

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLICUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

15/93

وزارة التربية الوطنية
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

الكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE GENIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

REVALORISATION DU RESEAU
VAPEUR DE L'UNITE SAIDAL
EL-HARRACH

Proposé par:
BENFEDDA A.

Etudié par:
SATOR S.
RAHIM A.

Dirigé par:
BENFEDDA A.

PROMOTION JUILLET 1993

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE GENIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

REVALORISATION DU RESEAU
VAPEUR DE L'UNITE SAIDAL
EL-HARRACH

Proposé par:
BENFEDDA A.

Etudié par:
SATOR S.
RAHIM A.

Dirigé par:
BENFEDDA A.

PROMOTION JUILLET 1993

DÉDICACES

A mes parents que je ne remercierai jamais assez;

A ma soeur;

A Chafik et Omar;

A mes frères;

A tous ceux qui me sont chers.

Salim Sator

... *A ma mère*

A. RAHIM.

REMERCIEMENTS

*A Monsieur Benfedda Abderrahmane pour son aide très précieuse.
Qu'il trouve ici l'expression de notre profonde gratitude.*

*A Monsieur Chabati Abderrezak pour sa constante disponibilité et ses
conseils éclairés.*

A Madame la Présidente et aux membres du Jury.

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE CHIMIQUE

Promoteur: BENFEDDA A.

Elèves ingénieurs: RAHIM A.

SATOR S.

وزارة التربية الوطنية
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
دائرة الهندسة الكيميائية

الموجه: بن فضة ع.

الطالبة: رحيم ع.

ساطور س.

الموضوع: تحسين شبكة البخار لوحدة «صيدال» الحراش

: الملخص

الهدف من هذه الدراسة هو تحسين شبكة البخار لوحدة «صيدال» الحراش.
تتمثل هذه الدراسة في بداية الأمر، في تقييم عوامل سير شبكة البخار و تحديد مردودها
الإجمالي و تقديم في مرحلة ثانية نوعان من المبادلات الحرارية، اقترحت لإنتاج الماء الساخن
ثم إيجاد طريقة لإسترجاع الكثافة ثانية في نهاية الأمر.

Sujet: Revalorisation du réseau vapeur de l'unité SAIDAL El-Harrach.

Résumé:

Le but de cette étude est de revaloriser le réseau vapeur de l'unité SAIDAL El-Harrach.

L'étude consiste, en premier lieu, à évaluer les paramètres de fonctionnement du réseau, ainsi que la détermination de son rendement global.

Deux types d'échangeurs de chaleur sont proposés dans une seconde étape pour la production d'eau chaude et un procédé de récupération du condensat est envisagé.

Subject: Improvement of the steam network at SAIDAL El-Harrach plant.

Abstract:

The aim of this study is to revamp the steam network at SAIDAL El-Harrach plant.

The study consists in a first time of an evaluation of the functioning parameters along with the global efficiency of the network.

A choice of two types of heat exchangers is proposed in a second time for the production of hot water and a method for the condensate reprocessing is considered.

TABLE DES MATIERES

1^{ère} PARTIE: INTRODUCTION

INTRODUCTION

- I PRESENTATION DE L'UNITE
- II PRESENTATION DU RESEAU VAPEUR
 - 1 GENERATEUR DE VAPEUR
 - 2 ATELIER SIROP
 - 3 ATELIER POMMADE
 - 4 ATELIER COMPRIMES

2^{ème} PARTIE: ASPECTS PARTICULIERS DES RESEAUX VAPEUR

- I LA VAPEUR HUMIDE
- II LES PURGEURS D'EAU
- III LE ROLE NEFASTE DE L'AIR
- IV LA REDUCTION DE LA PRESSION
- V LA RECUPERATION DES CONDENSATS
- VI LA VAPEUR DE REVAPORISATION

3^{ème} PARTIE: ASPECT ENERGETIQUE DU RESEAU VAPEUR

INTRODUCTION

- I CALCUL DE LA CONSOMMATION HORAIRE EN FUEL
- II BILAN DE CHALEUR DANS LA CHAUDIERE
- III CALCUL DU DEBIT REEL DE VAPEUR
 - 1 ATELIER POMMADE
 - 2 ATELIER SIROP
 - 3 ATELIER COMPRIMES
- IV CALCUL DU GAIN EN FUEL LORS DE LA RECUPERATION DES CONDENSATS

4^{ème} PARTIE: CALCUL DES EQUIPEMENTS

- I CALCUL D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR
 - 1 ESTIMATION DES BESOINS DE L'UNITE EN EAU CHAUDE
 - 2 CALCUL DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR
 - 2.1. CALCUL DE L'ECHANGEUR DU TYPE FAISCEAU CALANDRE
 - A. CALCUL DU CONDENSEUR
 - A.1. BILAN THERMIQUE
 - A.2. DIFFERENCE DE TEMPERATURE MOYENNE LOGARITHMIQUE
 - A.3. CALCUL DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DE L'EAU

A.4. CHOIX DE L'APPAREIL ET CALCUL DU
COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSFERT DE
CHALEUR

A.4.1 CALCUL DE LA CALANDRE

A.4.2 CALCUL DES TUBES

A.4.3 CARACTERISTIQUES DE
L'ECHANGEUR

A.5. CALCUL DE LA SECTION PAR PASSE

A.6. CALCUL DE LA VITESSE MASSIQUE

A.7. CALCUL DES VITESSE LINEAIRES

A.7.1 VITESSE LINEAIRE COTE TUBE

A.7.2 DEBIT MASSIQUE LINEAIRE
(CALANDRE)

A.8. CALCUL DU COEFFICIENT DE
TRANSFERT

A.9. CALCUL DES PARAMETRES DE
TRANSFERT

A.9.1 COEFFICIENT DE TRANSFERT A
L'INTERIEUR DU TUBE

A.9.2 REYNOLDS DU FILM LIQUIDE

A.10. CALCUL DU COEFFICIENT DE
TRANSFERT PROPRE

A.11. CALCUL DE LA RESISTANCE PAR
ENCRASSEMENT

A.12. CALCUL DU DIAMETRE EQUIVALENT

A.13. CALCUL DU NOMBRE DE REYNOLDS

A.14. CALCUL DU COEFFICIENT DE
FRICTION

A.15. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE

- B. REGULATION DE LA TEMPERATURE
- 2.2 CALCUL DE L'ECHANGEUR DU TYPE SERPENTIN NOYE
DANS UN BALLON DE STOCKAGE
 - A. CALCUL DE LA SURFACE D'ECHANGE DE
CHALEUR
 - B. CALCUL DE LA SURFACE D'ECHANGE
- CHOIX DES TUBES
 - C. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE
 - D. CALCUL DU BALLON DE STOCKAGE
 - E. REGULATION DE LA TEMPERATURE
- II CALCUL DU VASE DE REVAPORISATION
- III CALCUL DE LA TUYAUTERIE DE RETOUR DU CONDENSAT
 - CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE
- CONCLUSION GENERALE
- ANNEXE 1 TABLEAUX DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES
- ANNEXE 2 METHODE DE KERN POUR LE CALCUL D'UN ECHANGEUR
FAISCEAU CALANDRE
- ANNEXE 3 CALCUL DU DEBIT DE VAPEUR DANS LE SERPENTIN
PROGRAMME INFORMATIQUE
- ANNEXE 4 RECUPERATION DU CONDENSAT
- NOTATION
- BIBLIOGRAPHIE

INTRODUCTION

INTRODUCTION

Cette étude a pour objectif de revaloriser le réseau vapeur de l'unité SAIDAL EL HARRACH. Elle porte, en premier lieu sur l'établissement des bilans de matière et de chaleur du réseau vapeur¹, et de déduire le rendement de l'installation. Des mesures seront proposées afin d'assurer le meilleur fonctionnement du réseau vapeur.

Par la suite, un calcul d'équipements est réalisé, dans le but de mettre en oeuvre les propositions précédentes, mais aussi, répondre aux souhaits des responsables de l'unité pour l'installation d'un échangeur de chaleur à usage sanitaire.

I PRESENTATION DE L'UNITE

L'entreprise SAIDAL est issue de la restructuration de la P.C.A. (Pharmacie Centrale Algérienne). Elle comprend les unités suivantes :

- unité EL-HARRACH (MAHAMMADIA - ALGER);
- unité BIOTIC (GUE DE CONSTANTINE - ALGER);
- unité PHARMAL (DAR-EL-BEIDA - ALGER);
- complexe antibiotique (AIN D'HEB - MEDEA);
- unité de recherche en médicaments (ALGER);
- transit .

