7666 | 29,30 |
| 4 | Chaud | 57,3 | 50,0 | 4,0684 | 29,70 |
| 5 | Froid | 61,0 | 62,2 | 4,3166 | 5,18 |
| 6 | Chaud | 63,0 | 43,0 | 0,08 | 1,60 |
| 7 | Chaud | 16,4 | 5,0 | 0,3666 | 4,18 |
| 8 | Chaud | 32,9 | 19,6 | 0,0263 | 0,35 |

3.4.3. L'écart de température DTmin

La deuxième loi de la thermodynamique détermine la direction de l'écoulement de la chaleur. C'est-à-dire, que le sens de l'écoulement ne peut se faire que du chaud vers le froid. Ceci interdit *les croisements de températures* chaudes et froides. En effet dans un échangeur de chaleur un flux chaud ne peut être refroidi au-dessous de la température d'entrée du flux froid et un flux froid ne peut être chauffé à une température supérieure à la température d'entrée du flux chaud. En pratique le flux chaud peut seulement être refroidi jusqu'à une température définie par '*l'écart de température*' de l'échangeur de chaleur.

L'écart de la température est la différence de température minimum admissible (DTmin) dans les profils de température de flux, d'un échangeur de chaleur. Le niveau de température auquel on observe le DTmin dans un procédé est désigné par '*l'état de pincement*'.

En se basant sur l'équation donnant la quantité de flux thermique d'un échangeur à contre courant telle que :

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T_{LM}$$

On peut remarquer que pour une valeur donnée du flux thermique (Q), si de plus petites valeurs de DTmin sont choisies, les surfaces d'échanges augmentent et donc le coût de l'échangeur aussi. Si une valeur plus élevée de DTmin est choisie la capacité d'échange dans l'échangeur diminue et la demande des utilités externes augmente c'est à dire les consommations en énergie. On est alors amené à faire un choix au détriment de la consommation énergétique ou au contraire pour un investissement plus élevé.

Ainsi, le choix de la valeur de DTmin a des implications directes sur le capital et les coûts énergétiques. Il s'agira donc de trouver la valeur optimale de DTmin qui concilie meilleur rendement énergétique et économique pour minimiser le coût total comme le montre la figure (3.3).

L'utilisation de la technologie de pincement permettra d'évaluer le DTmin optimale.

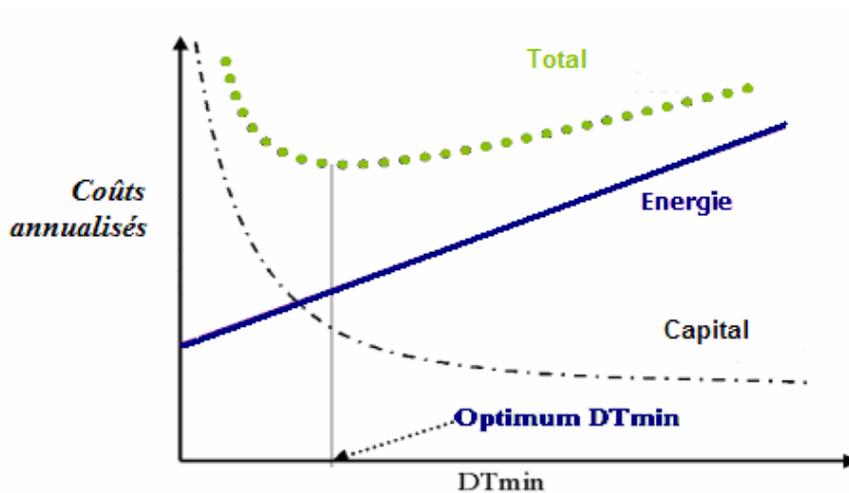


Figure 3.3 : Coûts en fonction de DT_{min} [7].

3.4.4 Courbes composites Température-Enthalpie

Un des principaux outils utilisés dans l'analyse Pinch est le diagramme des courbes composites. Les informations qu'elles fournissent sont des plus intéressantes. En effet, les courbes composites sont utilisées pour établir les valeurs cibles de consommations minimale en énergie d'un procédé. Elles représentent le profil des sources de chaleur disponibles (« courbes composites chaudes ») et le profil des besoins thermiques du procédé (« courbes composites froides »). Selon leurs formes et leurs emplacements, ces courbes renseignent sur les possibilités de récupération de chaleur dans un procédé.

A. Courbe composite chaude

La construction des courbes composites chaudes se fait en suivant la procédure ci-dessous :

A chacun des intervalles de températures des flux chauds, correspond une valeur de capacité thermique CP ($CP = c_p \cdot \text{débit massique}$) et une valeur de quantité de chaleur Q ; on commence par ordonner les températures par ordre croissant, on obtiendra alors de nouveaux intervalles de températures, à la première température c'est-à-dire la plus petite on affecte une quantité de chaleur nulle ($Q_0=0$).

Aux nouveaux intervalles obtenus avec les températures ordonnées (T_i) correspondront les valeurs de capacités thermiques CP ($CP=cp \cdot \text{débit massique}$) des intervalles initiaux dans lesquels ils seraient inclus ; si un intervalle nouveau est inclus dans plusieurs intervalles initiaux son CP sera alors égale à la somme des CP des intervalles initiaux (dans lesquels il est inclus). Si par contre un intervalle nouveau n'est inclus dans aucun des intervalles initiaux il aura alors un CP nulle ($CP=0$).

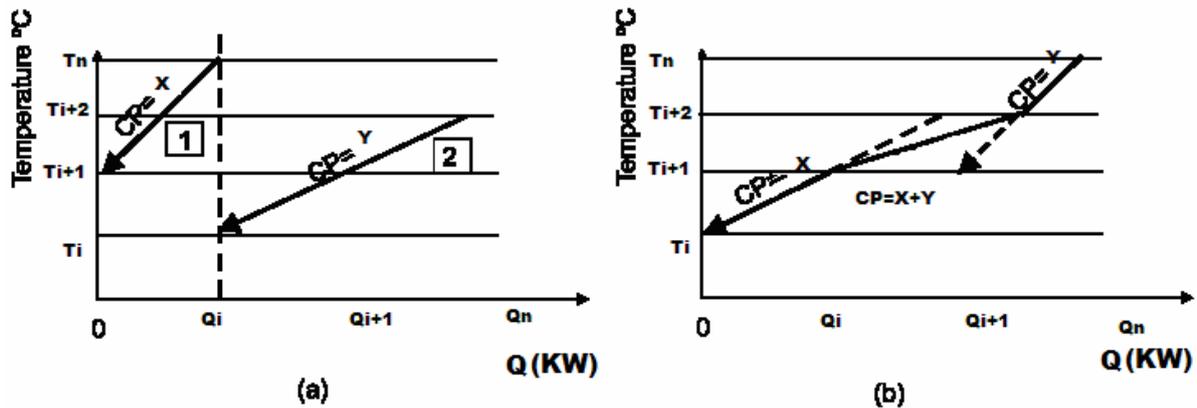


Figure 3.4: Construction de la courbe composite chaude [7] .

A partir des nouveaux CP obtenus (qui sont les pentes de notre courbe), on calcule les différences d'enthalpie comme suit :

$$\Delta H_i = CP_i \cdot (T_{i+1} - T_i) \quad ;$$

On obtiendra enfin les nouveaux Q_i calculés comme suit :

$$Q_i = Q_{i-1} + \Delta H_i \quad ;$$

On peut alors tracer la courbe T en fonction de Q ; T-Q (ou bien T-H), on aboutit à la courbe composite chaude.

B. Courbe composite froide :

La même procédure est suivie pour tracer les courbes composites froides, excepté qu'à la première température (après les avoir ordonnées par ordre croissant), donc à la plus petite est affecté la valeur de quantité de chaleur nécessaire pour le refroidissement à l'intérieur du procédé.

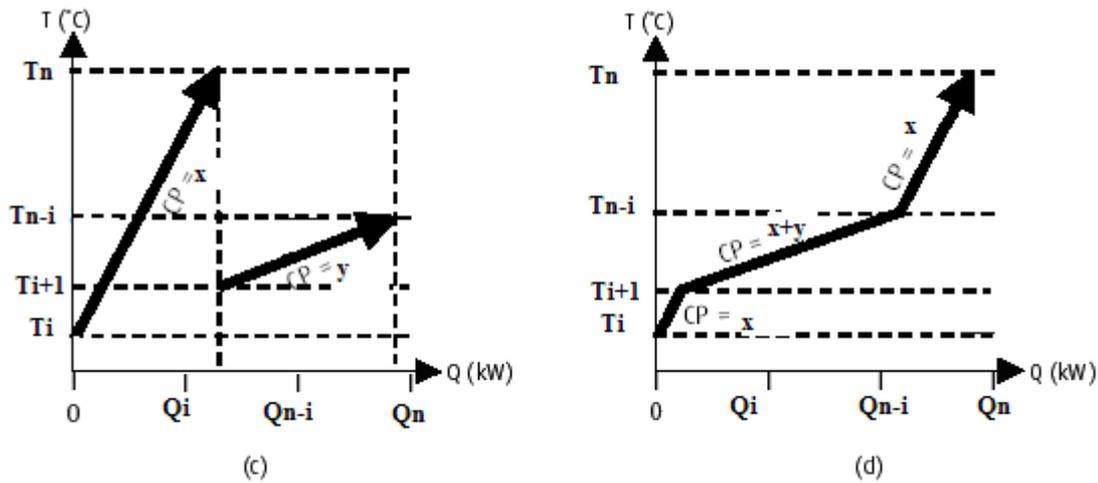


Figure 3.5 :construction de courbe composite froide [7].

- Pour établir la cible de consommation minimale d'énergie du procédé étudié, on positionne la courbe composite froide sur le même diagramme que celui de la courbe composite chaude ; On obtient la courbe composite du procédé (figure ci-dessous). On notera que l'axe de la charge thermique indique la différence de charge thermique d'un courant de matière d'un point à un autre. On peut donc positionner indifféremment une courbe composite par rapport à cet axe car en la déplaçant horizontalement, on ne change aucunement les caractéristiques thermodynamiques des courants de matières.

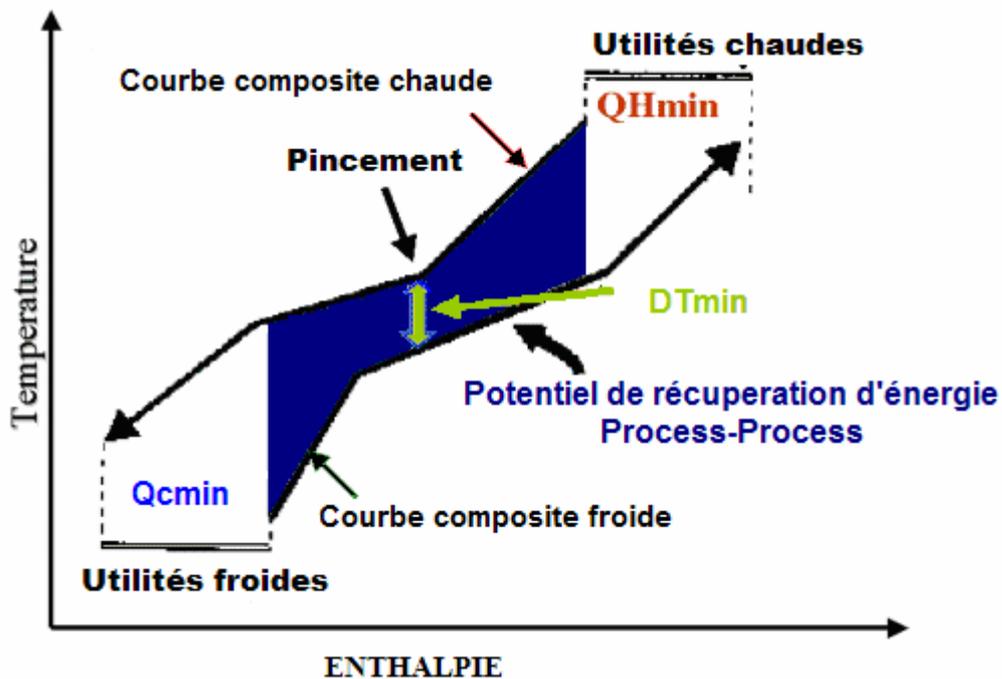


Figure 3.6 : Courbe composite.

L'écart vertical le plus faible entre les deux courbes est déterminé par la différence DT_{min} , minimum admissible tel qu'illustré dans la figure (3.6). Cette valeur indique la différence de température minimale qui est acceptable entre les deux fluides d'un échangeur de chaleur.

La zone de recouvrement des courbes composites indique la quantité maximale d'énergie thermique qui peut être récupérée au sein du procédé ; les quantités d'énergies à l'extérieur (extrémité à la gauche et à la droite de la figure) de cette zone indiquent les charges de chauffage et de refroidissement qui devront être comblées par les utilités de l'usine ; (Q_{Hmin}) besoin minimums requis par le procédé en chauffage, (Q_{cmin}) les besoins minimums de refroidissement). Le lieu où les courbes composites sont le plus rapprochées, c'est-à-dire le « **point de pincement** » (« Pinch Point » en anglais) correspond à DT_{min} , (force d'entraînement minimum permise dans l'échangeur) ; la position de ce point localise le goulot d'étranglement du process où l'échange d'énergie est le plus difficile.

Ce point permet aussi de séparer le problème en deux zones distinctes ; la région au dessus du point de pincement nécessite uniquement un apport de chaleur pour satisfaire les besoins du procédé, alors que la région en dessous ne nécessite que du refroidissement.

C. Code de calcul pour la construction de la courbe composite :

La construction des courbes composites s'avère cependant assez fastidieuse à réaliser manuellement, ou avec les applications utilisées habituellement telle que l'Excel pour tracer des courbes qui ne donnent pas de bons résultats (une forme incorrecte), il sera de plus nécessaire de les tracer plusieurs fois.

Pour les besoins de cette étude un code de calcul a été élaboré sur MATLAB. (Appendice A) Il suffit d'entrer les températures froides et chaudes ainsi que leurs capacités thermiques qui leurs correspondent et ceux sous forme de matrice et d'exécuter le programme.

Pour le réseau d'échangeur actuel du site étudié le programme ci-dessus donne les résultats suivants :

Avec une consommation en utilité froide $Q_{cmin}=34,88MW$:

A partir de la courbe on déduit :

Le DT_{min} actuel est de $22^{\circ}C$;

La consommation en utilité chaude $Q_{hmin}=35.48\text{MW}$. (Ce qui correspond aux consommations d'échangeurs utilisant des utilités chaudes c'est-à-dire ici de l'huile chaude, ce sont le E-1003, E-1007, E-1013) ;

Le potentiel de récupération d'énergie varie de 61.4°C à 22.8°C pour les flux froid et de 54.4°C à 110°C pour les flux chauds.

Le réseau actuel n'est pas pincé, mais les goulots d'étranglements se situent à 41°C .

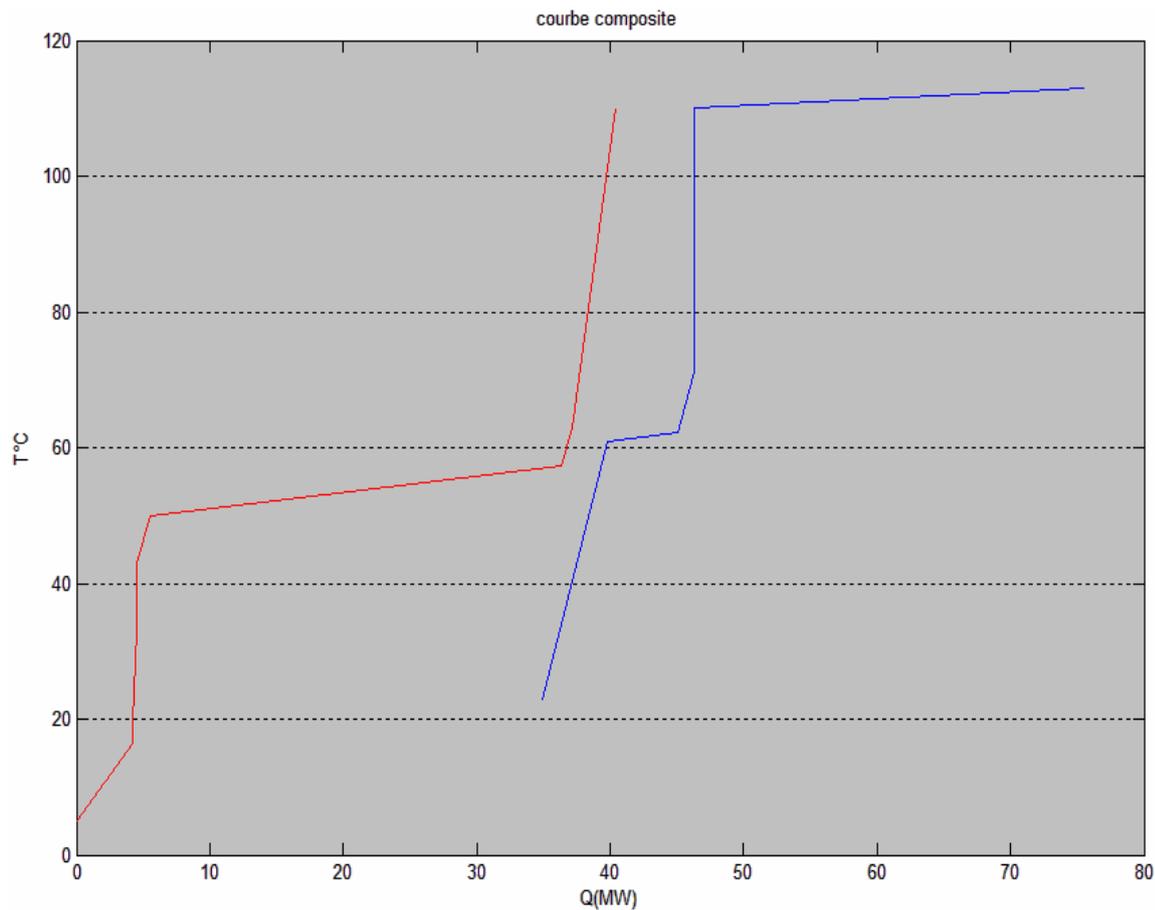


Figure 3.7 : Courbe composite du réseau d'échangeur actuel.

3.4.5. Courbe Grand composite

A. Méthode de construction

Afin de déterminer les quantités de chaleurs des utilités et éventuellement leurs températures, l'introduction d'un nouvel outil fut nécessaire. La courbe grand composite a été présentée en 1982 par Itoh, Shiroko et Umeda [8] ; elle montre la variation d'enthalpie exigée et reçue par le procédé.

La méthode de construction de la courbe Grand composite découle de l'algorithme développé par Linnhoff & Flower (1978). Il implique le décalage (le long de l'axe de la température (Y)) de la courbe composite chaude vers le bas d'une valeur de $\frac{1}{2} \Delta T_{min}$ et celui de la courbe composite froide vers le haut d' $\frac{1}{2} \Delta T_{min}$. L'axe vertical sur les courbes composite décalées montre les intervalles de températures du procédé ; la courbe grand composite (CGC) est alors construite des différences (horizontales) d'enthalpie entre les courbes composites décalées aux différentes températures. Sur la CGC, la distance horizontale séparant la courbe de l'axe vertical au dessus du point de pincement montre la consommation en utilités chaudes globale du processus, en dessous c'est la consommation en utilités froides, le flux thermique au point de pincement est nul.

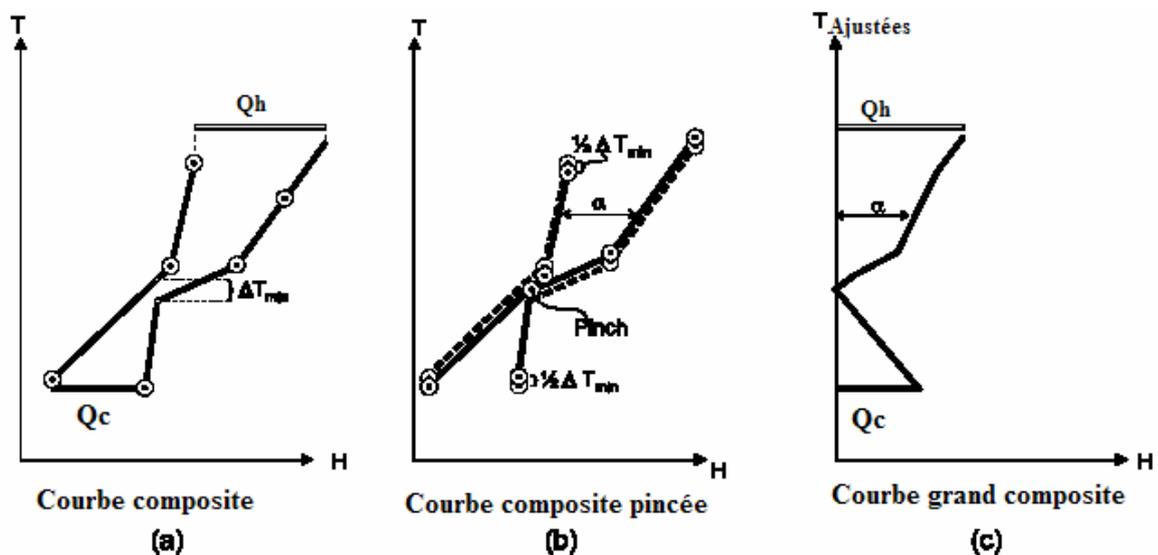


Figure 3.8: Construction de la courbe grand composite [7] .

B. Code de calcul pour la construction des courbes Grand composite :

De même que pour la construction des courbes composites un code de calcul a été élaboré pour les besoins de cette étude toujours sur MATLAB. (Appendice B).

L'application du code précédant au site étudié donne les résultats suivants :

La température du point de pincement est de 41°C :

- 52°C pour les chauds et 30°C pour les froids.

Utilités chaudes=35.4MW ;
Utilités froides=34,88MW.

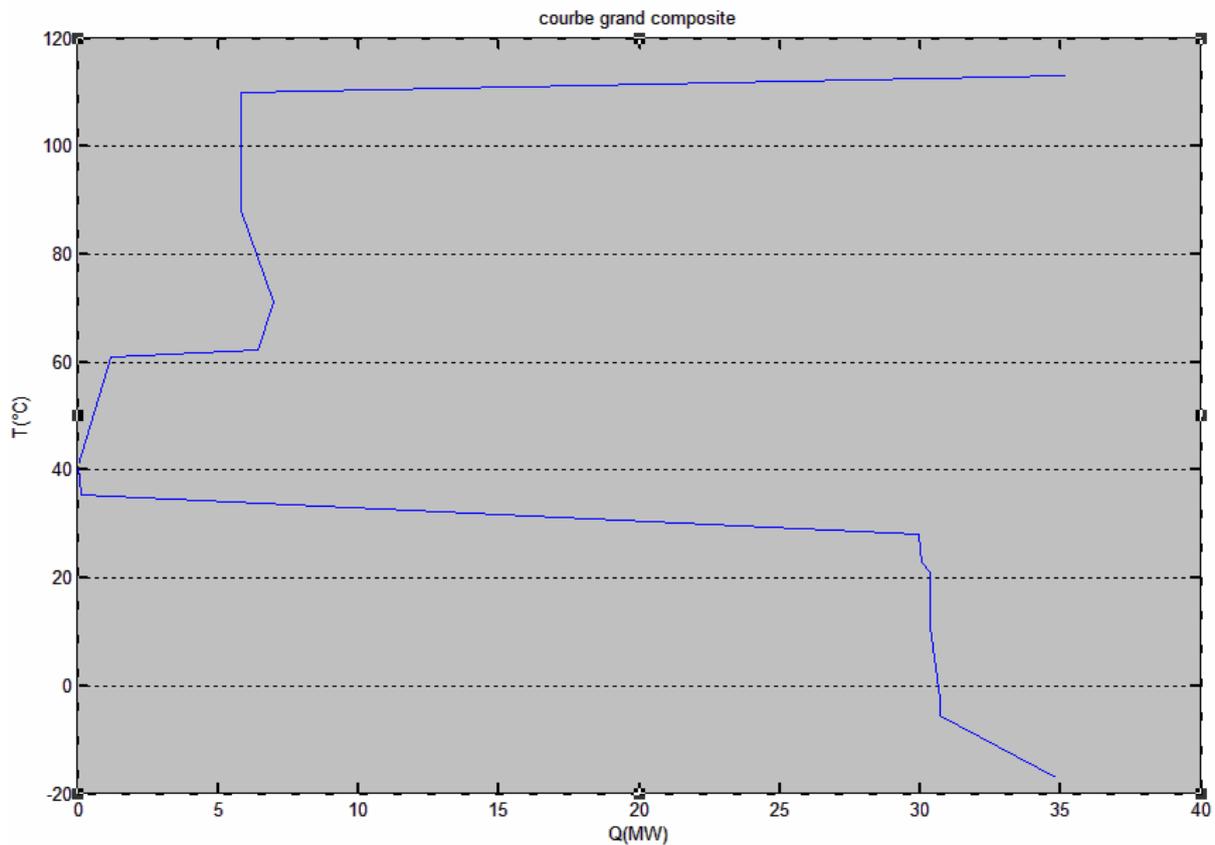


Figure 3.9: Courbe grand composite du réseau actuel.

3.5 Règles d'or de l'analyse de pincement (Pinch)

Les règles de conceptions de l'analyse Pinch nous enseignent de ne pas transférer de la chaleur d'un courant chaud au dessus du point de pincement vers un courant froid au dessous du point de pincement. Si de la chaleur était transférée d'en haut du point de pincement vers un courant en bas de ce point, les cibles de consommations minimales ne pourrait être atteintes pour le refroidissement et le chauffage du procédé. En effet, si une quantité d'énergie (α) traversait le point de pincement, il faudrait compenser cette quantité d'énergie par de l'énergie thermique qui devrait être fournie par les utilités de l'usine (qui passerait de Q_{Hmin} à $Q_{Hmin}+\alpha$) et il faudrait augmenter les besoins en refroidissement de la même quantité.

On aurait alors inutilement créé une cascade d'énergie, d'une quantité α , qui traverserait complètement le procédé depuis les utilités utilisées pour chauffer le procédé jusqu' à celle servant à son refroidissement.

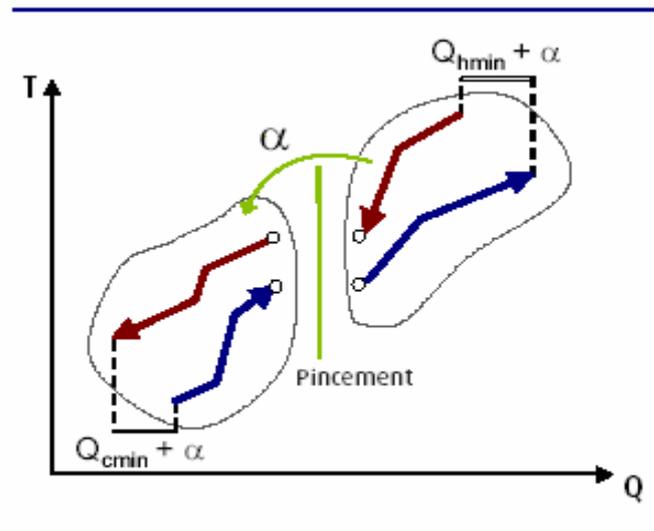


Figure 3.10: conséquences d'un transfert d'énergie à travers le point de pincement.

Pour atteindre les objectifs de consommations minimales d'énergie, il faut donc associer, au dessus du point de pincement, les courants de matières qui doivent être chauffés (puits de chaleurs) et ceux qui doivent être refroidis (source de chaleur) de façon à maximiser la récupération de chaleur et éviter de « cascader » de l'énergie sous le point de pincement qui conduisent à une augmentation inutile de la consommation d'énergie pour le chauffage du procédé et à l'utilisation excessive des systèmes de refroidissement.

En résumé, les trois règles d'or sont :

- Pas de transfert de chaleur à travers le point de pincement.
- Ne pas refroidir au dessus du point de pincement (ça serait comme refroidir des utilités qui servent à réchauffer).

- Ne pas réchauffer au dessous du point de pincement (ça serait comme réchauffer des utilités qui servent à refroidir).

3.6. Calcul des surfaces

Il est possible d'obtenir une estimation des surfaces totales d'échanges. La courbe composite, peut être divisée en parties successives de CP constant, pour l'intégration est donnée par la somme de l'aire de la surface calculé (par la relation (3.32)) pour chaque section.

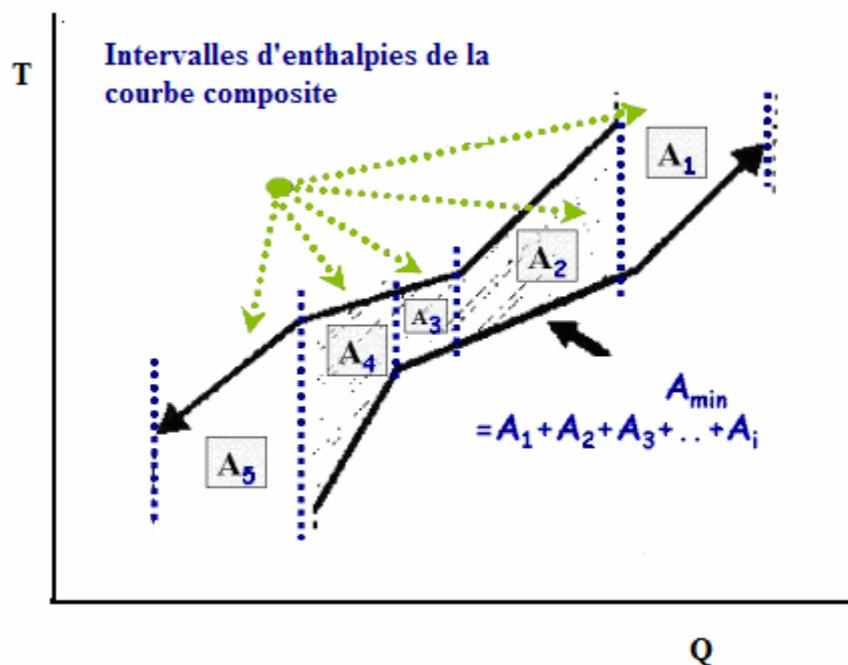


Figure 3.11 : Estimation des surfaces minimums à partir des courbes composites.

Le calcul des surfaces à partir de la courbe composite se fait à l'aide de la formule ci-dessous :

$$A = \sum_{i=1}^n A_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{Q_i}{U \Delta T_{lmi}} \right) \quad (3.32)$$

3.7. Nombre minimum d'échangeurs

Pour le nombre minimum d'unités d'échangeur de chaleur (U_{min}) exigées pour le minimum d'énergie requise (MER), le réseau d'échangeur peut être évalué avant sa conception en employant une forme simplifiée du théorème du graphique d'Euler.

On aura alors :

Nombre d'unités d'échangeurs minimums

$$U_{min} = N - 1 = [(\text{nombre de flux}) + (\text{nombre d'utilités})] - 1. \quad (3.34)$$

N: nombre de flux (utilités incluses).

En tenant compte que pour le besoin en énergie minimum (MER), aucun transfert thermique n'est permis à travers le pincement on obtient ainsi une cible réaliste pour le nombre minimum d'échangeurs (U_{minMER}) qui sera égal à la somme des cibles évalué au-dessus et au-dessous du pincement séparément comme suit :

$$U_{minMER} = [N_c + N_f + N_u - 1]_{AP} + [N_c + N_f + N_u - 1]_{BP} \quad (3.35)$$

Avec :

N_c = nombre de flux chauds

N_f = nombre de flux froids

N_u = nombre d'utilités

AP/BP : Au-dessus du Pincement /Au-dessous du Pincement

Chapitre 4

METHODOLOGIE DE CALCULS FINANCIERS

4.1. Introduction

L'économie d'énergie doit se faire avec un coût minimum, il faut alors estimer l'investissement qui accompagne cette économie d'énergie afin de pouvoir choisir le meilleur compromis entre les deux.

L'estimation de l'investissement se fait aisément en ayant les surfaces d'échanges, le coût d'un échangeur ainsi que le nombre d'échangeurs.

Quand au coût de l'énergie ; il sera estimé en fonction des prix de revient de l'électricité et du gaz naturel en tenant compte du cycle de vie énergétique, c'est-à-dire à la fois de la valeur monétaire temporelle et de l'inflation des énergies cumulées sur une durée de vie représentant approximativement la pérennité de l'usine.

4.2. Coût d'un échangeur

Le coût d'un échangeur de chaleur n'est pas linéaire, il est généralement d'une forme qui suppose une économie d'échelle ; c'est-à-dire que le coût du mètre carré diminue avec les gros échangeurs :

$$\text{Coût}=\mathbf{a+b(A)^c} \quad (4.1)$$

A : surface d'échange en m² ;

Pour un échangeur à tube et calandre en acier l'exposant est $c=0,8$; le coût initial a et le facteur b sont à déterminer selon les paramètres financiers de l'entreprise.

Le coût d'investissement est directement lié à la surface de chaque échangeur, et au nombre total d'échangeurs.

4.3. Estimation du coût du réseau d'échangeurs

En connaissant le nombre minimum d'unité et la surface cumulée, et en supposant une répartition de surface égale pour chaque échangeur on arrive à évaluer le coût du réseaux d'échangeur de chaleur relatif à chaque conception de DTmin.

$$C^* = U_{\min M E R} \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{A}{U_{\min M E R}} \right)^c \right] \quad (4.2)$$

Avec : a, b et c : Coefficients de coût définis plus haut .

Les valeurs communes de c sont entre 0,6 et 0,8 ;

C * est une surestimation du vrai coût du réseau d'échangeur de chaleur de la surface totale A.

En divisant le réseau en dessous et en dessus du point de pincement on aura :

$$C(\$) = \left[U_{\min} \left\{ a + b \left(A_{\min} / U_{\min} \right)^c \right\} \right]_{AP} + \left[U_{\min} \left\{ a + b \left(A_{\min} / U_{\min} \right)^c \right\} \right]_{BP} \quad (4.3)$$

Cette équation détermine les cibles de coûts financiers du réseau d'échangeurs (C réseau) en combinant la cible de surface minimum (A_{\min}) et de nombre d'unités (U_{\min}), ainsi que le modèle de coût d'un échangeur de chaleur.

4.4. Estimation du coût énergétique minimum

Une fois le DTmin choisi, des conditions d'utilités minimums chaudes et froides peuvent être évaluées à partir des courbes composites. La courbe « grand composite » fournit des informations concernant les niveaux d'utilités Q_{hmin} et de Q_{cmin} nécessaires aux exigences opératoires ; si le prix de revient unitaire de chaque utilité est connu, tout le coût énergétique peut être calculé en utilisant l'équation d'énergie indiquée ci-dessous :

$$\boxed{\text{Coût énergétique total} = \sum_{U=1}^U Q_U \cdot C_U} \quad (4.4)$$

Avec : Q_U = Besoin en utilités, kW ;

C_U = Coût de l'utilité, \$/kW,an ;

U = Nombre total d'unité utilisées.

Et le **coût total** est donné par :

$$\boxed{C_t = C_i + C_U} \quad (4.5)$$

Avec : C_t : coût total.

C_i : frais financiers d'investissement ;

C_U : coût des utilités.

4.5. Actualisation des coûts énergétiques

A. série équivalente et taux d'intérêt

L'actualisation est un instrument qui permet de prendre en compte la valeur temporelle de l'argent ; on a toujours le choix entre déposer un capital en banque et percevoir un intérêt annuellement, ou l'investir aujourd'hui dans la perspective de recevoir des bénéfices annuellement. Ainsi une somme d'argent qui vaut S unités monétaires aujourd'hui vaudra $S(1+i)$ dans un an, si le taux d'intérêt bancaire est i et l'inflation négligeable. Inversement une somme A qui nous sera payée dans n années, vaut aujourd'hui

$$A' = A/(1+i)^n \quad (4.6)$$

Les calculs financiers réalisés dans ce projet consistent simplement à comparer la valeur d'un investissement fait aujourd'hui pour la vie économique du projet et les économies d'énergie réalisées durant les n années de fonctionnement de ce projet. Le montant total des économies futures doivent donc être actualisé à la valeur d'aujourd'hui pour comparer des sommes exprimées à dollar constant. Le taux d'actualisation devra éventuellement tenir de l'augmentation du coût des utilités attendue dans le future.