L'unité EL-HARRACH est située dans la commune de MOHAMMADIA. Elle a été créée en 1971.

La structure de l'unité EL-HARRACH est la suivante :

- un atelier de fabrication et de conditionnement des sirops;

¹ Vapeur : vapeur d'eau.

- un atelier de fabrication et de conditionnement des comprimés;
- un atelier de solutions galéniques;
- un atelier de pommades;
- un atelier de suppositoires;
- un magasin de matières premières;
- un atelier de maintenance;
- un atelier d'impression;
- un laboratoire de contrôle;
- un module d'utilités qui comprend :
 - une station de traitement de l'eau;
 - une chaudière;
 - une station de compression d'air .

II PRESENTATION DU RESEAU VAPEUR

Le réseau vapeur de l'unité comprend :(voir figure 1)

1 - UNE GENERATRICE DE VAPEUR (CHAUDIERE)

La chaudière est de type BLOCREIL 60 de la Société Industrielle de Creil (FRANCE). Elle a été mis en service en 1976.

La chaudière est à tube de fumées. Les fumées passent à travers des tubes qui baignent dans l'eau. Ce type de chaudière appartient à la famille des chaudières à grand corps à foyer interne.

Les caractéristiques de la chaudière sont :

- surface de chauffe : 61.51 m²;

- pression maximale de service : 14 bar¹;
- débit maximal de vapeur : 1500 Kg/hr;
- carburant : fuel.

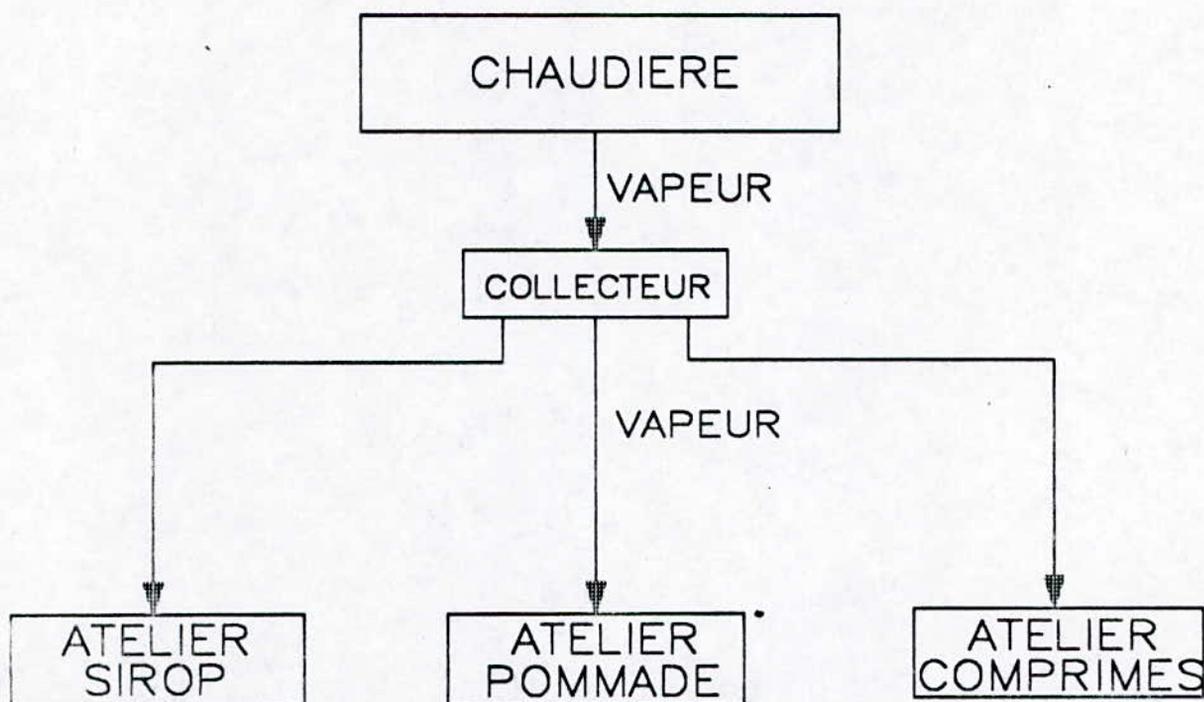


FIGURE 1 – SCHEMA DU RESEAU VAPEUR

2 - ATELIER SIROP

L'installation est constituée de deux cuves de 4000 l munies d'une double paroi où circule de la vapeur pour le chauffage (voir figure 2).

L'équipement est de marque Pierre Guerin (France). Les cuves de sirop ont une double fonction; mélanger et chauffer les produits pharmaceutiques.

¹ bar absolu.

L'apport de chaleur est assuré par la vapeur, qui se condense¹ dans la double paroi (2) en libérant sa chaleur latente.

La température du mélange est maintenue constante à l'intérieur de la cuve (3) et ceci par régulation du débit de vapeur, grâce à une électro-vanne (4) reliée à un thermocouple (5) plongé dans la solution.

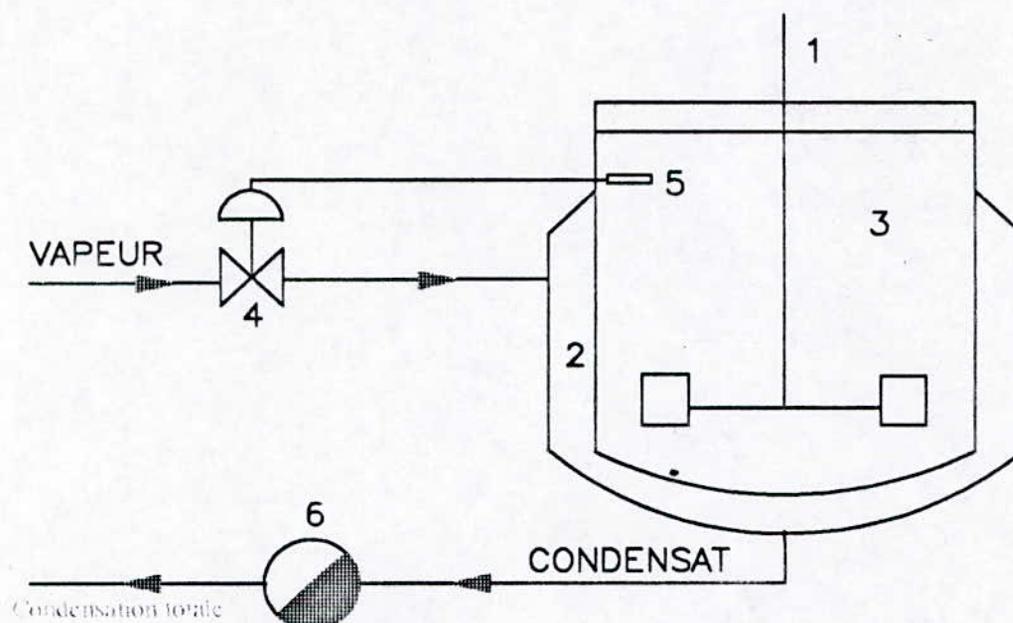


FIGURE 2 – CUVE A DOUBLE PAROI

1	MELANGEUR	4	ELECTRO-VANNE
2	DOUBLE PAROI	5	THERMOCOUPLE
3	CUVE	6	PURGEUR

3 - ATELIER POMMADE

L'équipement de marque FRYMA (SUISSE) est constitué d'une cuve de mélange d'une capacité de 250 litres. Il a été mis en service en 1989.

¹ Condensation totale

Le principe de fonctionnement est le même que celui des cuves de sirop. La vapeur circule dans la double paroi afin de réchauffer les produits pharmaceutiques.

4 - ATELIER COMPRIMES

L'atelier comprend un sécheur à lit fluidisé de marque STREA 100 AEROMATIC (SUISSE), mis en service en 1976.

Le rôle de l'appareil consiste à sécher des produits pulvérulents (solides finement divisés) à l'état de turbulence et de fluidisation.