Pour les besoins de cette évaluation, on supposera ici que le taux d'intérêt bancaire est de 6% annuel et le taux d'augmentation du coût des utilités de 10% annuellement durant toute la vie du projet. Le taux réel d'actualisation est donc exprimé par la relation :

$$i' = \frac{1 + 0,10}{1 + 0,06} - 1 \quad (4.7)$$

Pour le cas présent, le coût total cumulé des utilités sur n années correspondant à un coût annuel constant de U unités sera de :

$$C_{tot} = U((1,037736) + (1,037736)^2 + (1,037736)^3 + \dots + (1,037736)^n) \quad (4.8)$$

$$C_{tot} = U \sum_{j=1}^n (1,037736)^j \quad (4.9)$$

4.6. Consommations énergétiques actuelles

Temps d'opération

Les opérations industrielles doivent être programmées pour des arrêts annuels de maintenance et autres travaux ; à ces arrêts programmés peuvent s'ajouter des arrêts inattendus. Quand une usine comporte plusieurs trains, les trains sont programmés pour arrêts à tour de rôle. Dans cette évaluation, on supposera qu'un train est à l'arrêt 8,33% du temps annuel. Il sera donc en production 91,67 % du temps annuel, ou :

Pour un arrêt de train d'un mois annuellement c'est-à-dire un arrêt de production de 8,33%/an, on aura alors une production par train de : 91,67% /an, soit 8030 h par année normale. Ces utilités seront par hypothèse utilisées avec une efficacité de 80%.

Coût des utilités froides actuelles :

Consommation d'utilités froides = 30700kW.

$$= 30700 * 8030$$

$$= 246\,529\,903 \text{ kWh/an.}$$

Le taux de change du DA est pris égal à 0,01366 \$ (taux officiel du 9 juin 2006).

Et le coût de l'électricité est : 800 DA/ 1000kWh = 0,010928 \$/kWh.

Coût d'utilités froides actuelles : **Coût d'utilités froides** $246.529.903 * 0,010928 / 0,8$

On obtient **3.367.598 \$US.**

Coût utilités chaudes :

Le pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel est donné égal à : 47900 kJ/kg;

Et la masse volumique est donnée égale à : $\rho = 0,73125 \text{ kg/Cm}^3$ (contrat m^3)

Le coût de revient de l'achat du gaz naturel est de : $1400\text{DA}/1000\text{Cm}^3 = 0,02732 \text{ \$/kg.}$

Consommation annuelle en Utilités chaudes = $35480 * 8030,29 = 284,915 \times 10^6 \text{ kWhr/an}$

On obtient le coût annuel des utilités chaudes actuelles:

$284,915 \times 10^6 (3600) (0,02732) / (0,8 \times 47900) = 731.262 \$$

On obtient : **731.262 \$US.**

Chapitre 5

METHODOLOGIE D'OPTIMISATION EN INTEGRATION DE PROCÉDES

5.1. Introduction

La méthode utilisée ici pour une intégration optimale du procédé est celle la pinch technology à laquelle sera incorporé l'intégration de la section de réfrigération et de la turbine à gaz. Pour la valeur de DT_{min} choisie, on peut commencer la conception du réseau d'échangeur en respectant cependant certaines règles d'optimalité qui conduiront à une nouvelle configuration de réseau où l'inter-échange est maximisé.

5.2. Optimisation du réseau d'échangeur

La modification d'un réseau d'échangeur doit se faire de manière structurée et en observant certaines règles pour déterminer les points de réglage afin d'améliorer l'efficacité économique globale du process.

5.2.1 Règles de modifications

Le point de pincement divise le process en deux parties indépendantes qui doivent être analysées séparément. Ce point critique constitue le goulot d'étranglement de l'écoulement de l'énergie.

On doit considérer séparément les deux sous systèmes définis et séparés par le point de pincement. Les règles d'optimisation imposent qu'aucune utilité froide ne peut être employée au-dessus du point de pincement et aucune utilité chaude en dessous. Ceci s'explique comme suit :

Au-dessus du point de pincement, les inter échanges sont compensés par une fourniture d'utilités chaudes pour faire éventuellement l'appoint (en cas de pincement).

De la même manière, au-dessous du point de pincement aucune utilité chaude ne peut être employée car les inter échanges doivent être compensés par un appoint d'utilités froides éventuellement (en cas de pincement).

Pour réaliser la modification, les flux déterminants sont :

- les flux chauds au-dessus du point de pincement
- les flux froids au-dessous du point de pincement

Les échangeurs concernés par ces règles sont seulement ceux adjacents au point de pincement.

La première règle concerne le nombre de flux arrivant point de pincement.

Le nombre de flux froids au-dessus du point de pincement doit être plus grand ou égal au nombre de flux chauds. De même, au-dessous du point de pincement, le nombre de flux chauds doit être plus grand ou égal au nombre de flux froids.

Règle des nombres de flux :

Au-dessus du point de pincement : $N_c \leq N_f$

Au-dessous du point de pincement : $N_f \leq N_c$

Si cette règle n'est pas satisfaite les flux peuvent être divisés ou « splittés » pour satisfaire cette règle.

1. La deuxième règle d'amélioration pour les échangeurs de chaleur traversant le point de pincement est la règle des CP.

Cette règle stipule qu'au dessus du point de pincement, le CP du flux froid doit être plus grand que le CP du flux chaud (voir le schéma 5.1).

La différence de la température entre le flux chaud et le flux froid sera ainsi plus grande ou égale au DTmin.

La règle de CP pour les échangeurs de chaleur est :

Au-dessus du point de pincement : $C_{pc} \leq C_{pf}$

Au-dessous du point d'invariance : $C_{pf} \leq C_{pc}$

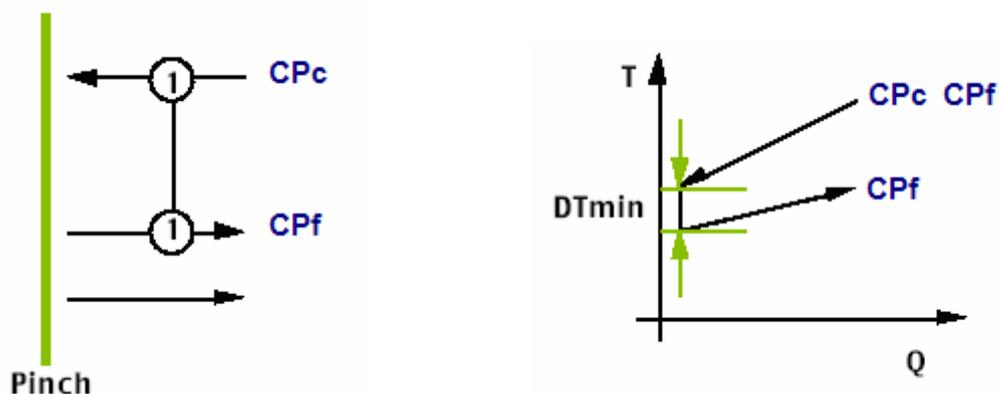


Figure 5.1 : règle des CP [9].

Au point de pincement, la modification d'un réseau d'échangeurs de chaleur repose seulement sur la règle des CP puisqu'il est supposé que le DT_{min} est déjà vérifié à cet endroit. Quand aucun couplage possible ne vérifie la règle de CP, le flux chaud comportant le CP trop grand sera divisé. Dans ce cas-ci, la règle des nombres de flux doit être réexaminée. Il est toujours possible de trouver une configuration qui vérifie les anciennes règles parce qu'au point de pincement, les inégalités ci dessous sont vérifiées :

$$\text{Au dessus du point de pincement} \quad : \sum_{i=1}^{N_c} CP_c - \sum_{i=1}^{N_f} CP_f \geq 0 \quad (5.1)$$

$$\text{Au dessous du point de pincement} \quad : \sum_{i=1}^{N_c} CP_c - \sum_{i=1}^{N_f} CP_f \geq 0 \quad (5.2)$$

Le graphe ci-dessous explique la logique de raisonnement.

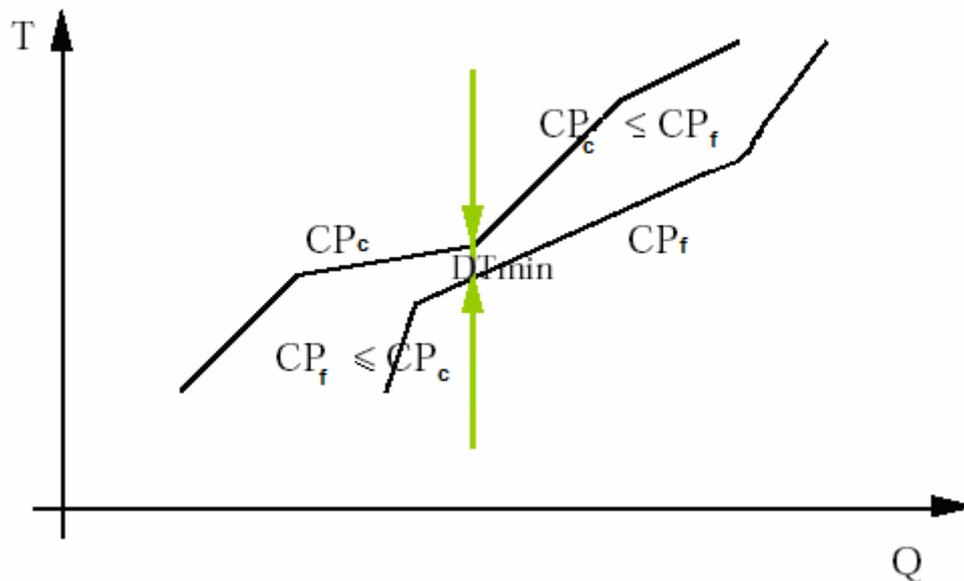


Figure 5.2 différence globale de CP.

Il faut essayer de coupler ensemble les flux froid et chaud qui ont le CP le plus élevé.

Loin du point de pincement, les échanges sont habituellement plus faciles qu'au point de pincement.

Un échangeur de chaleur peut être choisi s'il satisfait les règles suivantes :

1) $N_k \leq N_{k-1}$

2) $C_{pk} - C_{pk-1} \leq 0$

K indice du flux principal; K-1 indice du flux restant.

Au-dessus du point de pincement, le flux déterminant est le flux chaud qu'il faut refroidir jusqu'à la température du point de pincement.

Au-dessous du point de pincement, le flux déterminant est le flux à froid qu'il faut réchauffer jusqu'à la température du point de pincement.

3. Une autre règle d'amélioration concerne le placement des utilités. Comme elles sont habituellement situées au dessus de la température ambiante, les utilités seront placées aux extrémités des zones de part et d'autre du pincement. Elles sont nécessaires pour atteindre les températures cibles des flux de procédé.

Pour des raisons de la flexibilité, les utilités sont habituellement divisées si elles sont assorties avec plus d'un flux de procédé.

Les règles pour placer l'utilité:

Placer l'utilité à la fin de la zone principale de l'étude.

Dédoubler l'utilité si des connexions multiples sont exigées.

5.2.2 Règles heuristiques de couplage des flux

Les autres règles identifient les flux qui peuvent échanger ensemble. La deuxième question est d'identifier la quantité de la chaleur qui sera échangée. La règle heuristique qui est employée pour déterminer la charge thermique de l'échangeur est connue sous le nom de la règle du 'TICK-OFF'. Pour respecter le nombre minimum d'unités (défini précédemment), au moins un des deux flux impliqués doit satisfaire sa charge thermique totale pour chaque couplage. Cette règle se résume par :

Règle du TICK-OFF :

Un flux doit être éliminé à chaque couplage pour respecter le nombre minimum d'unités.

5.3. Intégration de la section de réfrigération

5.3.1. Courbes composites de réfrigération

Le cycle de réfrigération introduit deux flux supplémentaires :

Le flux chaud (F1) qui se condense à haute température et s'évapore à basse température ; les deux autres flux sont le flux du procédé à refroidir (P) et l'utilité froide (U) pour le refroidissement à température ambiante du flux chaud (aéroréfrigérant du Propane).

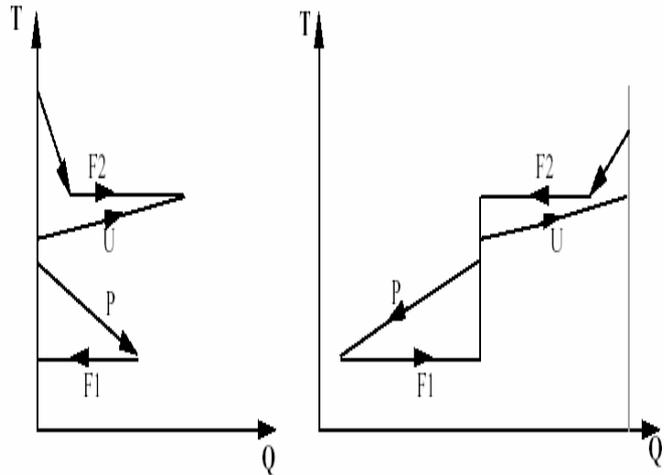
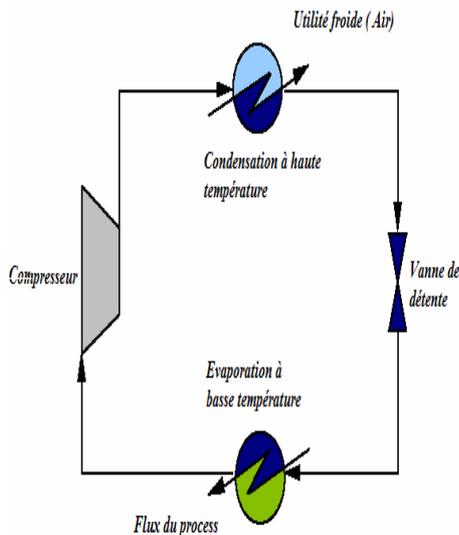


Fig 5.3: Cycle de réfrigération.

Fig 5.4: Courbes composite du cycle de réfrigération (pas à l'échelle).

L'intégration optimale d'un cycle de réfrigération suit les mêmes règles que la compression mécanique de vapeur : la chaleur doit être pompée du dessous vers le dessus du point de pincement (second principe pour la réfrigération).

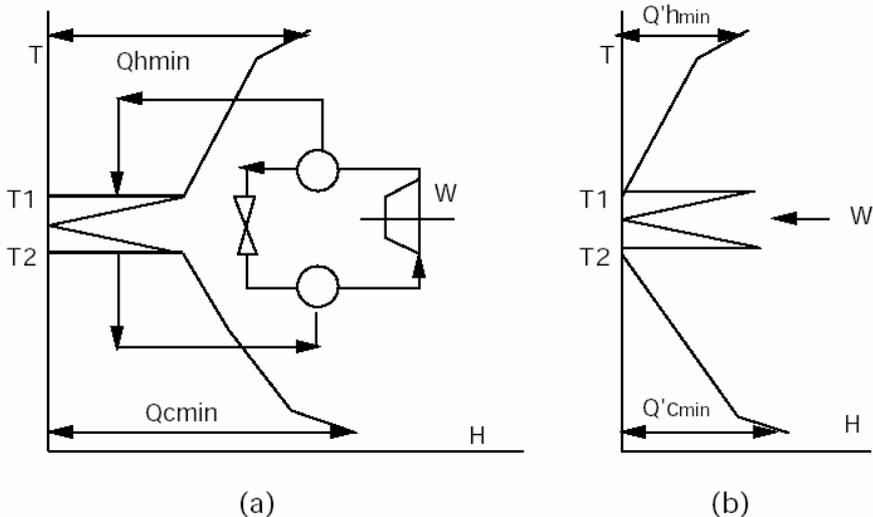


Fig 5.5 : Courbe grand composite de réfrigération.

Les cycles de réfrigération ne peuvent pas toujours être optimalement intégrés parce que leur but est de refroidir ce qui ne peut pas être refroidi avec une autre utilité. Le cycle de réfrigération implique une pénalité d'utilité froide de la valeur W qui est le travail mécanique requis pour le compresseur dans le cycle. En effet, l'utilité de refroidissement à température ambiante produira un point de pincement d'utilité.

L'intégration du travail mécanique est efficace quand elle prend place tout au-dessus du pincement ou tout au-dessous.

- Au-dessus du point de pincement, la pénalité d'énergie sera une augmentation de W pour l'utilité chaude.
- Au-dessous du point de pincement, aucune pénalité d'énergie n'est requise : une partie de l'énergie de la source de chaleur est transformée en travail mécanique.

5.3.2. Coefficient de performance du cycle de réfrigération

Le coefficient de performance du cycle de réfrigération est défini par le rapport de flux de réfrigération et de la puissance mécanique du compresseur.

$$\beta_R = \frac{-\dot{Q}_e}{\dot{W}_{cp}} ;$$

Avec : \dot{Q}_e : Flux de chaleur soutiré par l'évaporateur ;

\dot{W}_{cp} : Puissance absorbée par le compresseur.

5.4. Intégration de la turbine à gaz « cogénération »

La cogénération est la production simultanée de deux types d'énergies à partir d'une seule et même source d'énergie thermique. La plus répandue, est la production d'électricité et de chaleur à partir d'une turbine à gaz. Dans de telles installations, la chaleur rejetée par la machine thermique est utilisée pour assurer une partie des besoins de chauffage du procédé. Les systèmes de cogénération offrent donc des rendements énergétiques globaux plus élevés que les systèmes autonomes qui produisent uniquement de l'électricité.

L'efficacité avec laquelle l'énergie est utilisée dans un site peut être améliorée en intégrant le système de cogénération avec le procédé. Du point de vue d'une analyse Pinch, il y a deux façons d'intégrer les rejets d'une machine thermique avec le procédé :

On peut par exemple décider d'utiliser la machine thermique (MT) de part et d'autre du point de pincement du procédé, mais il ne s'agit pas de la meilleure configuration (Figure 5.6a). En effet, le rendement de la machine reste le même que si elle était utilisée de manière autonome pour produire uniquement de l'électricité (la machine thermique produit une quantité W d'électricité à partir d'une quantité Q_{MT} d'énergie). Le procédé quant à lui, a besoin de la même quantité d'énergie (Q_{Hmin}) fournie par les utilités.

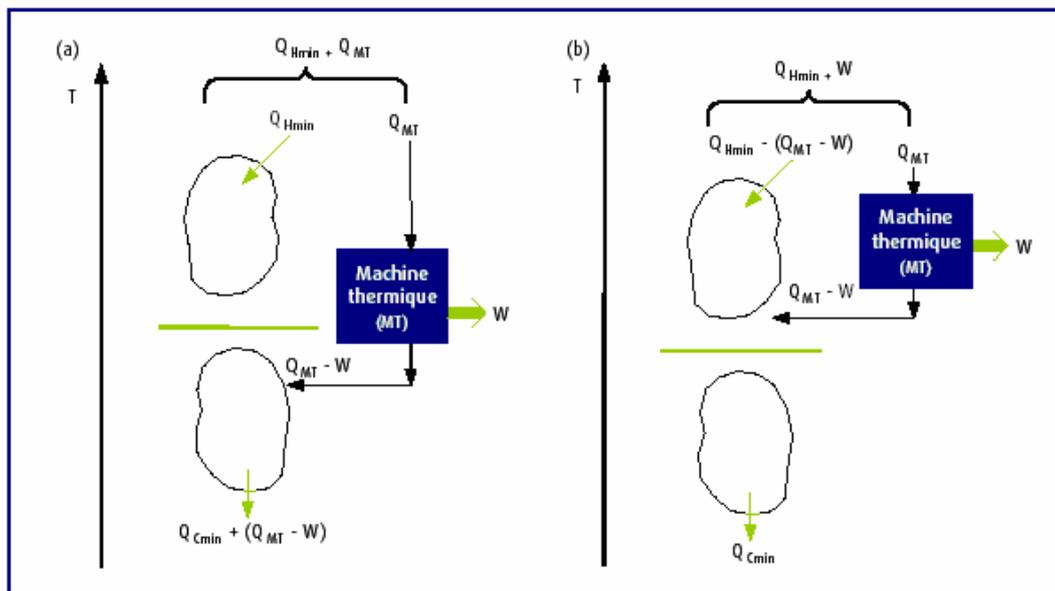


Figure 5.6 (a.b) : Intégration d'une machine thermique de part et d'autre du point de pincement.

En faisant fonctionner une machine thermique entièrement au dessus du point de pincement, la chaleur que cette machine rejette dans cette zone peut être à un niveau de température encore intéressant pour satisfaire les besoins thermiques de certains courants du procédé situés au dessus du point de pincement. L'effet net de cette intégration est de produire une force motrice W tout en fournissant une utilité chaude.

En résumé, si une machine thermique est utilisée de part et d'autre du point de pincement du procédé, il n'y a pas alors de bénéfice sur le plan de l'efficacité énergétique. Par contre si elle est utilisée au dessus du point de pincement, la cogénération d'une utilité chaude est un bénéfice énergétique avéré.

Chapitre 6

RESULTATS ET INTERPRETATION

6.1 Détermination de la valeur du DTmin optimal

La valeur DTmin optimale est basée sur la procédure suivante :

Les principes de l'analyse Pinch montrent qu'une augmentation d'une valeur de DTmin entraîne une augmentation de l'écart moyen logarithmique de l'échangeur et par conséquent une diminution de sa surface d'échange et de son coût d'investissement ; mais la même augmentation de DTmin entraîne aussi une augmentation des utilités chaudes et froides, donc une augmentation du coût énergétique annuels qu'il s'agira de calculer la valeur actualisée à l'année d'investissement en utilisant les formules des mathématiques financières si la période d'amortissement considérée dépasse quelques années ;

Si cette période n'est que de deux à trois ans et la valeur temporelle de l'argent invariable avec le temps, on peut omettre le calcul d'actualisation des coûts opératoires. Les coûts d'investissement et d'opération étant ainsi antagonistes, leur somme passera nécessairement par un minimum qui correspondra à la valeur optimale du DT_{min} recherchée.

Ces calculs sont réalisés au moyen des programmes donnés en annexes A et B de ce mémoire. Sept valeurs de DT_{min} ont été considérées, de 5 à 20°C ; les courbes composites et grands composites sont obtenues et reproduites dans figures 6.1 à 6.14 données dans les pages suivantes.

Les résultats des calculs financiers sont résumés dans le tableau 6.1.

Les calculs financiers sont basés sur les coûts unitaires et modèles d'économie d'échelle suivants donnés par SONATRACH:

Coût d'échangeur : $C + 2500 * (A)^{0,8}$ en USD (l'exposant 0,8 représente l'économie d'échelle)

Coefficient d'échange global considéré égal à 0,5 kW/m²/°C.

Coût d'électricité: 800 DA/ 1000 kWh soit 0,010928 \$/kWh.

Coût de gaz naturel : 1400 DA/ 1000Cm³ soit 0,02732 \$/kg.

Facteur d'efficacité d'utilisation des utilités thermique et électrique : 0,8

Hypothèses des calculs financiers :

On supposera un taux d'intérêt bancaire égal à 6%. Et un taux d'inflation $j= 10\%$ évalué en tenant compte des fluctuations pétrolières (ou le prix a tripler ces trois dernières années), on devra donc actualiser les coûts énergétiques comme suit : soit pour une valeur actuelle D, cette valeur augmentera à l'année n et est ramenée à aujourd'hui d'un facteur $Pann$ telle que :

$Pann = (1,10/1,06)^n = 1,03774$ et la somme de ces augmentation sur une durée choisie de 4 ans donnera le coût actualisée. Soit $D_{actualisé} = D \cdot S$.

Avec : $S = (1,10/1,06) + (1,10/1,06)^2 + (1,10/1,06)^3 + (1,10/1,06)^4 = 4,39187$.

S'il s'agissait d'une installation nouvelle, le coût total minimum sera égal au minimum des coûts totaux évalués pour chaque valeur DT_{min} considérée obtenus comme la somme des coût d'investissement plus $4,39187$ la consommation annuelle des utilités.

S'il s'agit d'évaluer des alternatives de retrofits, ou modifications, il y aura lieu de considérer le coût des investissements additionnels contre les économies d'utilités engendrées. C'est le problème qui est considéré ici.

Les courbes composites sont données dans les figures ci-après.

1/ $DT_{min}=20^{\circ}C$

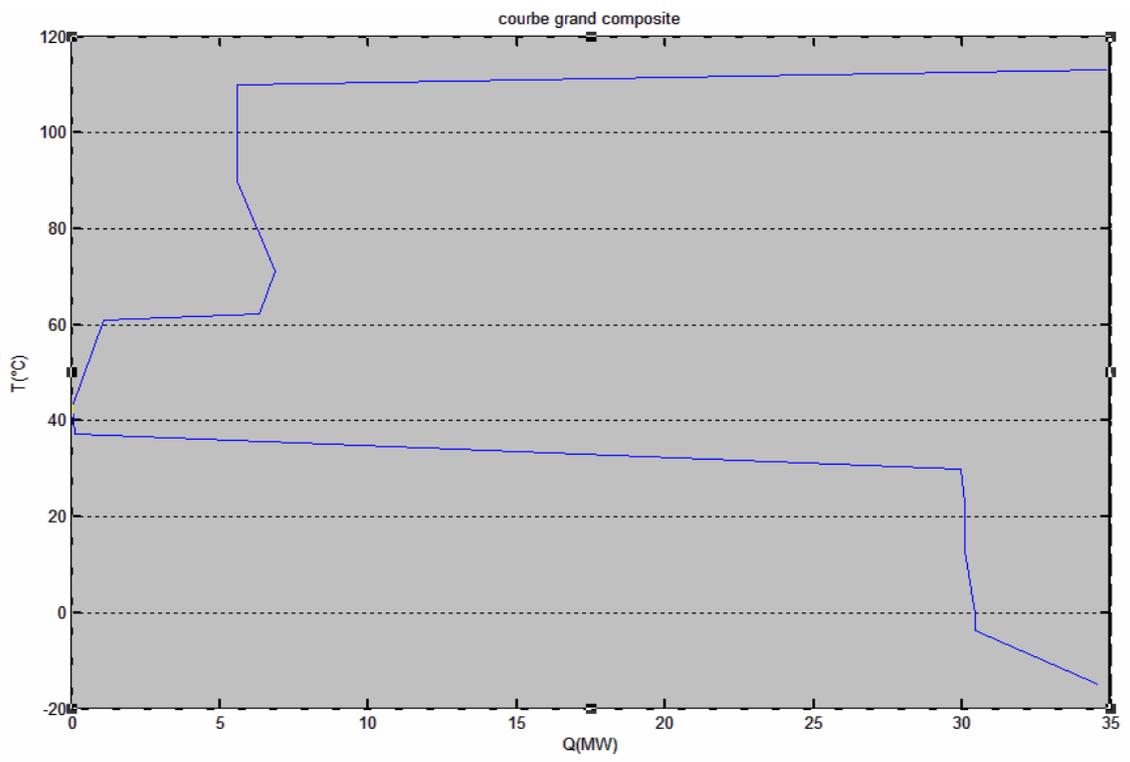


Figure 6.1 : Courbe grand composite $DT_{min}=20^{\circ}C$.

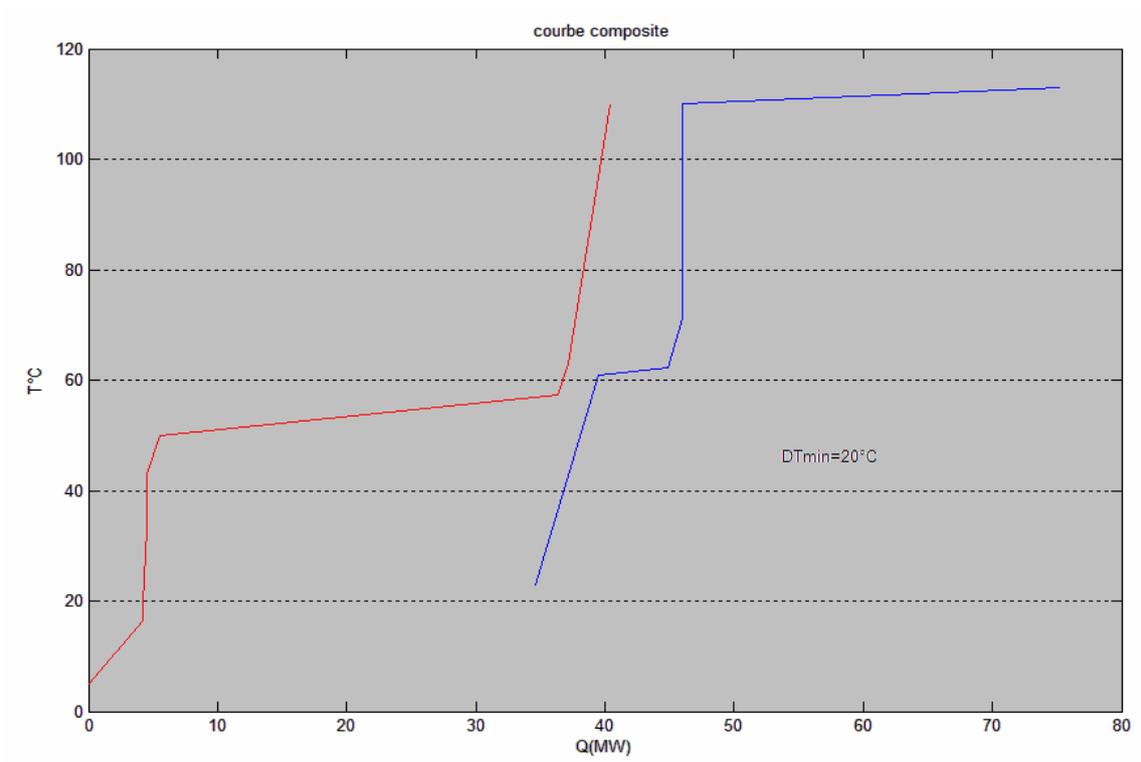


Figure 6.2 : Courbe composite DTmin=20°C.

2/DTmin=18°C

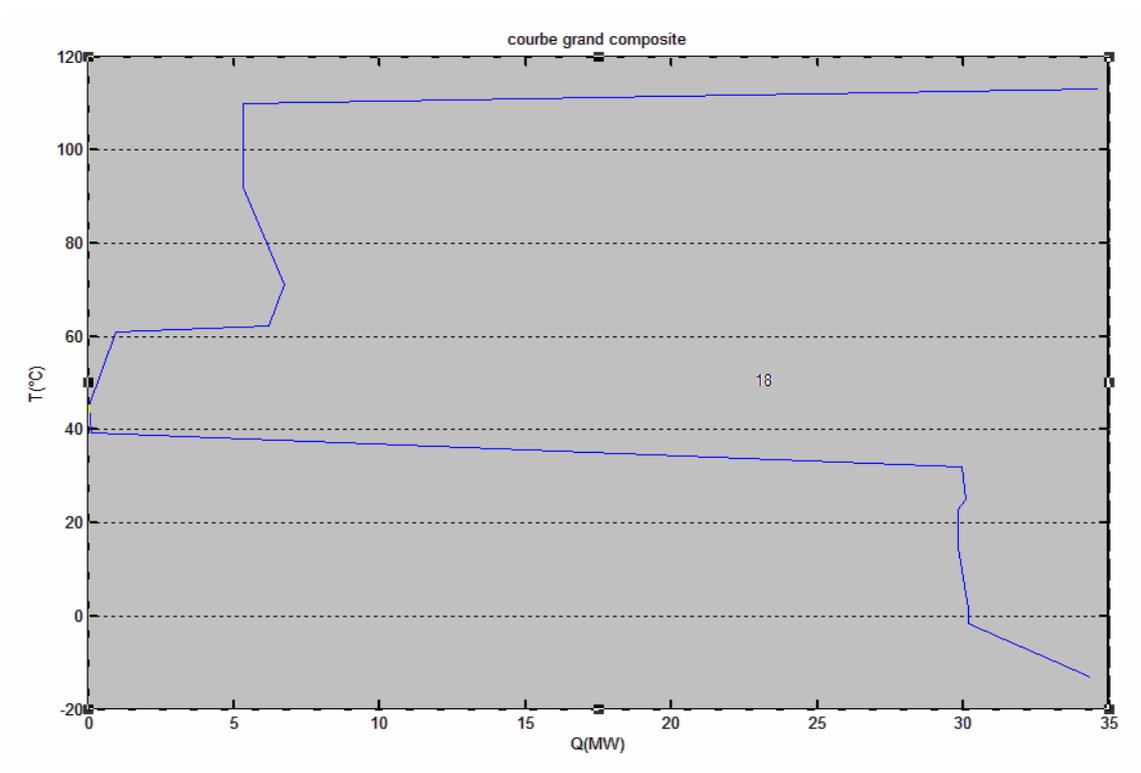


Figure 6.3 : Courbe grand composite DTmin=18°C.

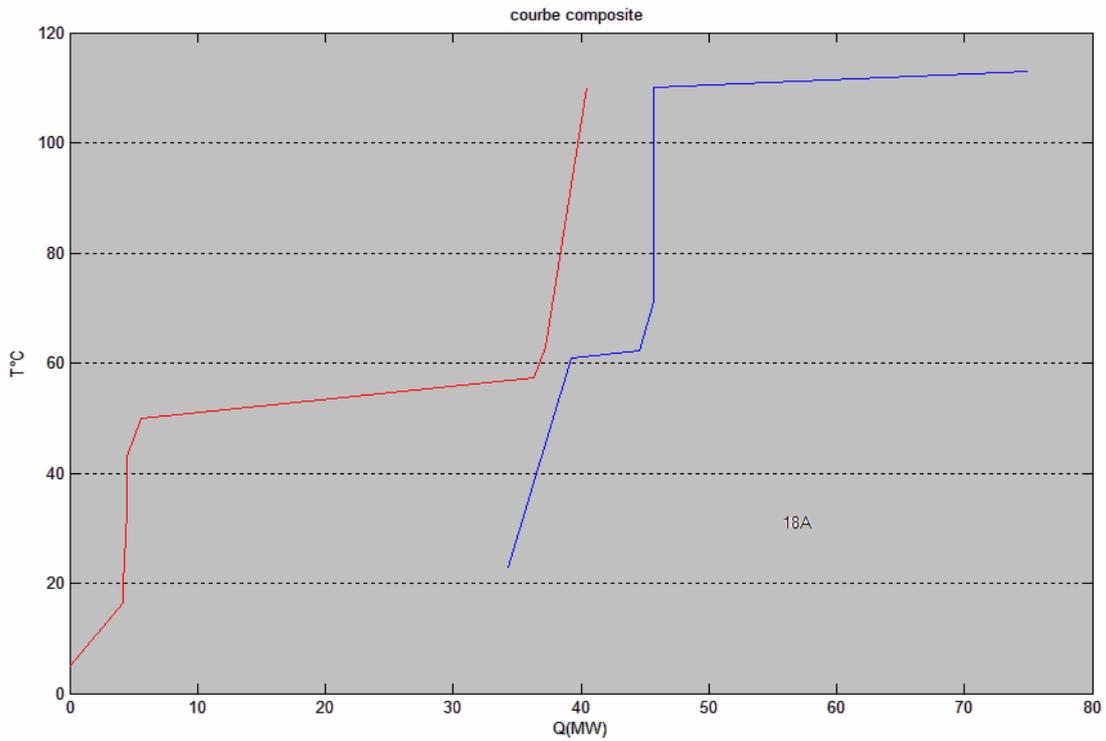


Figure 6.4 : Courbe composite $DT_{\min}=18^{\circ}\text{C}$.