Le sécheur STREA 100 (AEROMATIC) fonctionne selon le principe suivant: (voir figure 3)

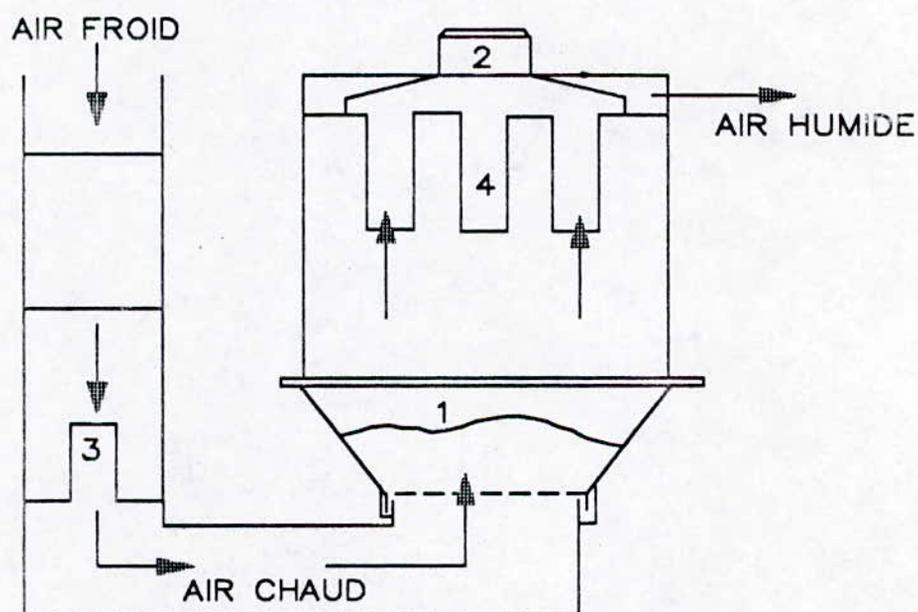


FIGURE 3 — SECHEUR PAR FLUIDISATION

- | | |
|----------------------|---------------------|
| 1 CUVE POUR PRODUITS | 3 RECHAUFFEUR D'AIR |
| 2 VENTILATEUR | 4 FILTRE D'AIR |

La cuve (1) est remplie de substances humides. Le ventilateur (2) débite de l'air chaud nécessaire au mélange et au séchage de la masse par fluidisation. L'air chaud est produit par le réchauffeur (3) utilisant de la vapeur comme fluide chauffant. L'air chaud traverse la substance humide de bas en haut et s'échappe à l'état presque saturé par le filtre à air (4).

**ASPECTS PARTICULIERS
DES RESEAUX VAPEUR**

I LA VAPEUR HUMIDE

La vapeur humide est un mélange de vapeur saturée et d'eau liquide. Dans le réseau vapeur, les récepteurs¹ reçoivent de la vapeur à l'état humide. Cette eau contenue dans la vapeur provoque l'augmentation de l'épaisseur du film d'eau et par conséquent atténue le coefficient d'échange de chaleur [1].

Dans toute installation bien étudiée, ce film d'eau s'achemine progressivement par gravité, vers le point bas d'où il est évacué par un purgeur.

La cause la plus courante d'humidité de la vapeur est le phénomène de primage. Celui-ci est localisé dans la chaudière où l'eau en ébullition est dans un état d'agitation violente. A la surface de l'eau se projette dans l'espace-vapeur une quantité importante de gouttelettes d'eau. Ces dernières sont emportées dans le flux de vapeur et s'acheminent dans le réseau vapeur.

Pour éviter la formation de vapeur humide, il existe plusieurs solutions technologiques. La plus simple consiste à augmenter la pression de la vapeur débitée par la chaudière [2].

Une autre alternative consiste à faire usage de séparateurs d'eau qui permettent de séparer les gouttelettes d'eau contenues dans la vapeur.

Les séparateurs d'eau sont placés à la sortie de la chaudière ou aux abords immédiats des récepteurs.

II LES PURGEURS D'EAU

Les purgeurs d'eau de condensation sont nécessaires à la préservation de l'énergie dans les réseaux vapeurs. Car comme nous l'avons vu, pour éliminer le rôle néfaste de

¹ Récepteurs : équipements.

l'eau sur le transfert de chaleur, il est nécessaire d'évacuer le plus rapidement possible cette eau par un purgeur.

Les purgeurs sont des obturateurs automatiques dont le rôle est d'évacuer le condensat de l'installation sans laisser échapper la vapeur vive. En général, les purgeurs mécaniques déchargent le condensat à une température voisine de celle de la vapeur [3].

III LE ROLE NEFASTE DE L'AIR SUR LE RESEAU VAPEUR

L'air est un très mauvais conducteur de la chaleur. Il est donc considéré comme un élément indésirable dans le réseau vapeur, du fait qu'il a une influence néfaste sur le transfert de chaleur. La solution à ce problème est de mettre en place des purgeurs automatiques d'air.

Les purgeurs à air doivent être disposés à chaque point où la section de passage est relativement petite par rapport à la longueur de l'espace à remplir. Le comportement général de la vapeur, lors de son introduction dans le réseau, est de chasser l'air devant elle, si bien que cet air vient se collecter au point le plus éloigné de l'entrée de la vapeur, comme le montre la figure 4.

IV REDUCTEUR DE PRESSION

Par soucis d'obtenir de la vapeur la plus sèche possible, il est conseillé de la produire à une pression supérieure à la pression de service des différents équipements. Ce qui nécessite la réduction de la pression à l'entrée de chaque appareil.

Un détendeur-régulateur sert ainsi comme instrument de régulation, mais aussi comme sécheur de la vapeur. La vapeur humide subit à travers le détendeur un effet de séchage qui se révèle avantageux pour l'installation.

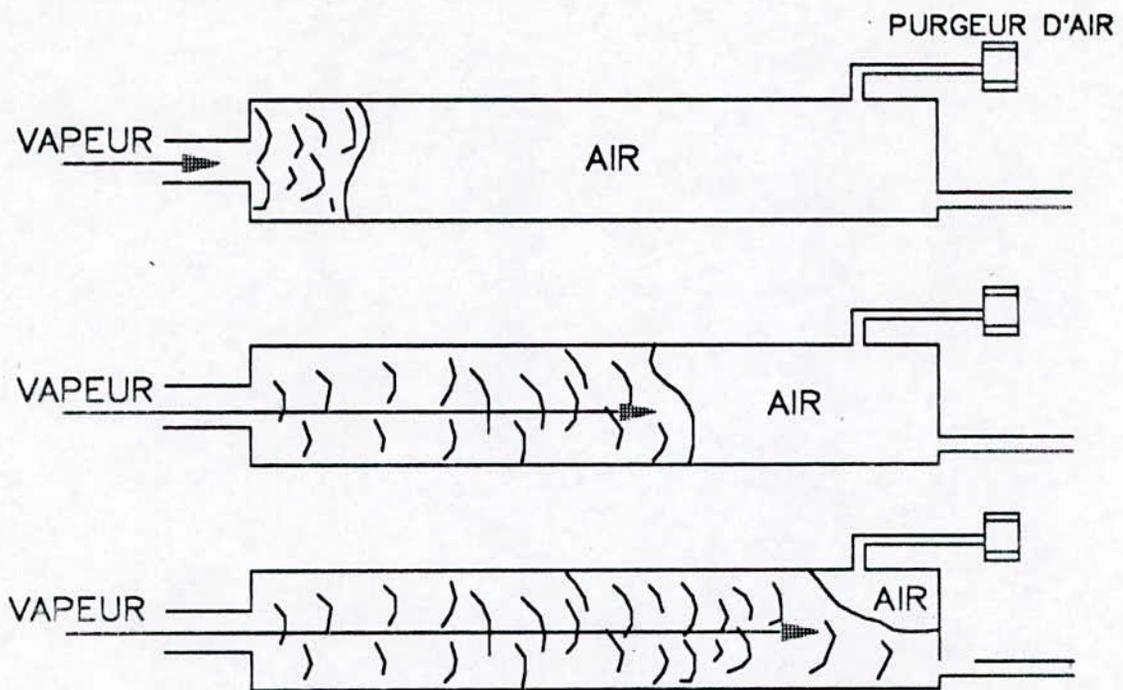


FIGURE 4 – EVACUATION DE L'AIR PAR LES PURGEURS

Condensat : vapeur condensée.

V RECUPERATION DU CONDENSAT

Les différents équipements du réseau utilisent la vapeur comme source de chaleur. Cette vapeur se condense en cédant sa chaleur latente. Le condensat¹ constitue une eau d'alimentation idéale pour la chaudière, vu que cette eau est traitée chimiquement, mais surtout parce que le condensat contient environ 25 % de la chaleur initialement véhiculée par la vapeur [4]. Ainsi son retour à la bêche d'alimentation de la chaufferie permet une économie en fuel.

¹ Condensat : vapeur condensée.