3/ $DT_{\min} = 15^{\circ}\text{C}$

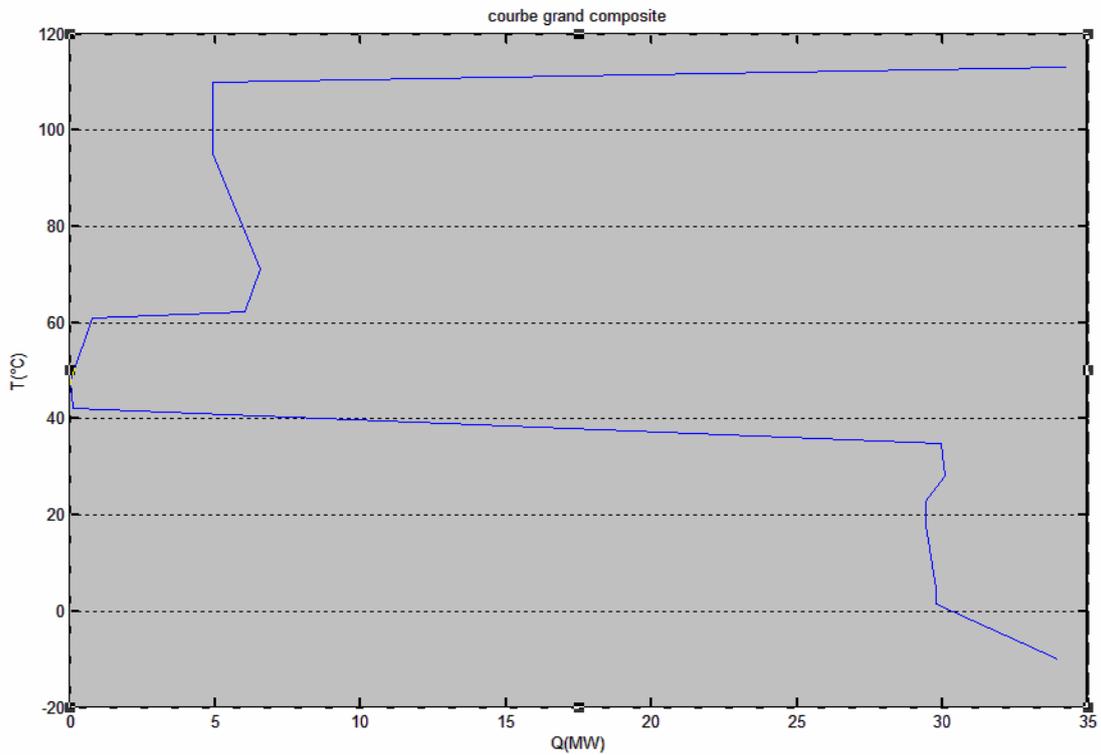


Figure 6.5 : Courbe grand composite $DT_{\min}=15^{\circ}\text{C}$.

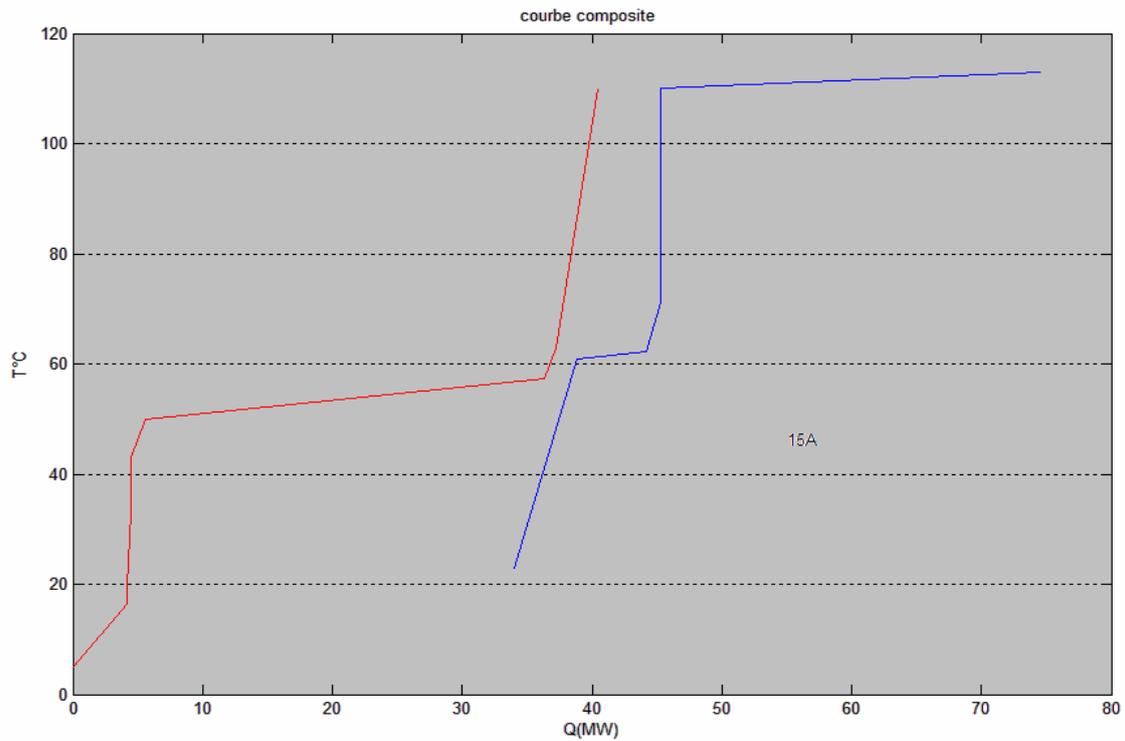


Figure 6.6 : Courbe composite $DT_{\min}=15^{\circ}\text{C}$.

4/ $DT_{\min} = 12^{\circ}\text{C}$

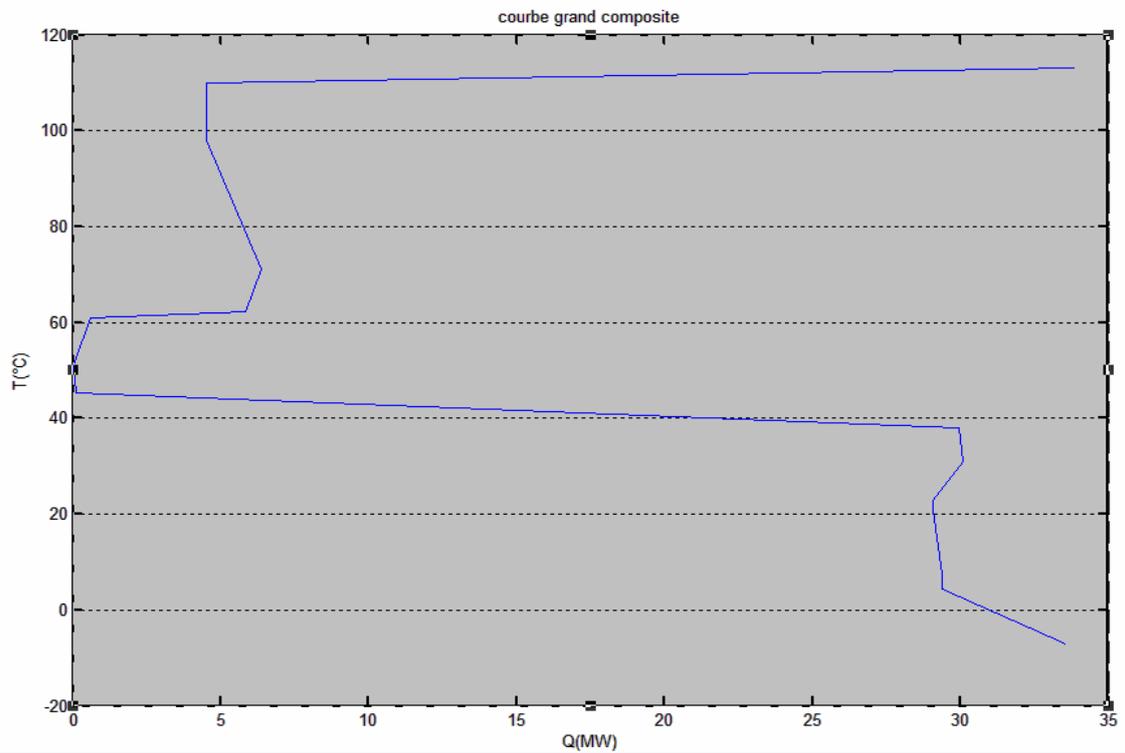


Figure 6.7 : Courbe grand composite $DT_{\min}=12^{\circ}\text{C}$.

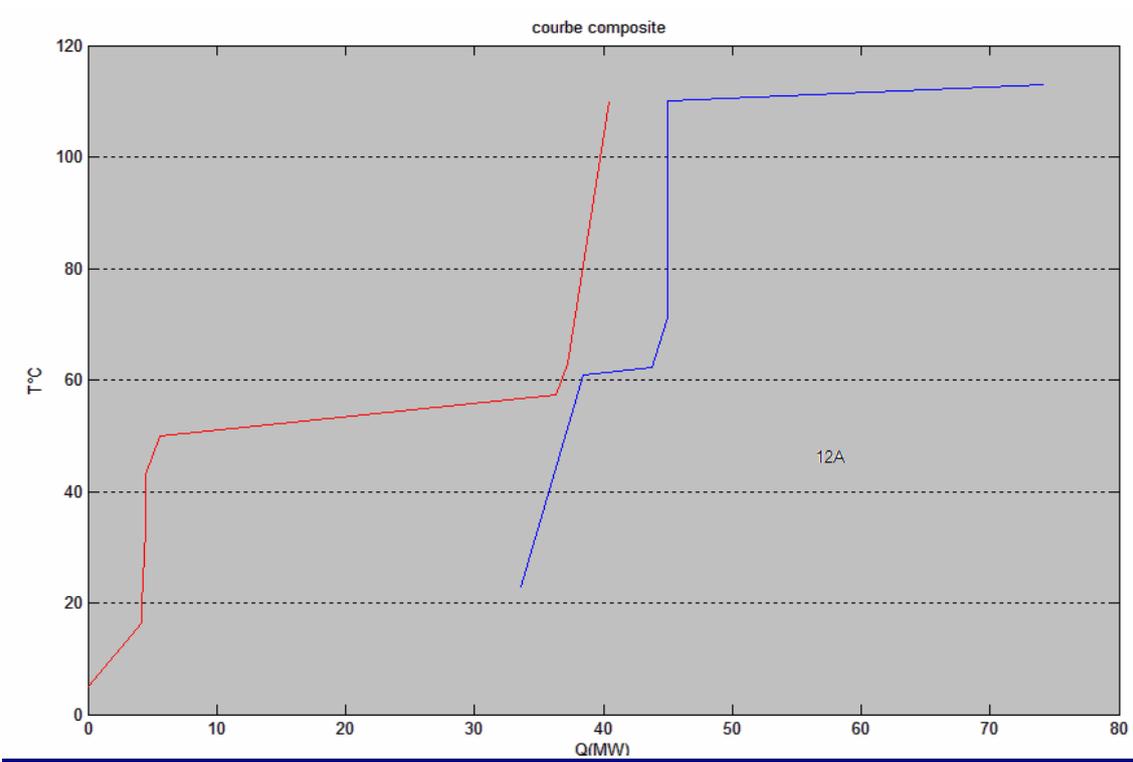


Figure 6.8 : Courbe composite DTmin=12°C.

5/ DTmin = 10°C

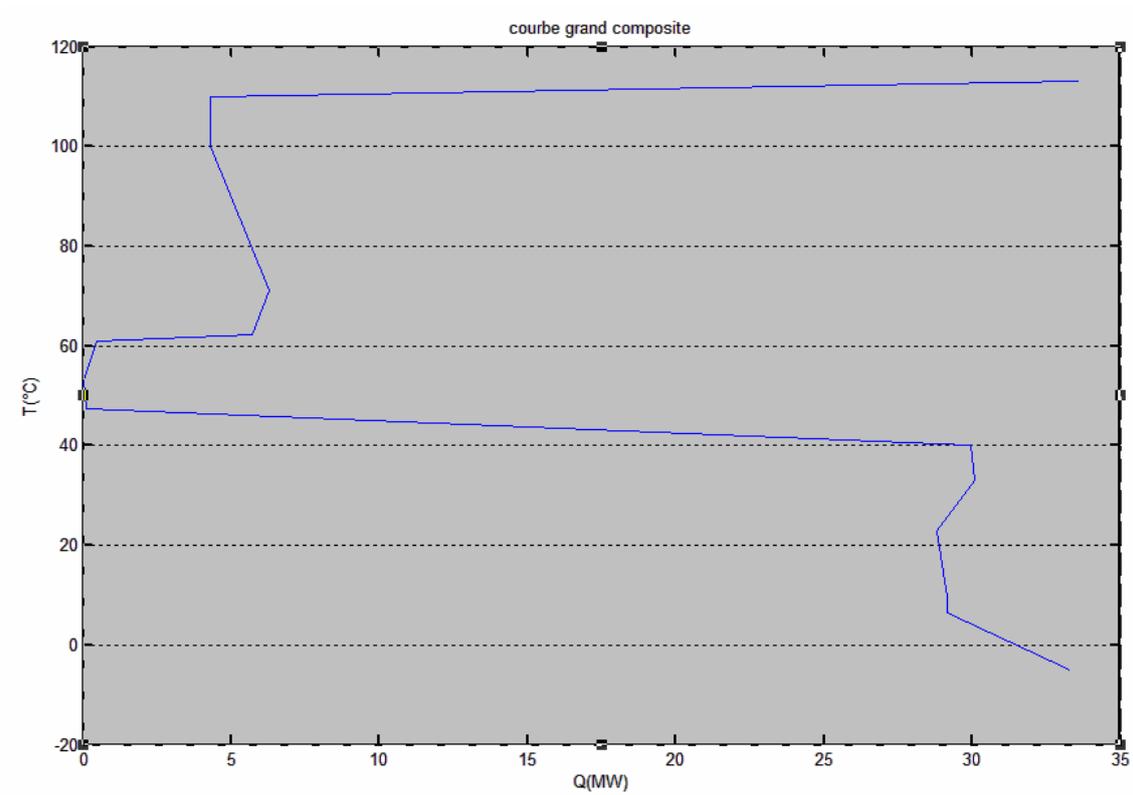


Figure 6.9 : Courbe grand composite DTmin=10°C.

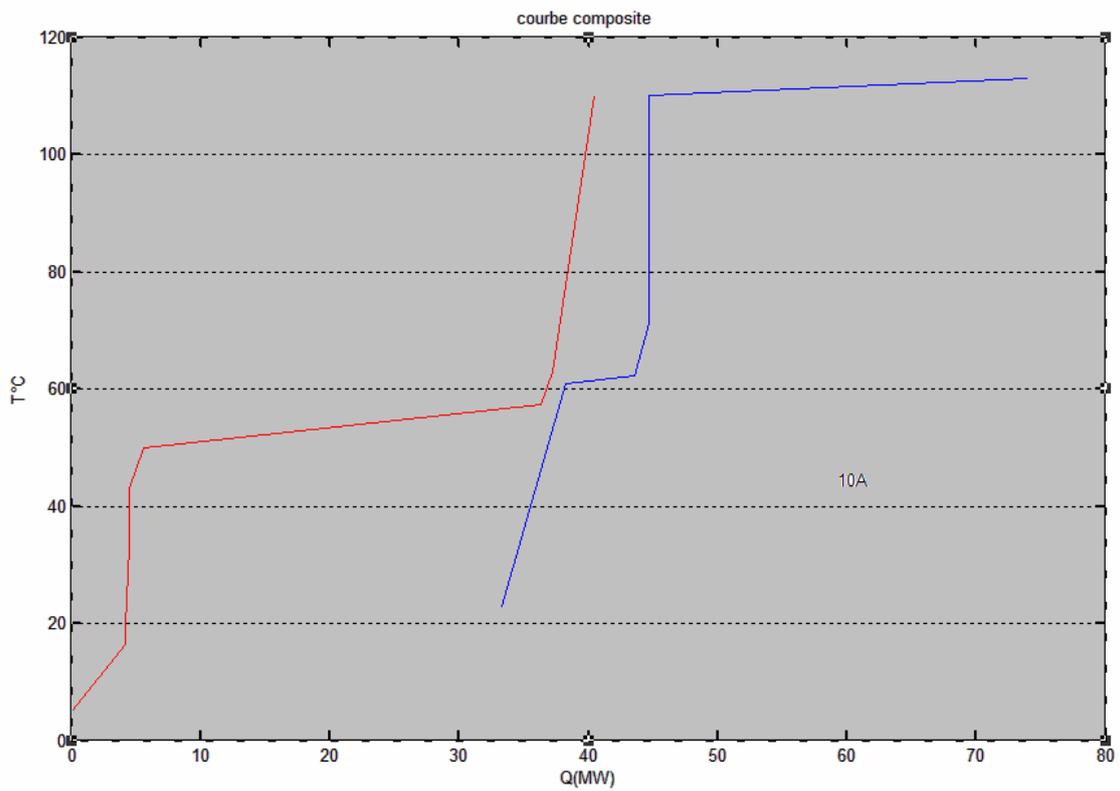


Figure 6.10 : Courbe composite $DT_{\min}=10^{\circ}\text{C}$.

6/ $DT_{\min} = 7.5^{\circ}\text{C}$

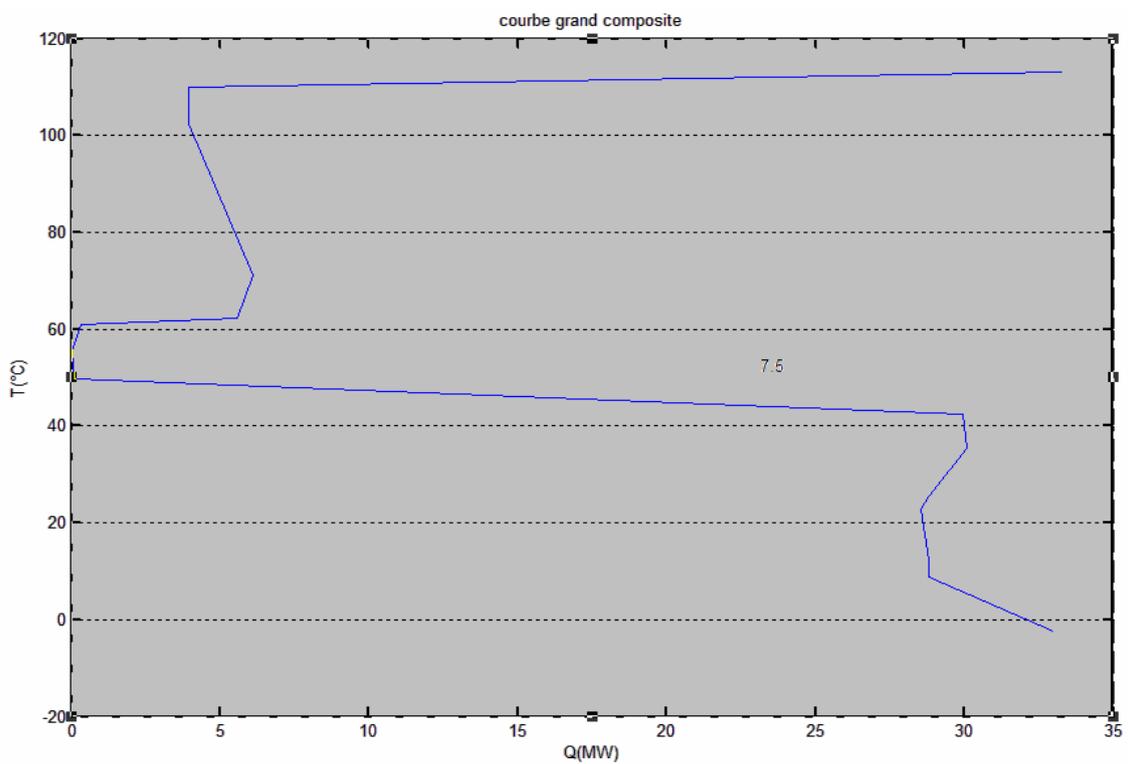


Figure 6.11 : Courbe grand composite $DT_{\min}=7.5^{\circ}\text{C}$.

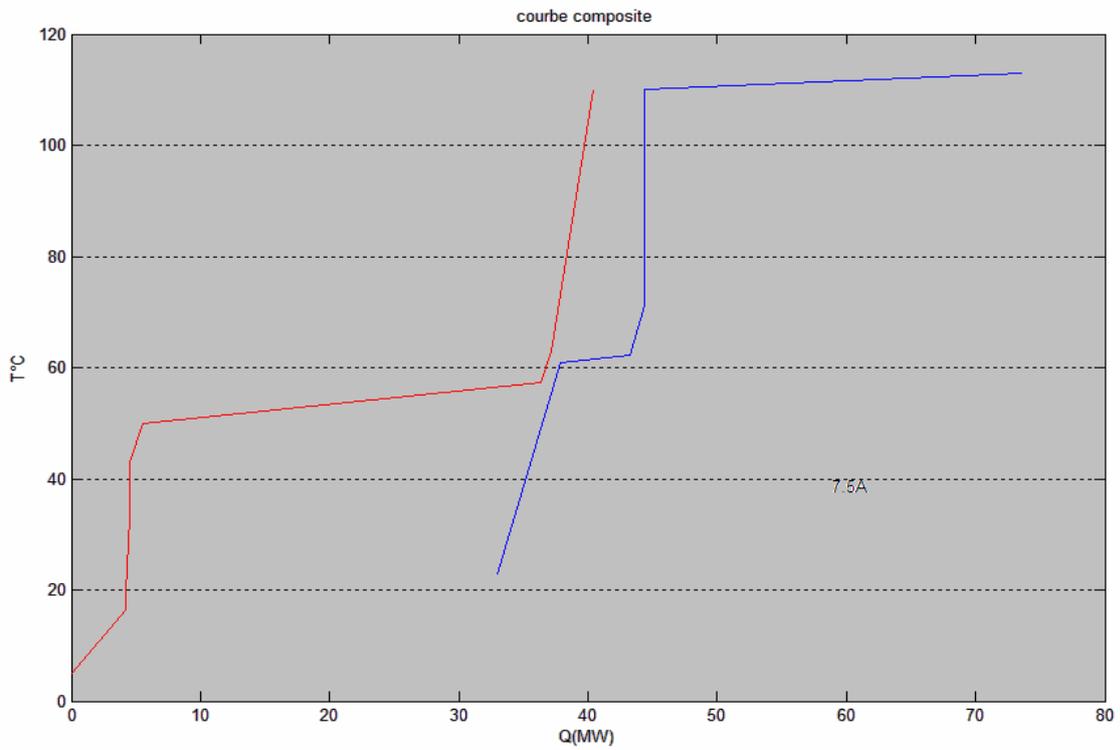


Figure 6.12 : Courbe composite $DT_{min}=7.5^{\circ}C$.

7/ $DT_{min}=5^{\circ}C$

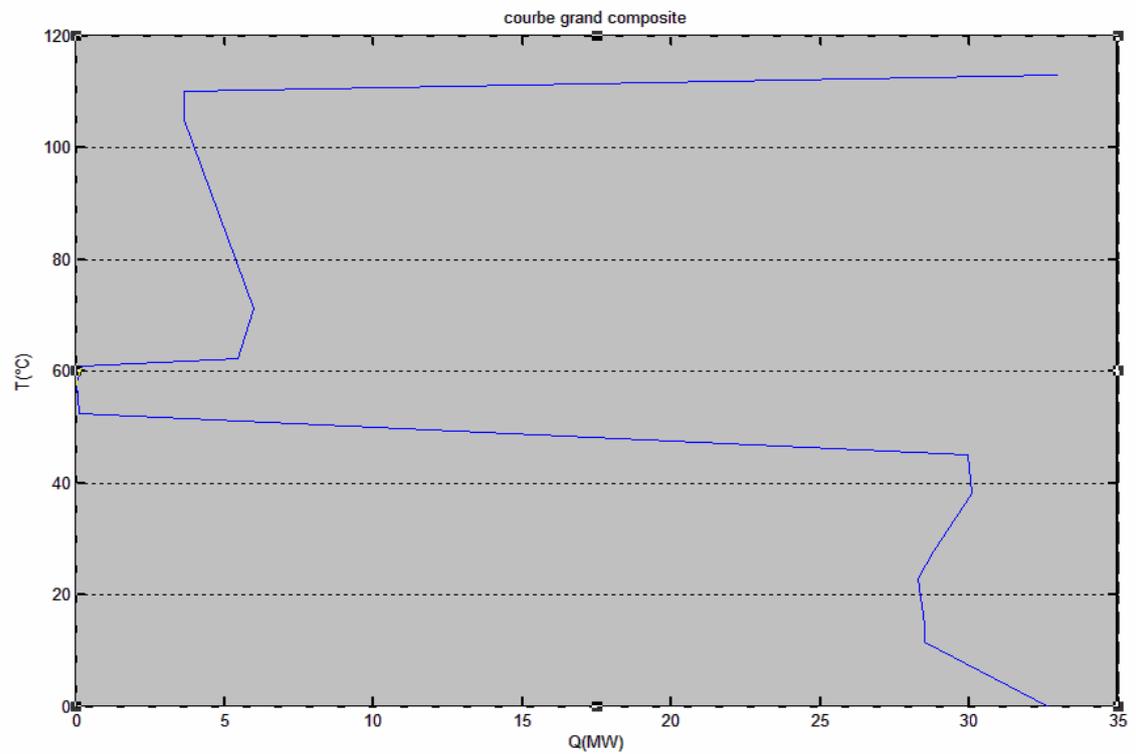


Figure 6.13 : Courbe grand composite $DT_{min}=5^{\circ}C$.

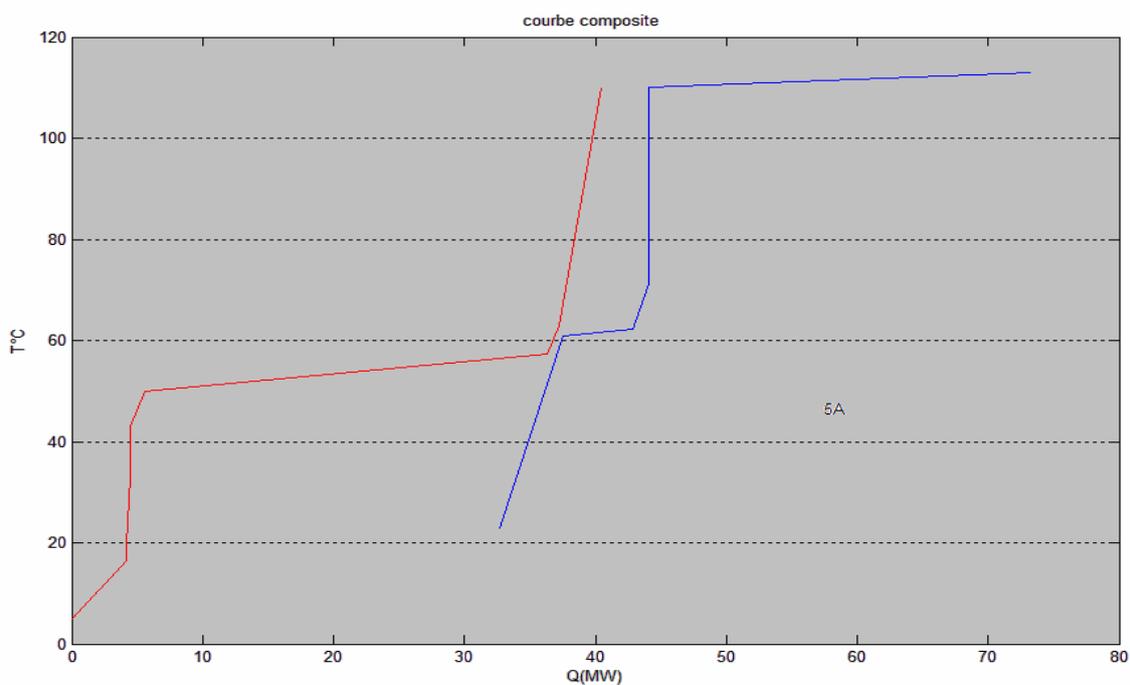


Figure 6.14 : Courbe composite $DT_{min}=5^{\circ}C$.

Tableau 6.1 : Récapitulatif des résultats de courbes composites et grands composites

| DT_{min} ($^{\circ}C$) | $Q_{h \min}$ kW | $Q_{c \min}$ kW | Surface totale A, m^2 | coûts surfaces d'échange, \$ | coûts Energie actualisés \$/an | Economie d'énergie \$ |
|-------------------------------|--------------------|--------------------|-------------------------------|------------------------------------|---|-----------------------------|
| Actuel 22 | 35480 | 34880 | / | / | 14 888 387 | 0 |
| 20 | 34859 | 34590 | 443,00 | 431.991 | 14 742 630 | 145 757 |
| 18 | 34602 | 34340 | 479,04 | 459 885 | 14 619 083 | 269 304 |
| 15 | 34217 | 33950 | 569,84 | 528 390 | 14 432 719 | 455 668 |
| 12 | 33832 | 33570 | 685,00 | 612 216 | 14 248 695 | 639 692 |
| 10 | 33576 | 33310 | 760.20 | 665 418 | 14 122 807 | 765 580 |
| 7,5 | 33255 | 32990 | 970,00 | 808 666 | 13 967 849 | 920 538 |
| 5 | 32934 | 32670 | 1194,56 | 955 253 | 13 812 891 | 1 070 985 |

Comme le montre la courbe (6.15) ci-dessous on trouve :

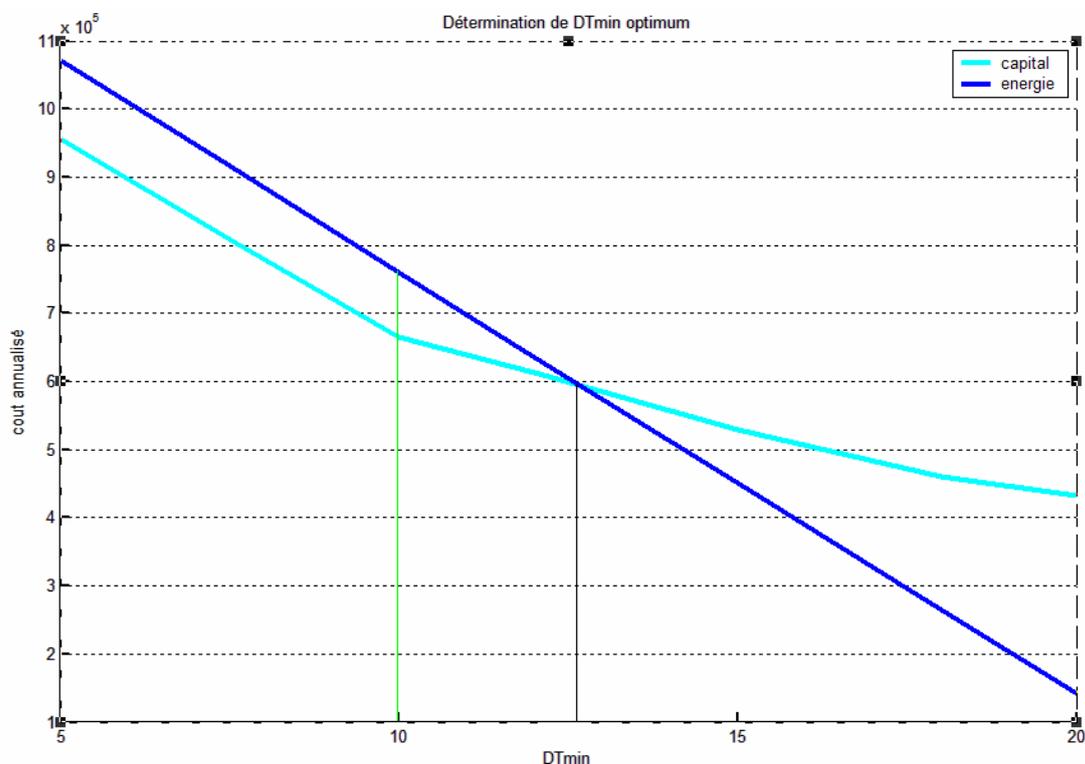


Figure 6.15 : Détermination de DTmin optimum.

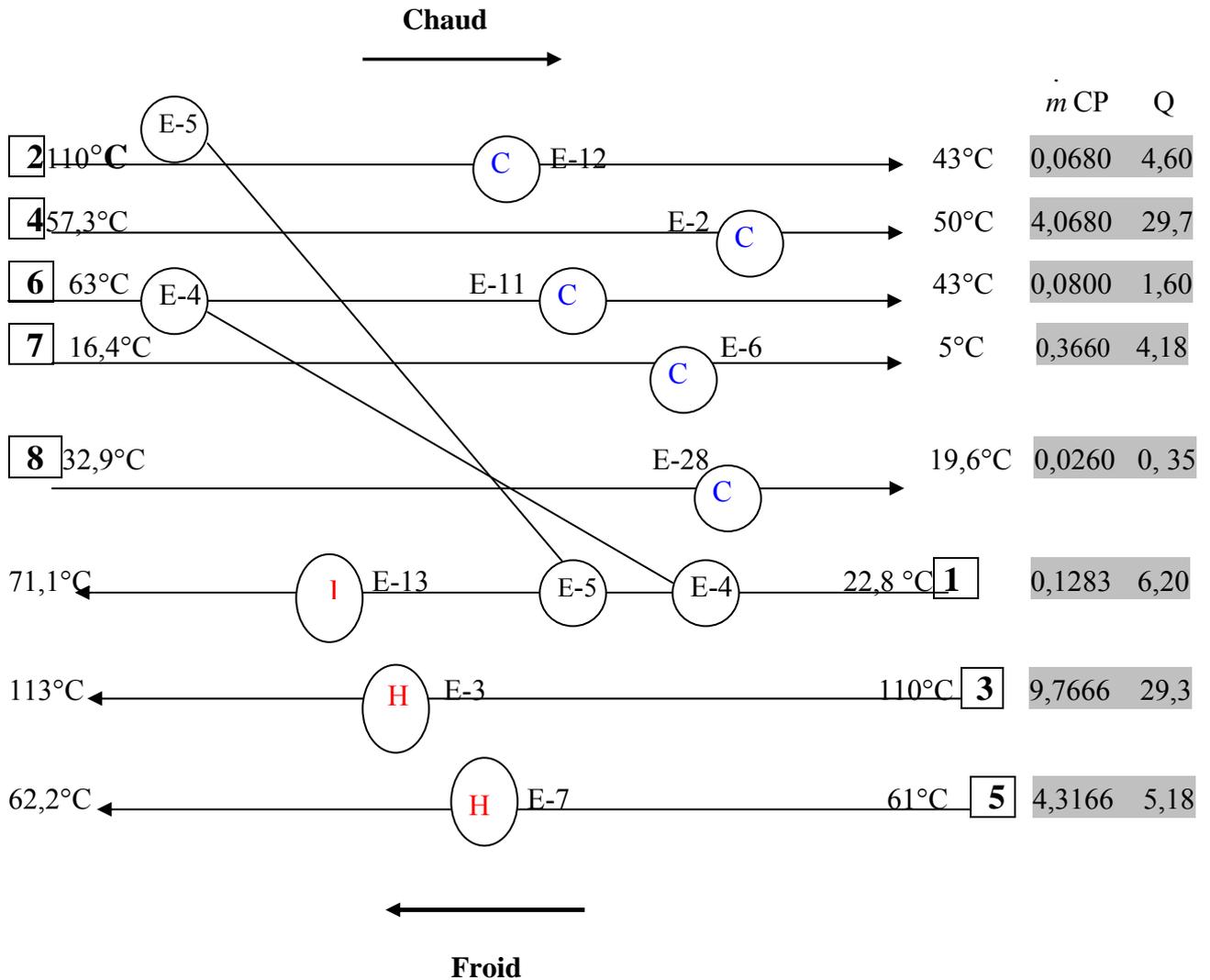
On remarque d'après la courbe qu'il y'a compensation entre l'économie d'énergie et l'investissement à $DT_{min} = 12,3^{\circ}C$; ce qui veut dire que l'investissement devient rentable à partir de cette valeur. Au dessus la valeur de l'investissement est supérieure à celle de l'économie d'énergie . On choisira un $DT_{min} = 10^{\circ}C$ pour un investissement raisonnable et une provision de sécurité pour un encrassement des surfaces d'échanges avec le temps.

On aura alors une cible de MER (minimum d'énergie requise) de 333159 kW pour les utilités froides, et 335760 kW pour les utilités chaudes. Au pincement, on aura des températures de 58 et 48) C, respectivement pour les fluides chauds et froids.

6.2. Conception du réseau d'échangeurs

6.2.1 Configuration actuelle du Réseau d'échangeurs

La configuration actuelle du réseau d'échangeurs est donnée par la figure ci-dessous.



Grille du réseau d'échangeurs actuel.

C : Utilité froide ;

H : Utilité chaude ;

E : Echangeur de chaleur ;

: Numéro de flux.

Echangeurs suspects

Les échangeurs suspects sont ceux qui ont une ligne oblique sur le schéma car ils traversent le point de pincement ; dans le réseau actuel ce sont le E-5 et le E-4 ; ils sont donc à éliminer.