VI VAPEUR DE REVAPORISATION

Les tables de la vapeur indiquent que lorsque la pression augmente, la température d'ébullition de l'eau est de plus en plus élevée. Réciproquement, toute chute de pression diminue cette température d'ébullition. A pression constante, La condensation d'une vapeur pure se déroule tout le temps à température constante. Les équipements utilisent de la vapeur à des pressions supérieures à 1 bar. Le condensat obtenu est déchargé dans les conduites qui se trouvent à pression atmosphérique (voir figure 5).

Ce condensat ne pourra rester entièrement liquide à la température de condensation. Aussi, le surplus de chaleur entraînera une revaporisation partielle. Ceci constitue la vapeur de revaporisation.

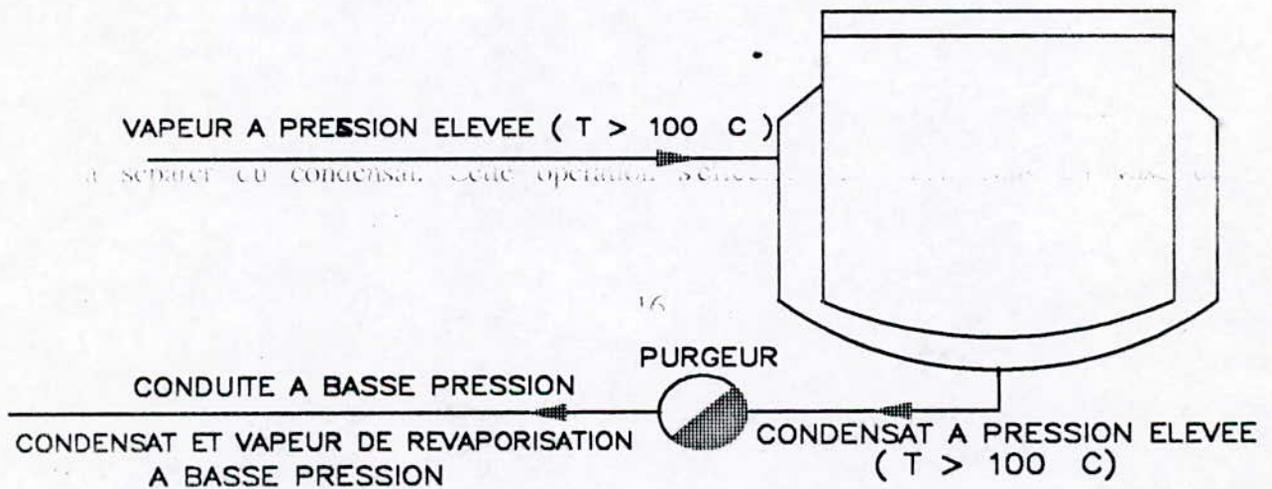


FIGURE 5 — FORMATION DE VAPEUR DE REVAPORISATION

Les canalisations de retour du condensat doivent être capables de véhiculer la vapeur, au même titre que le condensat. Pour récupérer cette vapeur, il est nécessaire de la séparer du condensat. Cette opération s'effectue au mieux dans un vase de

revaporisation. Ce dernier est un récipient vertical dans lequel le condensat et la vapeur de revaporisation sont introduits par une entrée latérale (voir figure 6). On donnera à ce récipient un diamètre tel que la chute de vitesse provoque le dépôt du condensat dans le fond et la récupération de la vapeur par le haut.

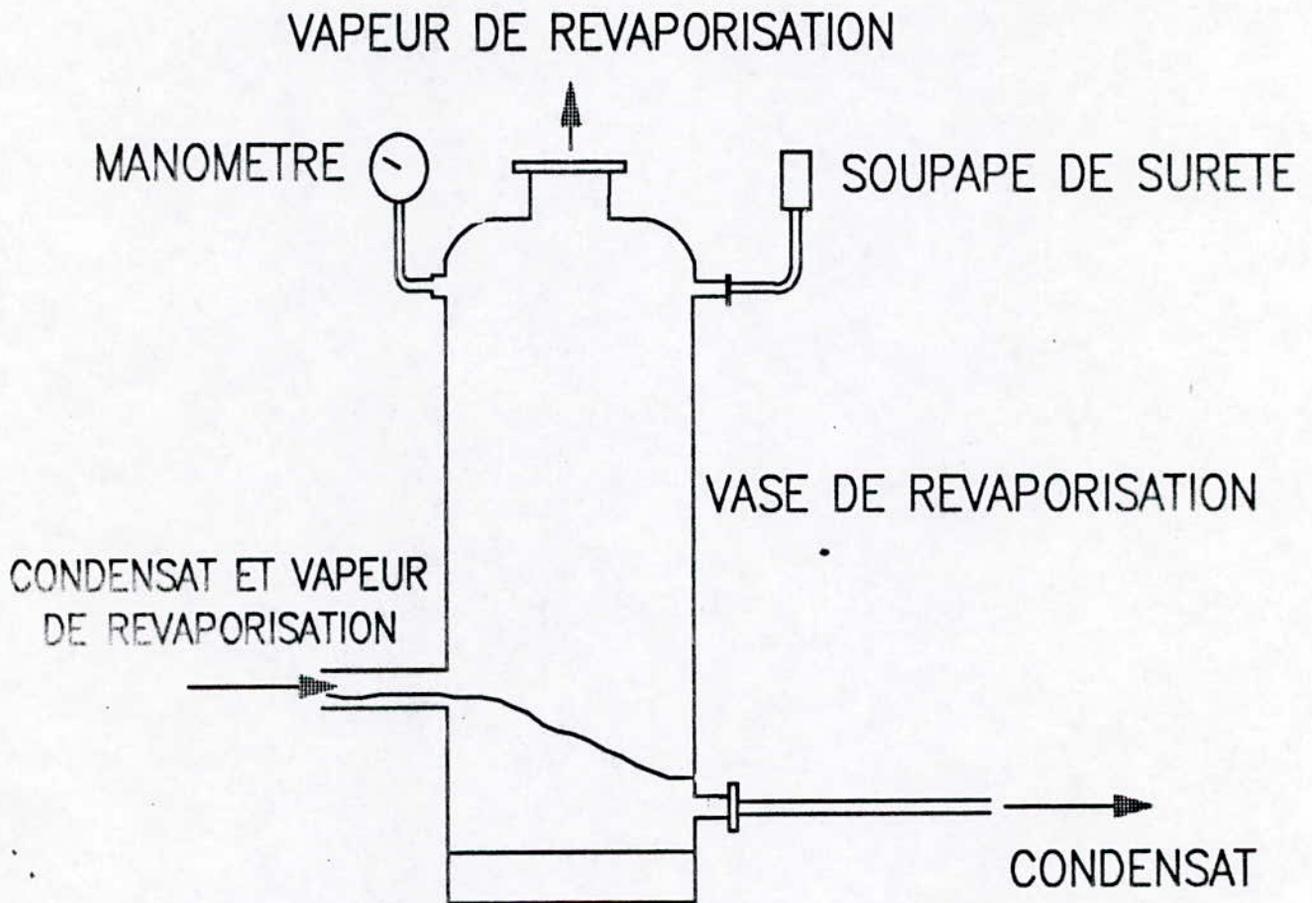


FIGURE 6 – RECUPERATION DE LA VAPEUR DE REVAPORISATION

**ASPECT ENERGETIQUE DU
RESEAU VAPEUR**

INTRODUCTION

L'établissement des bilans de chaleur et de matière déterminent la consommation de fuel (carburant) et le calcul de la quantité de vapeur générée par la chaudière. Cette étude permet de déterminer la quantité de vapeur consommée par l'unité et par extension, la consommation de chaque atelier.

Etant donnée que la vapeur est générée par la combustion du fuel, la connaissance du débit de fuel est nécessaire pour l'établissement du bilan et de l'évaluation de l'échange thermique.

I CALCUL DE LA CONSOMMATION HORAIRE DE FUEL

Les relevés de la consommation annuelle de fuel sont les suivants :

Période allant du	03-12-91	au	02-02-92	9000l
"	02-02-92	au	10-03-92	"
"	10-03-92	au	25-04-92	"
"	25-04-92	au	27-05-92	"
"	27-05-92	au	13-07-92	"
"	13-07-92	au	15-09-92	"
"	15-09-92	au	24-10-92	"
"	24-10-92	au	01-12-92	"
"	01-12-92	au	27-02-93	"

A partir de ces relevés, il est possible de déterminer le débit horaire de carburant. Pour cela, il faut calculer le nombre d'heures de travail par période.

Les calculs sont basés sur 05 jours ouvrables par semaine à raison de 08 heures par jour, sans compter les jours fériés.