6.2.2 Réseau d'échangeurs pour un DT_{min} optimum = 10°C

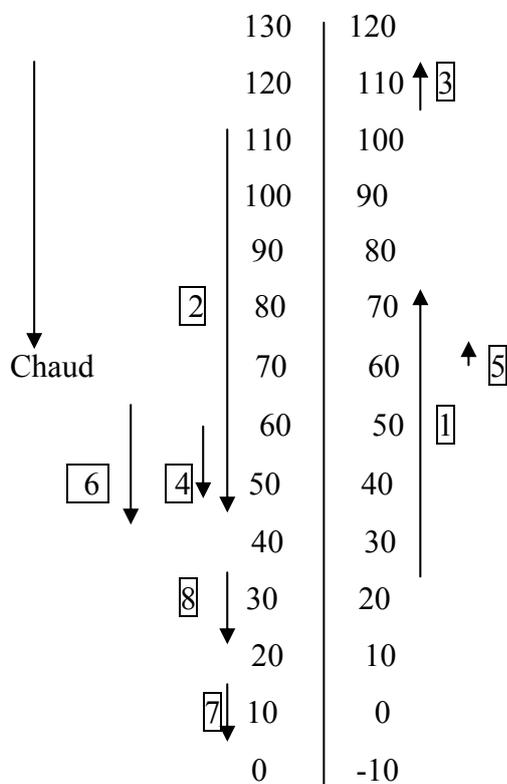
A. Nombre minimum d'échangeurs

Nombre minimum d'échangeurs = (nbr de flux) + (nbr d'utilités)-1
 = 10. Comme pour le réseau actuel.

Nombre minimum d'échangeurs MER = $(5+1-1)_{AP} + ((5+1)+2-1)_{BP}$
 = $(5)_{AP} + (7)_{BP}$
 = 12.

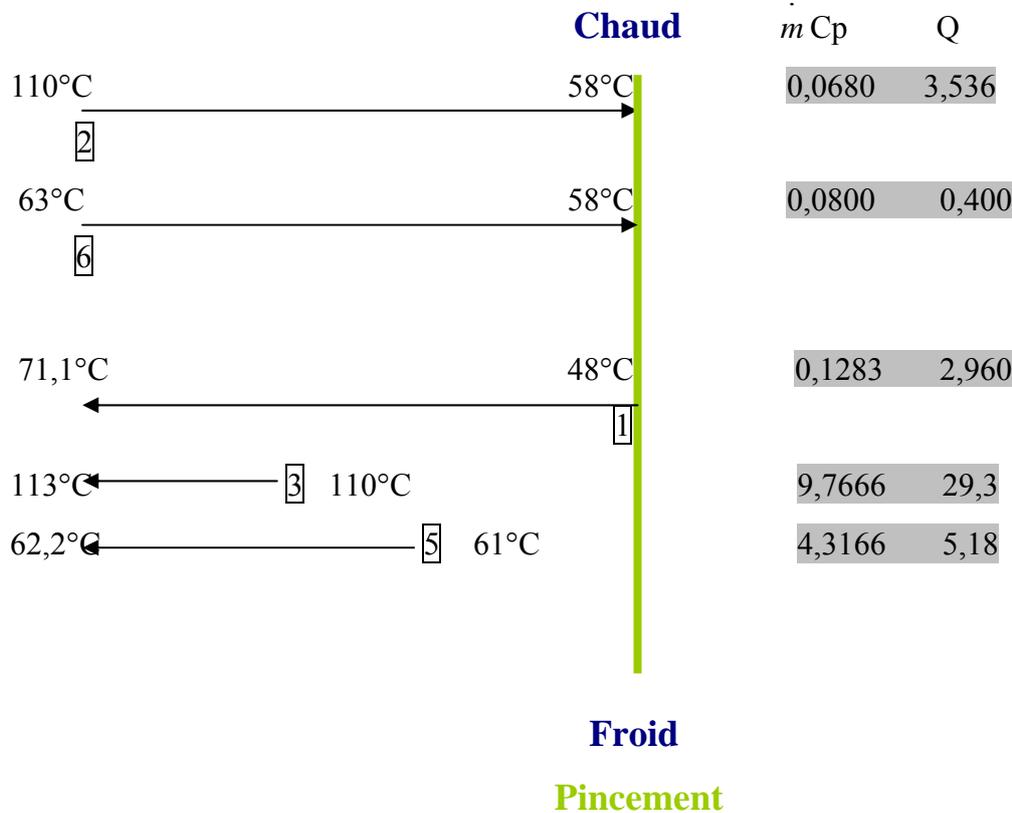
B. Echelle de températures ajustées

$DT_{min} = 10^\circ C$:



C. Design au dessus du pincement

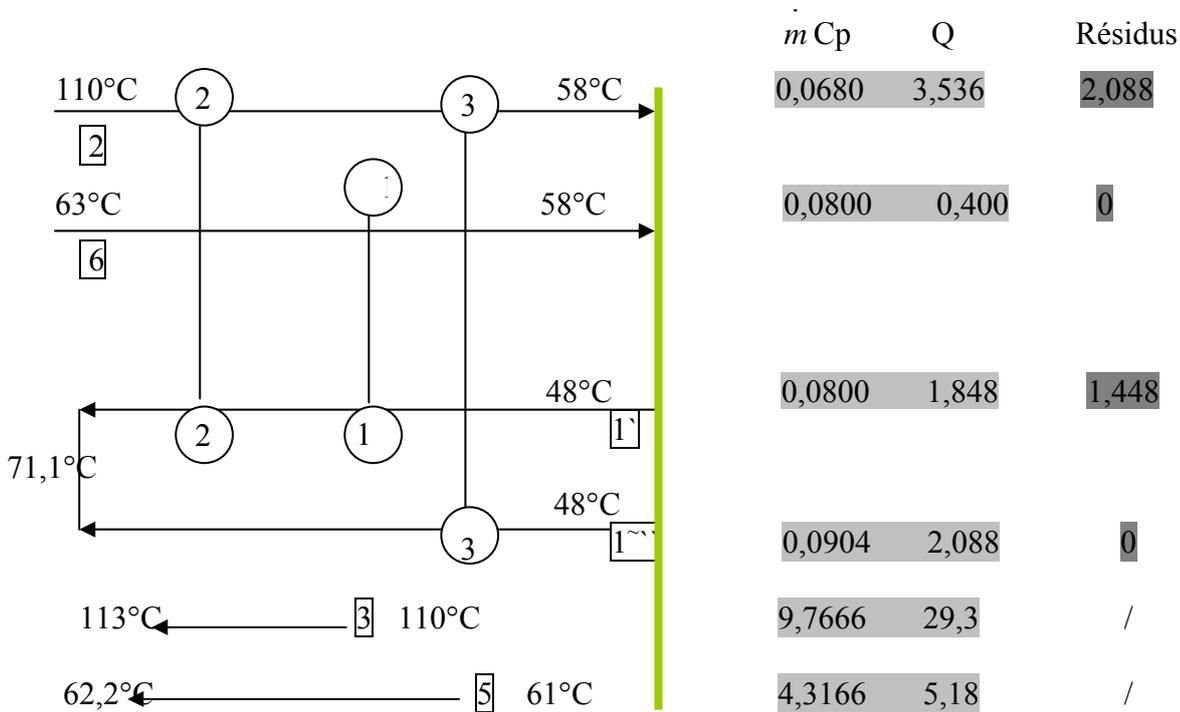
Le réseau au dessus du pincement est le suivant :



Le nombre de flux chauds est inférieur au nombre des flux froids, la règle des nombres de flux est donc vérifiée, mais il y'a un seul flux froid qui vérifie la règle des CP ;le flux $\boxed{1}$ qu'il faudra alors splitter pour suffire aux flux chauds .

En splittant le flux $\boxed{1}$, on aura un flux $\boxed{1'}$ d'un CP = 0,08 pour alimenter le plus grand CP chaud $\boxed{6}$ et le reste un flux $\boxed{1''}$ d'un CP = 0,048 qui ne sera pas suffisant pour réaliser la règle du Tick off, même en splittant le flux chaud $\boxed{2}$; il y'a donc un déficit et il faut augmenter le CP de $\boxed{1''}$ de ce déficit, ça sera le flux $\boxed{1'''}$.

On aura donc un design au dessus du pincement suivant :



Pincement

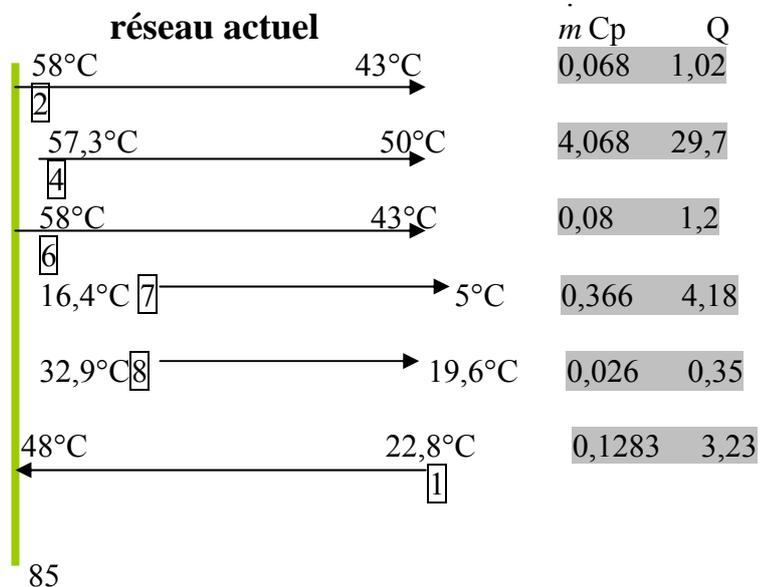
Comme prévu nous avons 5 échangeurs au dessus du pincement.

Et en diminuant le débit d'huile du E-3 d'un rapport : $0,54/0,586=0,921$ (avec une température de sortie d'huile de 128°C au lieu de 130°C), on aura un Q = 28,1MW au lieu de 29,3 MW et une température de sortie de GPL de 112,87°C.

Notre $Q_{hmin} = 33,28MW$ soit 267248 MWh/an.

Soit une économie de $284915 - 267248 = 17697MWh/an$.

D. Design au dessous du pincement



$N_{\text{froid}} < N_{\text{chaud}}$; la règle des nombres de flux est vérifiée .

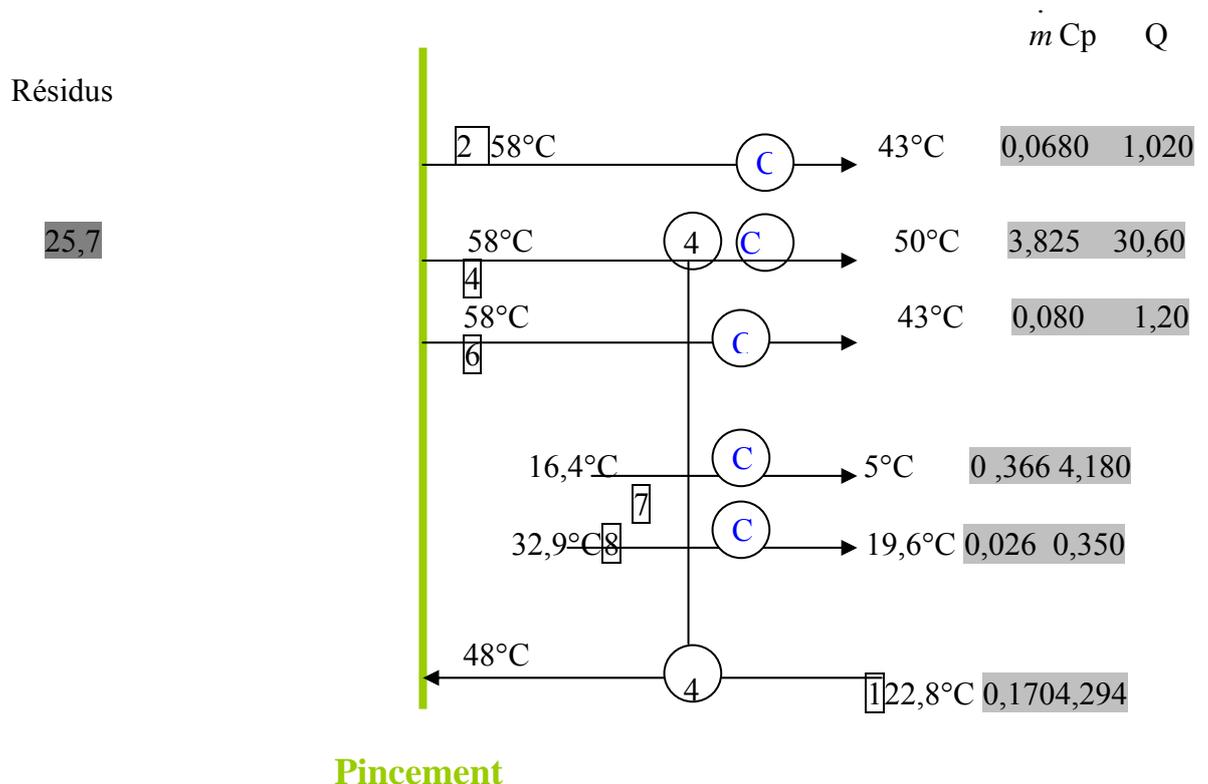
$CP_{\text{froid}} > CP_{\text{chaud}}$; la règle des CP n'est pas vérifiée ; on doit donc splitter le flux froid **1** sans oublier de lui rajouter le déficit calculé au dessus du pincement.

On remarque aussi que le flux **4** possède un bon potentiel froid (grand CP, grand Q), ce qui pourrait nous éviter de splitter le flux froid, mais le flux **4** ne réalise pas le DT_{min} ;

Envisageons alors de rajouter des utilités chaudes au dessus du pincement pour ramener le flux **4** au pincement et pouvoir faire l'échange avec le flux **1**.

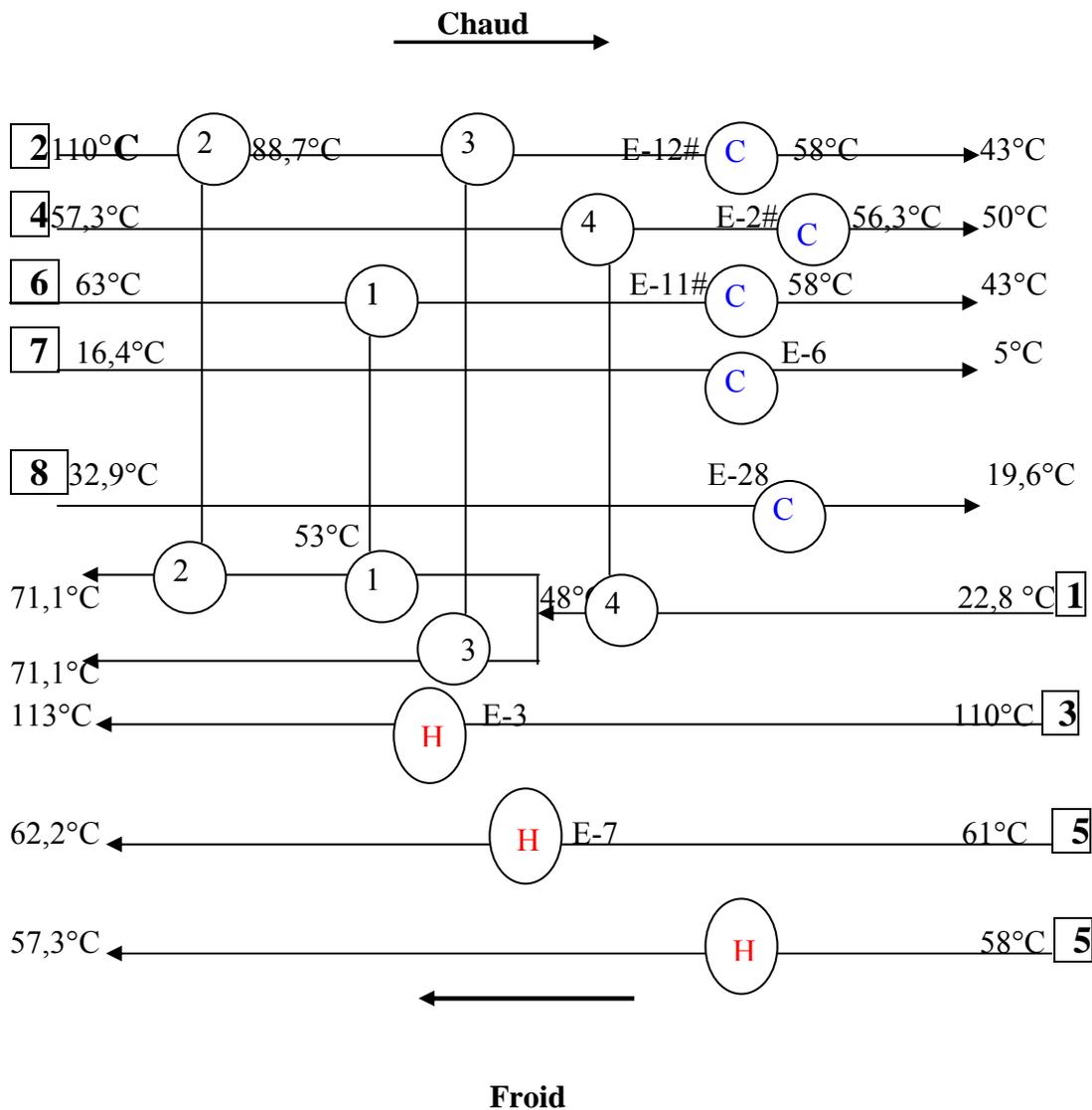
On propose alors un échangeur au dessus du pincement de 0,1 MW qui réchauffe de $57,3^{\circ}\text{C}$ à 58°C avec de l'huile chaude ; ce qui fera augmenter les utilités chaudes jusqu'à 33,38MW et baisser les utilités froides de la valeur de $Q_{\text{1}} = 4,294$ (déficit rajouté) . La solution est donc rentable.

Voici donc le design du réseau au dessus du pincement :



Donc un nombre total d'échangeurs : $5+1+6 = 12$. Et un $Q_{\text{cmin}} = 33,84\text{MW}$.

E. Configuration du réseau d'échangeurs pour le minimum d'énergie



F. Dimensionnement des échangeurs

On dimensionne les échangeurs en calculant les nouveaux DTML avec les nouvelles températures, et en utilisant les nouvelles puissances, avec des coefficients d'échanges déjà connus.