Il faut noter que la période allant du 25-04-92 au 27-05-92 coïncide avec une phase de production à cadence élevée (consommation maximale). Cette phase est retenue pour le calcul du débit maximum.

Le nombre d'heures calculé est égal à 178 heures.

Pendant cette période le débit de fuel est égal à:

$$D_{fl} = 9000/178 = 50.56 \text{ l/hr}$$

Le fuel utilisé pour le chauffage est du type domestique dont les caractéristiques physico-chimiques sont:

- Densité: $\rho_{fl} = 0.820$;
- Pouvoir calorifique supérieur (PCS): PCS = 10988 kcal/kg;
- Pouvoir calorifique inférieur (PCI): PCI = 10074 kcal/kg;

Connaissant ces données, le débit massique de fuel domestique (M_{fl}) est:

$$\begin{aligned} M_{fl} &= D_{fl} * \rho_{fl} * 1.0 \\ M_{fl} &= 50.56 * 0.820 * 1.0 = 41.4 \text{ kg/hr} \end{aligned}$$

Ce débit massique permet de déterminer la quantité de chaleur libérée par la combustion grâce à un bilan thermique de la chaudière.

II BILAN DE CHALEUR DANS LA CHAUDIERE

Actuellement, la vapeur délivrée à la sortie de la chaudière est à la pression de 4.5 bar. La vapeur est saturée sèche.

L'eau passe par les états thermodynamiques schématisés sur la figure 7 et ceci pour obtenir la vapeur nécessaire au fonctionnement du réseau.

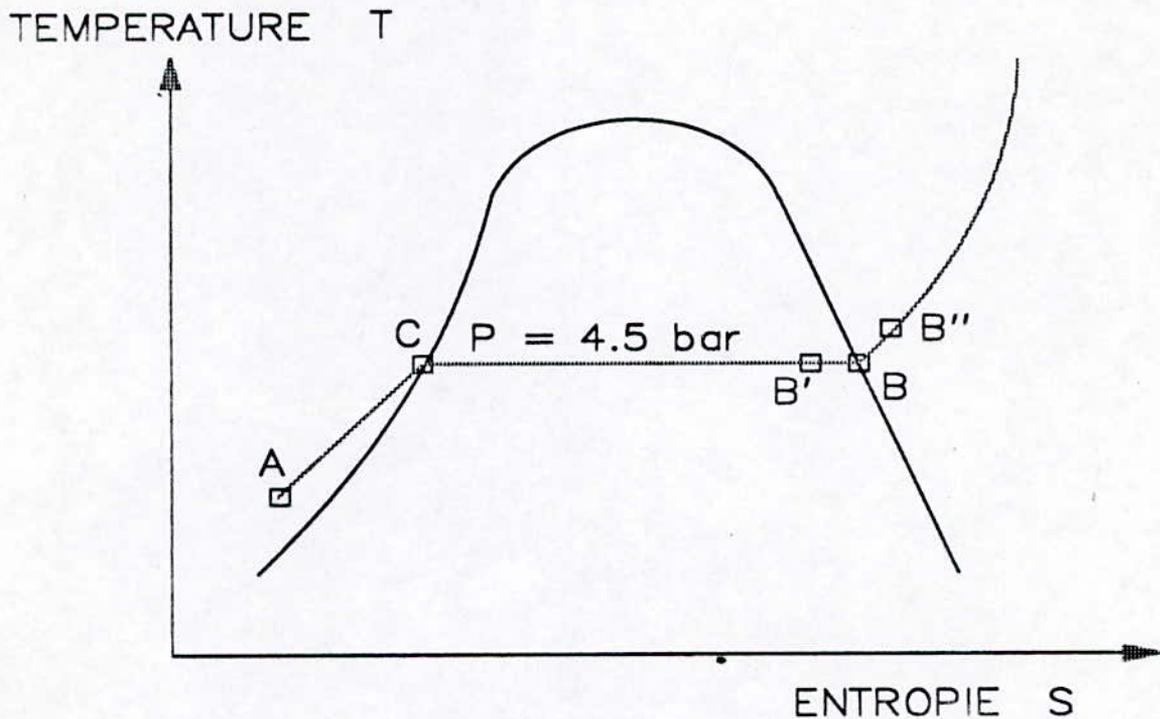


FIGURE 7 – DIAGRAMME (T,S) DE L'EAU

L'eau se trouve à l'état A. Elle subit un chauffage isobare ($P=4.5$ bar), jusqu'au point C. A ce point apparaissent les premières bulles de vapeur.

L'eau se vaporise à pression et température constantes jusqu'à atteindre la zone B'B'' intitulée : saturée sèche.

Les grandeurs thermodynamiques de la vapeur sont connues avec précision au point B [5]. Par commodité de calcul, nous supposons que l'on se trouve à la limite de la courbe de saturation (vapeur saturée sèche) au point B.

L'eau utilisée à l'entrée de la chaudière est prise à la température ambiante, soit en moyenne 10°C .

Etat A : P = 4.5 bar absolu
 T = 10 °C

L'état thermodynamique de la vapeur saturée sèche est le suivant: (voir tableau A1 en annexe)

Etat B : P = 4.5 bar absolu
 T = 147 °C
 C₁ = 506.8 kcal/kg

La chaleur nécessaire à cette transformation est fournie par la combustion du fuel

$$Q_{fl} = M_{fl} * PCI$$

soit

$$Q_{fl} = 41.4 * 10074 = 417064 \text{ kcal/hr}$$

Nous utilisons le pouvoir calorifique inférieur pour le calcul de la puissance fournie à la chaudière car, le pouvoir calorifique supérieur est rapporté à l'eau à l'état liquide. Il n'a de sens que si la chaleur contenue dans la vapeur d'eau des gaz de combustion peut être rendue utilisable. Ceci ne se produit pas dans l'exploitation des chaudières. L'eau s'échappe au contraire par la cheminée. Pour ce motif, seul le pouvoir calorifique inférieur a une signification pratique [6].

La quantité de chaleur fournie à l'eau est :

$$Q_e = M_e * C_{pe} * (147-10) + M_e * C_1$$

En négligeant les pertes thermiques dans la chaudière, la totalité de la chaleur cédée par la combustion est reçue par l'eau.

$$Q_e = Q_{fl}$$

soit

$$M_e * C_{pe} * (147-10) + M_e * C_l = Q_{fl}$$

d'où :

$$M_e = Q_{fl} / (C_{pe} * (147-10) + C_l)$$
$$M_e = 417064 / (1 * (147-10) + 506.8) = 648 \text{ kg/hr}$$

Cette quantité de vapeur est calculée selon les hypothèses suivantes:

- Vapeur saturée sèche;
- Combustion complète;
- Pertes thermiques négligeables.

III CALCUL DU DEBIT REEL DE VAPEUR

Le débit de vapeur déterminé précédemment est théorique. Il est intéressant de calculer le débit réel de vapeur afin d'évaluer le rendement du réseau vapeur.

En régime permanent, le débit de vapeur dans l'installation est égal à la somme des débits du condensat¹ au niveau des différents ateliers, d'où la nécessité de mesurer les débits de condensat sur chaque équipement.

1 Condensat : vapeur condensée.

Les mesures effectuées au niveau de chaque appareil, consistent à fixer le temps de collecte à 30 secondes et à mesurer le volume de condensat recueilli. Cinq mesures sont réalisées par souci de reproductibilité des résultats.

1 - ATELIER POMMADE

Les mesures effectuées sur la cuve de mélange (FRYMA) sont les suivantes :

TABLEAU 1 - VOLUMES DE CONDENSAT RECUEILLIS DANS L'ATELIER POMMADE

EXPERIENCE	VOLUME DU CONDENSAT (litres)
1	$v_1 = 0.71$
2	$v_2 = 0.75$
3	$v_3 = 0.73$
4	$v_4 = 0.72$
5	$v_5 = 0.74$

Le volume moyen est égal à: $v_m = (v_1+v_2+v_3+v_4+v_5)/5$

soit

$$v_m = 0.73 \text{ l}$$

le débit horaire du condensat est:

$$D_c = v_m * 120 = 87.6 \text{ l/hr}$$

La température du condensat varie entre 90 °C et 95 °C. la moyenne arithmétique est:

$$T_m = (90+95) / 2 = 92.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A cette température, la densité de l'eau est donnée dans le tableau A2 en annexe:

$$\Gamma_e = 0.964.$$

Le débit massique du condensat est :

$$M_{cl} = D_{cl} * \Gamma_e * 1.0$$

soit

$$M_{cl} = 87.6 * 0.964 * 1.0$$

$$M_{cl} = 84 \text{ kg/hr}$$

Etant donné que la vapeur se condense totalement, les débits de la vapeur et du condensat sont égaux.

2 - ATELIER SIROP

Les mesures effectuées sur la cuve à mélange (GUERIN) donnent les résultats suivants :

TABLEAU 2 - VOLUMES DE CONDENSAT RECUEILLIS DANS L'ATELIER SIROP

EXPERIENCE	VOLUME DE CONDENSAT (litres)
1	$v_1 = 2.2$
2	$v_2 = 2.4$
3	$v_3 = 2.3$
4	$v_4 = 2.2$
5	$v_5 = 2.4$

Le volume moyen est égal à:

$$v_m = (v_1 + v_2 + v_3 + v_4 + v_5) / 5$$

soit $v_m = 2.3 \text{ l}$

Le débit horaire du condensat est égal:

$$D_{c2} = 2.3 * 120 = 276 \text{ l/hr}$$

La température des condensats varie entre 80 °C et 83 °C. La moyenne arithmétique est:

$$T_m = 81.5 \text{ °C}$$

A cette température, la densité de l'eau est :

$$\rho_e = 0.971$$

Le débit massique de condensat est:

$$M_{c2} = D_{c2} * \rho_e * 1.0$$

soit $M_{c2} = 268 \text{ kg/hr}$

3 - ATELIER COMPRIMES

Le débit d'air utilisé par le sécheur à lit fluidisé (STREA 100) est égal à 2 m³/s.

La température d'entrée de l'air est 10 °C. Celle-ci est portée à 60 °C, soit une température moyenne de l'air dans le réchauffeur:

$$t_{am} = (60 + 10) / 2 = 35 \text{ °C}$$

Les propriétés thermodynamiques de l'air à la température moyenne t_{am} et à la pression atmosphérique sont: (tableau A3 en annexe)

$$\rho_a = 1.147 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{p_a} = 1.005 \text{ kJ/(kg } ^\circ\text{C)} = 0.240 \text{ kcal/(kg } ^\circ\text{C)}$$

Le débit horaire d'air est:

$$D_a = 2 * 3600 = 7200 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Le débit massique sera alors :

$$M_a = D_a * \rho_a$$

$$M_a = 7200 * 1.147 = 8258.4 \text{ kg/hr}$$

La quantité de chaleur nécessaire au chauffage de l'air est:

$$Q_a = M_a * C_{p_a} * (60-10)$$

soit

$$Q_a = 8258.4 * 0.240 * 50 = 99101 \text{ kcal/hr}$$

Cette valeur correspond à la puissance que doit fournir le réchauffeur.

La vapeur se condense dans le réchauffeur à la pression de 3.5 bar. Le tableau des propriétés physiques de la vapeur (tableau A1 annexe), donne pour cette pression une chaleur latente $C_l = 513 \text{ kcal/kg}$.

En supposant les pertes thermiques négligeables, le débit de condensat est:

$$M_{c3} = Q_a / C_l$$

soit

$$M_{c3} = 99101 / 513 = 193 \text{ kg/hr}$$

Le débit total du condensat dans le réseau vapeur est :

$$M_c = M_{c1} + M_{c2} + M_{c3}$$

soit

$$M_c = 84 + 268 + 193$$

$$M_c = 545 \text{ kg/hr.}$$

Il faut noter que le débit total du condensat (débit total de vapeur) est inférieur au débit de vapeur théorique car ce dernier a été calculé selon certaines hypothèses simplificatrices (combustion complète et pertes de chaleur négligeables). Mais il y a lieu d'ajouter le phénomène de revaporisation qui doit être pris en considération.

Le rapport des débits réel et théorique donne le rendement du réseau vapeur :

$$\eta = (545 / 648) * 100 = 84 \%$$

" η " est le rendement global du réseau vapeur de l'unité. Sa valeur est conforme à la norme généralement admise qui varie entre 70 et 95% [7]. Cependant, il est possible d'augmenter le rendement du réseau vapeur d'une manière significative en récupérant le condensat, mais, aussi en produisant une vapeur plus sèche par élimination de l'eau contenue dans la vapeur.

La récupération du condensat est un moyen pratique d'augmenter le rendement du réseau vapeur. Ceci se manifeste par une diminution de la quantité de fuel nécessaire au fonctionnement du réseau vapeur.

IV CALCUL DU GAIN EN FUEL LORS DE LA RECUPERATION DU CONDENSAT

Le condensat est à une température de 100 °C. Toutefois, en tenant compte des pertes thermiques dans la conduite, le condensat retourne à la chaudière à une température inférieure à 100 °C. Nous fixons la limite inférieure de température à 80 °C.

Le débit massique du condensat: 545 kg/hr.

Température d'entrée (eau): 80 °C

Température de sortie (vapeur saturée à 4.5 bar): 147 °C

Le bilan de chaleur s'écrit:

$$M_e * C_{pe} * (147 - 80) + M_e * C_l = M_{fl} * PCI$$

d'où:

$$M_{fl} = (M_e * C_{pe} * (147 - 80) + M_e * C_l) / PCI$$

$$M_{fl} = (545 * 1.0 * (147 - 80) + 545 * 506.8) / 10074$$

soit

$$M_{fl} = 31.0 \text{ kg/hr}$$

Nous constatons que le débit de fuel a diminué lors de la récupération du condensat. Cette économie se traduit par un gain de fuel égal à:

$$DM_{fl} = 41.4 - 31.0 = 10.4 \text{ kg/hr}$$

Soit en pourcentage:

$$(10.4 / 41.4) * 100 = 25 \%$$

La récupération du condensat permet une économie de 25 % en carburant. Ce qui a une grande incidence sur le coût du fonctionnement de l'installation.

CALCUL DES EQUIPEMENTS

I CALCUL DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

L'unité SAIDAL souhaite installer un réseau d'eau chaude à usage sanitaire. Deux alternatives se présentent :

1^{ère} Alternative: Utilisation des condensats à un usage sanitaire.

Cette variante ne peut être réalisée en pratique, vu le caractère intermittent du fonctionnement des équipements, ce qui n'assure pas un débit constant et ne pourvoit pas la quantité désirée, car le condensat ne fournit pas la quantité d'eau chaude demandée.

2^{ème} Alternative: Calcul d'un échangeur de chaleur utilisant la vapeur pour le chauffage.

Le réseau vapeur est capable de fournir la quantité de vapeur nécessaire au chauffage de l'eau à usage sanitaire.

La mise en place d'un échangeur de chaleur (qui utilise la vapeur comme fluide chaud) permet de mettre à notre disposition de l'eau à la température désirée mais aussi en quantité souhaitée. Cet échangeur sera placé dans le réseau vapeur (voir Figure 8).

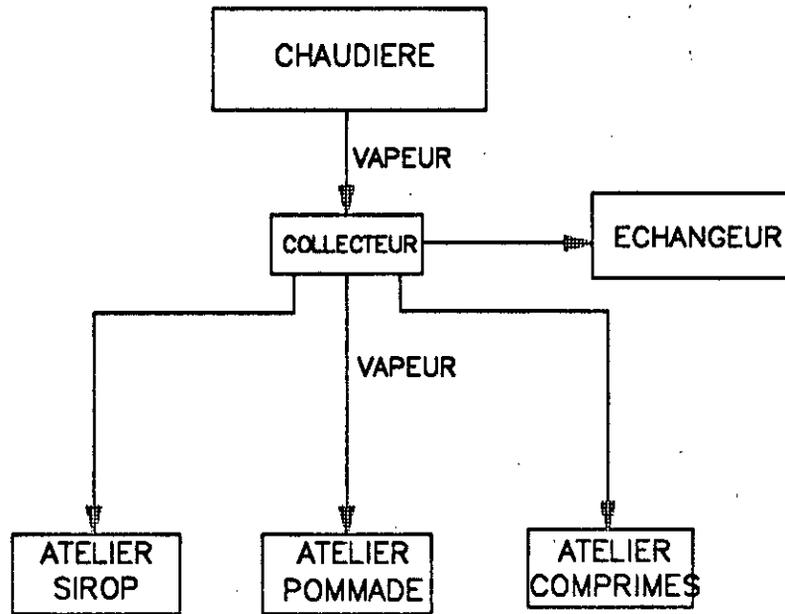


FIGURE 8 – RESEAU VAPEUR AVEC ECHANGEUR DE CHALEUR

1 ESTIMATION DES BESOINS EN EAU CHAUDE DE L'UNITE

Etant donné que l'eau chaude est destinée à un usage sanitaire, il serait souhaitable que toutes les manipulations ne dépassent pas les 60 °C [8]. Cependant, pour pallier aux pertes thermiques lors du transport jusqu'aux points d'utilisation, il est conseillé de produire une eau légèrement plus chaude. Ainsi, il faut généralement prévoir une température supérieure d'au moins 10 °C par rapport à la température souhaitée [9], soit une température de 70 °C à la sortie de l'échangeur.