Les paramètres obtenus sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Nouveaux paramètres des échangeurs

| | Q (kW) | DTML (°C) | U (W/m ² .°C) | Surfaces (m ²) |
|------|-----------|--------------|-----------------------------|-------------------------------|
| 1 | 400 | 10 | 614 | 65,10 |
| 2 | 1448 | 37,27 | 521 | 74,52 |
| 3 | 2088 | 13,44 | 521 | 297 |
| 4 | 4294 | 19,57 | 521 | 358 |
| E2# | 25700 | 12,33 | 598 | 3480,46 |
| E11# | 1200 | 12,49 | 527 | 183,26 |
| E12# | 1020 | 11,97 | 438 | 194,15 |
| E3# | 28100 | (inchangé) | (inchangé) | (inchangé) |
| E6 | 4180 | (inchangé) | (inchangé) | (inchangé) |
| E7 | 5180 | (inchangé) | (inchangé) | (inchangé) |
| E28 | 350 | (inchangé) | (inchangé) | (inchangé) |
| E4` | 102 | 72,15 | 343 | 4,53 |

Finalement la nouvelle configuration offre un $Q_{hmin} = 33380$ kW et un $Q_{cmin} = 33840$ Kw.

Soit une économie de : 16863609 kWh/an, en utilités chaudes.

8351501,6 kWh/an, en utilités froides.

Celles-ci représentent un coût énergétique total de : 3 013 570 \$ soit 13 229 572 \$US sur la durée étudiée (4ans) et une économie de 1 658 814 \$.

On remarque que la cible de consommation minimale en utilités froides estimée à 33.310 kW n'est pas atteinte ; ceci s'explique aisément par la présence du E28 qui théoriquement peut

être intégré dans le réseau, en modifiant ces températures ; mais en pratique, son intégration n'est pas intéressante car il se situe à l'opposé des autres échangeurs dans le train ; il est donc plus rentable de le garder tel qu'il est.

6.3. Optimisation des paliers de températures de réfrigération

A. Cascade de température

La cascade de réfrigération est schématisée dans la figure ci-dessous.

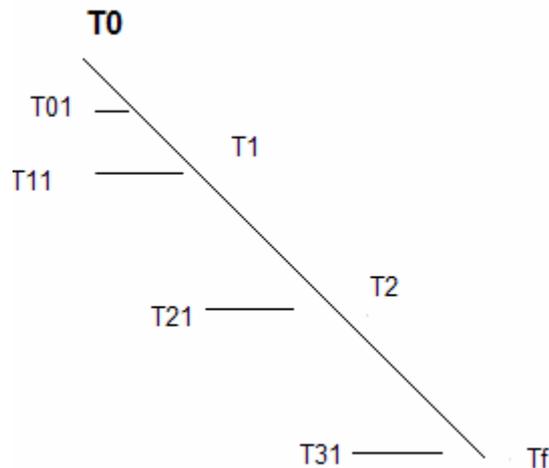


Figure 6.16 : Cascade de réfrigération.

La puissance de réfrigération d'une cascade de cycles endo-réversibles est donnée par l'équation ci-dessous [3,4]

$$\dot{W} = \frac{m.Cp(T_0 - T_1)}{COP1} + \frac{m.Cp(T_1 - T_2)}{COP2} + \frac{m.Cp(T_2 - T_f)}{COP3}$$

$$COP1 = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{W}_1} ; COP2 = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{W}_2} ; COP3 = \frac{\dot{Q}_3}{\dot{W}_3}$$

Pour avoir la température optimum qui minimise la puissance mécanique totale, on annule les dérivées par rapport aux températures des paliers de réfrigération T_{11} et T_{21} :

On trouve :

$$\frac{d\dot{W}}{dT_{11}} = 0 \Rightarrow T_{11}^2 = T_{01}^{2/3} T_{21}^{1/3} ; \frac{d\dot{W}}{dT_{21}} = 0 \Rightarrow T_{21} = T_{01}^{1/3} T_{31}^{2/3} ;$$

$$T_{31} = T_f + \Delta T$$

$$T_1 = T_{11} + \Delta T ;$$

$$T_0 = T_{01} + \Delta T ;$$

$$T_2 = T_{21} + \Delta T ;$$

$$T_f = T_{31} + \Delta T ;$$

B. Cascade de propane :

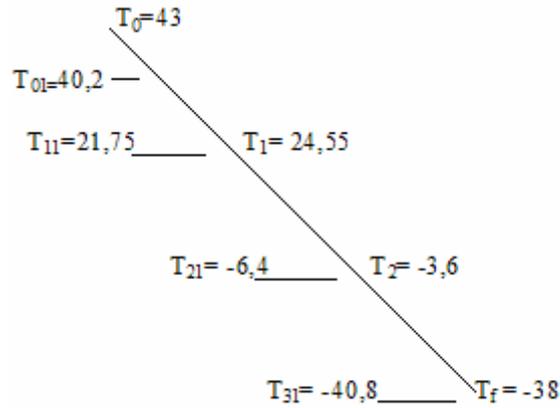


Figure 6.17 : Cascade de propane.

$$DT_{min} = 2,8^{\circ}C.$$

$$T_{31} = T_f - \Delta T = -40,8^{\circ}C.$$

$$T_{21}^2 = (40,2)^{1/3} \cdot (-40,8)^{2/3} = 40,6 \text{ Donc } T_{21} = -6,37^{\circ}C \cong -6,4^{\circ}C.$$

$$T_{11} = (40,2)^{2/3} \cdot (-6,4)^{1/3} = 21,75^{\circ}C.$$

C. Cascade de butane

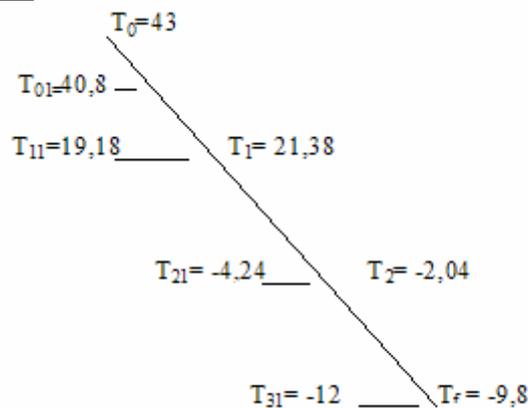


Figure 6.18 : Cascade de Butane.

$$T_{21}^2 = T_{01}^{1/3} \cdot T_{31}^{2/3} = (40,8)^{1/3} \cdot (-12)^{2/3} = 18,04 ; \text{ donc } T_{21} = -4,24^{\circ}C.$$

$$T_{11} = T_{01}^{2/3} \cdot T_{31}^{1/3} = (40,8)^{2/3} \cdot (-12)^{1/3} = 19,18^{\circ}C.$$

Les températures actuelles dans les cascades de réfrigérations ne sont donc pas optimales. On peut montrer que cette déviation par rapport à l'optimum représente un gain possible de l'ordre de 5% de la puissance actuelle de réfrigération. Un calcul plus précis qui prenne en compte les paramètres physiques du procédé actuel serait donc d'un intérêt certain.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Les objectifs que l'on s'est fixés dans cette étude reposent sur le postulat que les systèmes énergétiques conçus et réalisés il y a une vingtaine d'années l'ont été sur la base de coûts énergétiques bien inférieurs à ce qu'ils sont aujourd'hui et encore plus à ce qu'ils pourraient être dans les quelques années à venir, il devient donc opportun de réexaminer leurs bilans économiques en vue de dégager des solutions d'améliorations éventuelles de leurs performances.

Les techniques aujourd'hui disponibles pour l'optimisation globale de systèmes énergétiques sont de plus en plus efficaces ; une des méthodes d'intégration énergétique les plus utilisés est la « pinch technology » ou analyse de pincement thermique.

Cette méthode d'analyse a été appliquée à l'étude du procédé du jumbo GPL GP1Z d'Arzew de la société nationale SONATRACH mis en service en 1984 en vue de rechercher les améliorations potentielles à apporter aux consignes opératoires de l'usine, et éventuellement proposer des modifications possibles de *debottlenecking* pour une rentabilité accrue des installations existantes.

Lors de cette étude le coût des échangeurs a été comparé aux économies d'utilités réalisées en figure 6.15 ; celle-ci montre que l'investissement commence à devenir rentable qu'à partir d'une valeur DT_{min} égale à $12^{\circ}C$, pour une durée d'actualisation de quatre pour les économies d'utilités. Il est clair que pour une durée plus longue, la valeur de DT_{min} d'équilibre sera plus élevée. En dessous de cette valeur on montre que l'écart entre l'économie d'énergie et l'investissement c'est-à-dire le gain net est maximum entre $10^{\circ}C$ et $5^{\circ}C$ et qu'il est presque stable.

la solution consisterait ici à choisir la valeur DT_{min} qui correspond au plus petit investissement à partir de la stabilité du gain net c'est-à-dire $DT_{min} = 10^{\circ}C$.

L'économie réalisée lors de cette étude sur le site GP1Z est de 11,14 % sur la durée de l'étude qui est de 4 ans, ce résultats peut être extrapolé sur 5 à 6 ans ou la tendance de coûts restera la même ; ce qui est raisonnable pour la durée de vie totale de l'usine qui est déjà de 22 ans.

Une analyse du cycle de réfrigération a également été réalisée sur la base de critères énoncés au chapitre 6 ; les paliers de réfrigération actuels ne semblent pas distribués de façon optimale. On peut estimer qu'une modification de ces paliers dans ce sens permettrait d'économiser 5 à 6% de puissance de réfrigération, ce qui permettrait une augmentation de la production avec les mêmes équipements actuels. Cette analyse préliminaire reste à approfondir en fonction des autres contraintes du procédé.

La considération éventuelle d'une cogénération d'utilités chaudes avec la turbine à gaz reste aussi à explorer en vue d'augmenter la capacité de production du complexe.

Nous considérons que cette étude constitue une étape initiale et préliminaire consacrée à la méthodologie de solution et non au dimensionnement de modifications actuelles à proposer au complexe GPL ; le délai relativement court imparti à ce projet, commencé seulement en fin mars, est insuffisant pour s'avancer dans des conditions de réalisation.

Références bibliographiques

1. **M.Fox, W.Borrows**, Energy statistics yearbook, Enerdata, juin 2005.
2. www.mem-algeria.org.
3. **M.A. Ait-Ali**, *Optimal Mixed Refrigerant Liquefaction of Natural Gas*, PhD thesis, Stanford U. , pp. 15-39, June 1979.
4. **M.A. Ait-Ali, D.J. Wilde**, *Minimum work multistage cascade refrigeration cycles, Cryogenic Processes and Equipment in Energy Systems* pp.119-123, ASME Emerging Technology Conferences, June 1980.
5. **Vidal J**, *Thermodynamique, Méthodes appliquées au raffinage et au génie chimique* Ed. Technip, 1973.
6. **W.Z. Black, J.G.Hartley**, *Thermodynamics, Harper and Row*1960.
7. **Linnhoff B, D.W. Townsend, D. Boland, G.F. Hewitt, B.E.A. Thomas, A.R.Guy**, and **R.H.Marsland**, “User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy”, *ICHEME*, Rugby, U.K. (1982).
8. **Umeda T., Harada T., Shiroko K.** *A thermodynamic approach to the synthesis of heat integration systems inchemical processes.* Computer and chemical engineering, vol.3, pp273-282,(1979).
9. **Linnhoff B., Turner J.A.** *Heat-recovery networks: new insights yield big savings* Chemical engineering, november, 1981
10. **Linnhoff B**, “Use Pinch Analysis to Knock Down Capital Costs and Emissions”, *Chemical Engineering Progress*, August 1994.
11. **Linnhoff B. and Hindmarsh E.** *The pinch design method for heat exchanger networks.* Computers and Chemical Engineering, vol. 38, No 5, pp. 745-763, 1983
12. **Linnhoff B.,Mason D.R., Wardle I.** *Understanding heat exchanger networks.* Computers and Chemical Engineering, vol. 3, pp. 295-302, (1979).
13. **Ahmad S.** *Heat Exchanger Networks, Cost Tradeoffs in Energy and Capital* PhD Thesis, UMIST, 1985.
14. **W.M. Kays , A.L. London**, Compact Heat exchangers, McGraw Hill Book Co. 1955.
15. **Kobayashi S., Umeda T., Ichikawa A.** *Synthesis of optimal heat exchange systems an approach by the optimal assignment problem in linear programming.* Chemical Engineering Science, Vol. 26, pp. 1367 - 1380, 1971.

- 16. Kontopoulos A.J.** (1993) *Méthode d'optimisation des procédés industriels*
Ph D thesis, LASSC, Ulg, 1993 .
- 17. Trivedi K.K., O'Neill B.K., Roach J.R.** *A new dual-temperature design method for the synthesis of heat exchanger networks*, Computers and Chemical Engineering, vol. 13, n°6,pp 667-685, (1989).
- 18. Hohmann E.C.** (1971) *Optimum Networks for heat exchange* Ph. D thesis, Univ of Southern California, 1971.

APPENDICE

Appendice A

%' Bienvenue dans les courbes composites'

```
T1c=Tc ;
Tc=T1c';
k=1;
for i=1:1:c;
    d(k,1)=Tc(1,i);
    d(k+1,1)=Tc(2,i);
    k=k+2;
end
Tc=d
m=2*c;
for i=1:1:m;
    for j=i+1:m;
        if Tc(i)>Tc(j);
            x=Tc(i);
            Tc(i)=Tc(j);
            Tc(j)=x;
        end
    end
end
Tc=Tc
k=1;
for i=1:1:m-1;

    Lc(I,1)=Tc(k);
    Lc(I,2)=Tc(k+1);
    k=k+1;
end
Lc
for i=1:1:2*c-1;
    CP1c(i)=0;
end
for i=1:1:c;
    for m=1:1:2*c-1;
        if and (min (T1c(I,1),T1c(I,2))<=min(Lc(m,1),Lc(m,2)),max(T1c(I,1),T1c(I,2))
>=max(Lc(m,1),Lc(m,2)))
            CPc(i)=CPc(i);
            CP1c(m)= CP1c(m)+CPc(i);
        else
            CP1c(m)=CP1c(m);
        end
    end
end
CPc(i)=CPc(i);
```

```

end
CP1c
for i=1:1:2*c-1;
    Qc(i)=0;
end
for i=2:1:2*c;
    Qc(i)=(Tc(i)-Tc(i-1))*CP1c(i-1)+Qc(i-1);
end
Qc=Qc
T1h=Th;
    Th=T1h';
k=1;
for i=1:1:h;
    d(k,1)=Th(1,i);
    d(k+1,1)=Th(2,i);
    k=k+2;
end
Th=d
m=2*h;
for i=1:1:m;
for j=i+1:m;
    if Th(i)>Th(j);
        x=Th(i);
        Th(i)=Th(j);
        Th(j)=x;
    end
end
end
Th=Th
k=1;
for i=1:1:m-1;
    Lh(I,1)=Th(k);
    Lh(I,2)=Th(k+1);
    k=k+1;
end
Lh
for i=1:1:2*h-1;
CP1h(i)=0;
end
for i=1:1:h;
    for m=1:1:2*h-1;
        if and(min (T1h(I,1),T1h(I,2))<=min(Lh(m,1),Lh(m,2)),max(T1h(I,1),T1h(I,2))
>=max(Lh(m,1),Lh(m,2)))
            CPh(i)=CPh(i);
            CP1h(m)= CP1h(m)+CPh(i);
        else
            CP1h(m)=CP1h(m);
        end
    end
end
    CPh(i)=CPh(i);
end
CP1h
for i=1:1:2*h-1;

```

```

    Qh(i)=0;
end
for i=2:1:2*h;
    Qh(i)=(Th(i)-Th(i-1))*CP1h(i-1)+Qh(i-1);
end
Qh=Qh
plot(Qh,Th,'r-')
xlabel('Q(MW)'),ylabel('T(°C)'),title('courbe composite chaud')
for i=1:1:2*c;
    Qcprim(i)=Qc(i)+Qcmin;
end
hold on
plot(Qh,Th,'r-')
xlabel('Q(MW)'),ylabel('T°C'),title('courbe composite chaud')
hold on
plot(Qcprim,Tc,'b-')
xlabel('Q(MW)'),ylabel('T°C'),title('courbe composite ')
end

```

%'fin du programme'

Appendice B

%'Bienvenue dans les courbes Grand composite'

```

for i=1:1:c;
    CPc(i)=(-1)*CPc(i);
end
for j=1:1:(c+h);
    CP(j)=0;
end
for i=1:1:c;
    CP(i)=CPc(i);
end
for i=1:1:h;
    CP(i+c)=CPh(i);
end
CP
for i=1:1:h;
for j=1:1:2;
    Th(i,j)=Th(i,j)-DTmin;
end
end
Th
%MATRICE T
for j=1:1:2;
    k=1;
    for i=1:1:c;
        T(k,j)=Tc(i,j);
        k=k+1;
    end
end

```

```

end
for j=1:1:2;
    k=c+1;
    for i=1:1:h;
        T(k,j)=Th(i,j);
        k=k+1;
    end
end
TZ=T;
T1=T;
T=T1';
k=1;
for i=1:1:c+h;
    d(k,1)=T(1,i);
    d(k+1,1)=T(2,i);
    k=k+2;
end
T=d
m=2*(c+h);
for i=1:1:m;
    for j=i+1:m;
        if T(i)<T(j);
            x=T(i);
            T(i)=T(j);
            T(j)=x;
        end
    end
end
end
T
a=1;
Y(1)=T(1);
for i=2:1:m;
    if T(i)~=T(i-1);
        a=a+1;
        Y(a)=T(i);
    end
end
a
Y;
for i=1:1:a;
    T(i)=Y(i);
end
end
T1=Y
for i=1:1:a-1;
    L(i,1)=T1(i);
    L(i,2)=T1(i+1);
end
L
for j=1:1:a-1;
    CPE(j)=0;
end
for i=1:1:c+h;
    for m=1:1:a-1;

```

```

    if and(min
(TZ(i,1),TZ(i,2))<=min(L(m,1),L(m,2)),max(TZ(i,1),TZ(i,2))>=max(L(m,1),L(m,2)))
        CPE(m)= CPE(m)+CP(i);
    else
        CPE(m)=CPE(m);
    end
end
end
end
CPE
for i=1:1:a;
    Q(i)=0;
end
for i=2:1:a;
    Q(i)=(T1(i-1)-T1(i))*CPE(i-1)+Q(i-1);
end
b=min(Q);
for i=1:1:a;
    Q(i)=Q(i)-b;
end
Q=Q
Qhmin=Q(1)
Qcmin=Q(a)
plot(Q,T1,'b-')
xlabel('Q(MW)'),ylabel('T(°C)'),title('courbe grand composite')
end

%' fin du programme'

```