Les variations saisonnières de la température de l'eau sont les suivantes:

Eté $10\text{ °C} \leq T \leq 16\text{ °C}$

Hiver $5\text{ °C} \leq T \leq 10\text{ °C}$

La température moyenne de référence est égale à 10°C. La consommation horaire type par poste en usine est:

Lavabo public	45 l/hr
Douche	600 l/hr
Lavage vaisselle (sanitaire)	8000 l/hr

La quantité d'eau utilisée pour le lavage de la cuve de sirop est estimée à 8000 litres.

L'eau chaude alimente les postes suivants :

TABLEAU 3 - NOMBRE DE POSTES UTILISANT L'EAU CHAUDE

TYPE DE POSTE	NOMBRE
Lavabos	06
Douches	06

La quantité totale d'eau chaude consommée par heure est:

$$D' = 6 * 45 + 6 * 600 + 2 * 4000 = 11870 \text{ l/hr}$$

$$D' \approx 12000 \text{ l/hr}$$

La consommation horaire en eau chaude d'une usine n'est pas égale au total de chacun des postes. Il faut introduire un coefficient de simultanéité (Probabilité que tous les appareils soient utilisés en même temps). La valeur de ce coefficient est généralement égale à 0.2 [8].

La consommation effective de l'unité est :

$$D' = 12000 * 0.2 = 2400 \text{ l/hr}$$

La masse volumique de l'eau est proche de l'unité pour l'intervalle de température considéré (10 °C - 60 °C).

Le débit massique d'eau est sensiblement égal au débit volumique.

$$M' = 2400 \text{ kg/hr}$$

Cette valeur du débit massique d'eau chaude sera retenue pour le calcul de l'échangeur de chaleur.

1. CALCUL DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

L'échange de chaleur peut se faire dans différents types d'appareils, nous pouvons citer:

- échangeur du type faisceau calandre;
- échangeur du type serpentin noyé dans un ballon de stockage.

Cette liste n'est pas exhaustive. Toutefois, nous retiendrons ces deux types d'appareils, car ce sont les appareils les plus fréquemment utilisés en industrie.

35

L'échangeur utilisera de la vapeur disponible au niveau de l'unité.

2.1 CALCUL DE L'ECHANGEUR DU TYPE FAISCEAU CALANDRE

Ce type d'échangeur est le plus répandu en industrie. L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes montés dans deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. Le faisceau est logé dans une calandre .

Tous les éléments entrant dans la construction de l'échangeur ont fait l'objet d'une normalisation publiée par la T.E.M.A. (Tubular Exchanger Manufacturers Association) qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux divers conditions de fonctionnement [10].

La perte de charge dans la calandre est estimée en prenant la moitié de la valeur calculée pour le débit total de vapeur dans les conditions d'entrée [3].

$$DP_c = (n_c * f_c * G_c^2 * (N_c + 1) * D_c) / (2.542 * 10^{15} * D_e * d_v)$$

Le coefficient f_c est en fonction du nombre de Reynolds R_e caractérisant l'écoulement de la vapeur.

A.1. BILAN THERMIQUE

La vapeur (fluide chaud) utilisée pour l'échange de chaleur a les propriétés thermodynamiques suivantes:(voir tableau A1 en annexe).

état physique	vapeur saturée sèche;
pression	$P = 3.5$ bar;
température	$T_v = 138$ °C;
chaleur latente	$C_l = 513$ kcal/kg.

37

Cette vapeur subit une condensation et sort de l'échangeur dans l'état thermodynamique suivant:

état physique	liquide;
pression	$P = 3.5$ bar;
température	$T_v = 138$ °C.

L'eau (fluide froid) rentre dans l'échangeur avec les propriétés thermodynamiques suivantes:

état physique	liquide;
pression	$P = 1$ bar;
température	$t_1 = 10$ °C;

chaleur spécifique $C_{p_e} = 1 \text{ kcal}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$.

L'eau sort de l'échangeur avec les propriétés thermodynamiques suivantes:

état physique liquide;
température $t_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$;
chaleur spécifique $C_{p_e} = 1 \text{ kcal}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$;

La quantité d'eau à réchauffer est:

$$M' = 2400 \text{ kg/hr}$$

Le bilan thermique s'écrit:

$$Q = M * C_1 = M' * (t_2 - t_1) * 1.0$$

soit

$$Q = 2400 * (70 - 10) = 144\,000 \text{ kcal/hr}$$

La quantité de vapeur qui libère cette chaleur sera alors égale à:

$$M = Q / C_1$$

soit

$$M = 144\,000 / 513 = 280 \text{ kg/hr}$$

Ce débit représente la quantité de vapeur qui doit circuler dans l'échangeur.

A.2. DIFFERENCE DE TEMPERATURE LOGARITHMIQUE MOYENNE

L'échange de chaleur se fait selon le schéma de la figure 9. La différence de température logarithmique moyenne est égale à:

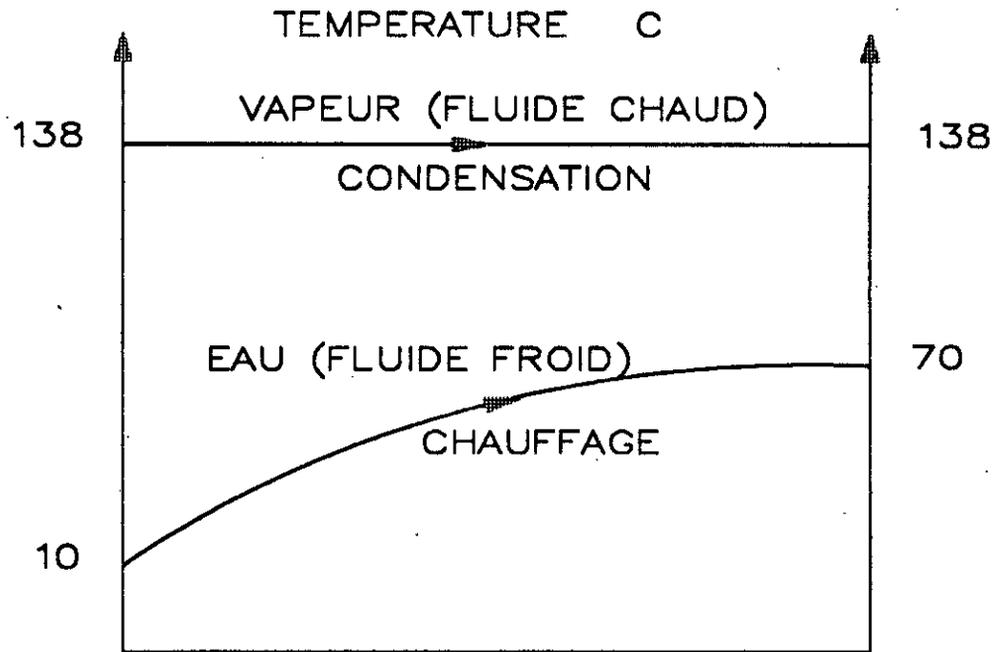


FIGURE 9 — EVOLUTION DE LA TEMPERATURE DES FLUIDES AU COURS DE L'ECHANGE DE CHALEUR

$$DTLM = (Dt_1 - Dt_2) / \ln(Dt_1 / Dt_2)$$

avec

$$Dt_1 = T_v - t_1 = 138 - 10 = 128$$

$$Dt_2 = T_v - t_2 = 138 - 70 = 68$$

soit

$$DTLM = (128 - 68) / \ln(128 / 68) = 94.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A.3. CALCUL DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DE L'EAU

La température moyenne de l'eau dans l'échangeur est:

$$t_m = 0.5 * (t_1 + t_2)$$

soit

$$t_m = 0.5 * (70 + 10) = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A cette température, les propriétés thermodynamiques de l'eau sont: (tableau A2 en annexe)

$$\rho = 0.992$$

$$k = 63.5 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m } ^\circ\text{C)} = 0.547 \text{ kcal/(hr m } ^\circ\text{C)}$$

$$\mu = 0.6533 \text{ cPo}$$

A.4. CHOIX DE L'APPAREIL ET CALCUL DU COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSFERT DE CHALEUR

L'échangeur de chaleur doit être à tête flottante (voir figure 10), car, il existe une trop grande différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid. Entraînant ainsi une dilatation excessive du faisceau tubulaire [11].

A.4.1 CALCUL DE LA CALANDRE

Les calandres des échangeurs sont construites en acier au carbone. Pour un diamètre nominal inférieur à 60.96 cm (24 in) et une pression de service inférieure à 20 kg/cm², la calandre est constituée par un tube I.P.S. (International Pipe Size).

La pression de service de l'échangeur de chaleur est égale à 3.6 kg/cm².

Le tableau A5 en annexe, nous indique les caractéristiques des tubes I.P.S. Notre choix s'est porté sur un type de tube ayant les caractéristiques suivantes:

diamètre nominal (in)	8	(20.32 cm)
diamètre extérieur (cm)	21.907	
schedule ¹ n° 80		
diamètre intérieur (cm)	19.367	
section (cm ²)	481.690	
masse (kg/m)	81.55	

1 Schedule Number= 1000 x P / S

P: Pression d'utilisation

S: Section intérieure des tubes en cm de diamètre

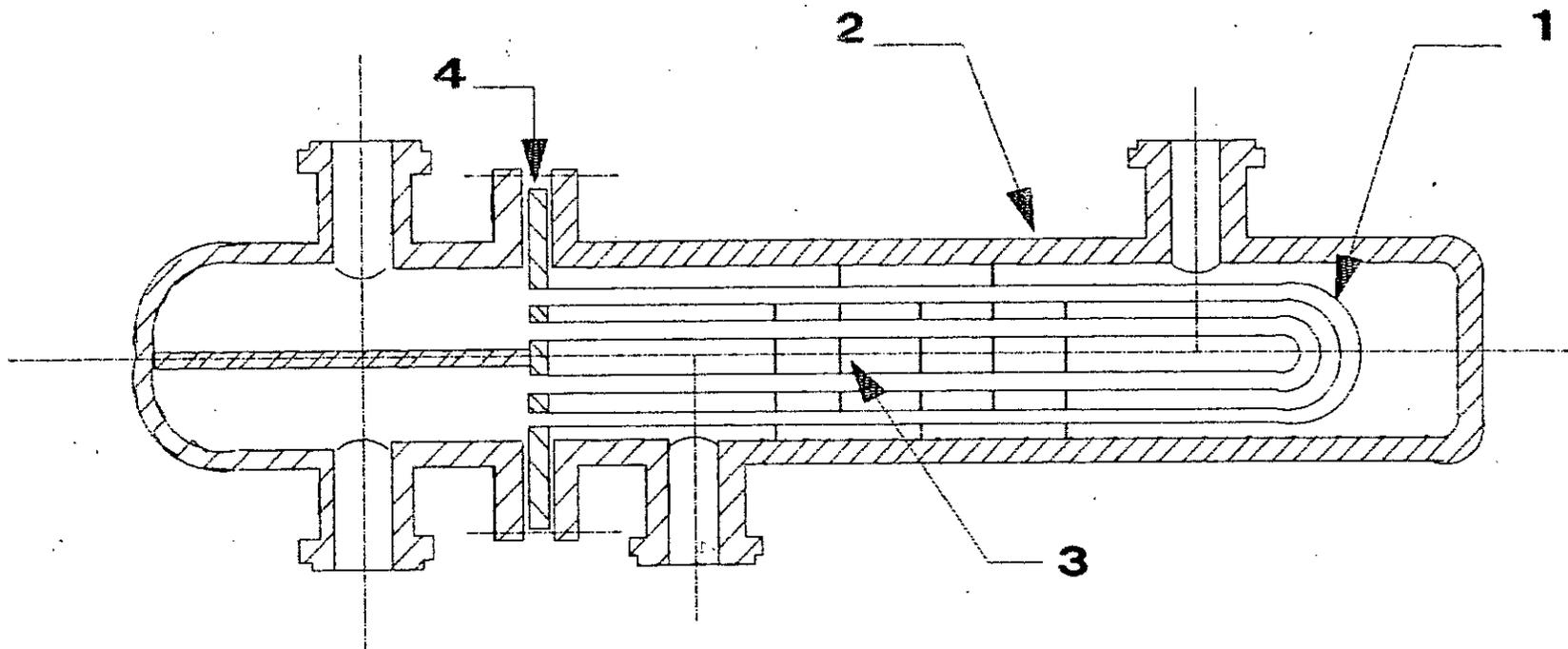


FIGURE 10 - ECHANGEUR TUBULAIRE A TETE FLOTTANTE

- 1 FAISCEAU TUBULAIRE**
- 2 CALANDRE**
- 3 CHICANE**
- 4 PLAQUE TUBULAIRE FLOTTANTE**

A.4.2 CALCUL DES TUBES

Les tubes constituant le faisceau forment une classe spéciale répondant aux spécifications du tableau A6 en annexe.

Les dimensions des tube sont normalisés selon le calibre B.W.G. (Birmingham Wire Gage).

Notre choix s'est porté sur des tubes en acier inox, dont les caractéristiques sont :

diamètre extérieur (in)	1	(2.54 cm)
B.W.G.	18	
épaisseur (mm)	1.24	
diamètre intérieur (cm)	2.291	
section (cm ²)	4.122	
masse (kg/m)	0.811	
surface (m ² /m)		
extérieur	0.0798	
intérieur	0.0720	42
moyenne	0.0759	

A.4.3 CARACTERISTIQUES DE L'ECHANGEUR

Les tubes seront fixés à chacune de leurs extrémités dans deux plaques tubulaires. Le pas entre tube est égal à 1.25 in (3.175 cm). La disposition des tubes est en carré afin de faciliter le nettoyage par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau.

Connaissant le type des tubes et leur disposition, il est possible d'estimer le nombre de tubes pouvant être montés sur une plaque tubulaire. Un décompte des tubes en

fonction de D_c (diamètre intérieur de la calandre), du nombre de passes dans le faisceau, du diamètre des tubes et de leur disposition est proposé dans le tableau A7 en annexe.

L'échangeur possède les caractéristiques suivantes:

diamètre de la calandre	$D_c =$	8 in	(20.32 cm);
diamètre des tubes	$d_0 =$	1 in	(2.54 cm);
pas entre tubes	$Pa =$	1.25 in	(3.175 cm);
nombre de passes côté tube	$n_t =$	4	

L'espacement entre chicanes doit être compris entre $D_c/5$ et D_c [10]. Nous choisissons un espacement entre chicanes égal à:

$$B = D_c/2 = 4 \text{ in} \quad (10.16 \text{ cm}).$$

Le tableau A7 en annexe, nous indique que le nombre de tubes pouvant être montés sur la calandre de 8 in est égal à 14.

Pour une longueur de tube égale à $l = 1$ m, la surface d'échange de chaleur est égale à:

$$A = A_t * N_t * l$$

soit

$$A = 0.0759 * 14 * 1 = 1.0626 \text{ m}^2$$

La valeur du coefficient de transfert sale est:

$$U_s = Q / (A * \text{DTLM})$$

soit

$$U_s = 144\,000 / (1.0626 * 94.8)$$

$$U_s = 1430 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

La méthode de Kern [12] (annexe 2) est utilisée pour le calcul de l'échangeur. Cette méthode tient compte de la géométrie du faisceau et définit un diamètre équivalent, fonction de la disposition des tubes.

Pour un pas carré le diamètre équivalent est :

$$D_e = ((4 * P_a^2) / (\pi * d_0)) - d_0$$

TUBES (EAU)	CALANDRE (VAPEUR)
<u>A.5.1 - SECTION PAR PASSE</u>	<u>A.5.2 - SECTION PAR PASSE</u>
$s_t = (N_t/n_t) * \pi * d_i^2/4$ $S_t = (14/16) * \pi * (2.291 \cdot 10^{-2})^2$ $s_{ct} = 6.4 \text{ in}^2$ $s_t = 1.44 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	$s_{ct} = (D_c/P_a) * (P_a - d_0) * B$ $s_{ct} = (8/1.25) * (1.25 - 1) * 4$ $s_{ct} = 4.13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
<u>A.6.1 - VITESSE MASSIQUE</u>	<u>A.6.2 - VITESSE MASSIQUE</u>
$G_t = M' / s_t$ $G_t = 2400 / 1.44 \cdot 10^{-3}$ $G_t = 1.667 \cdot 10^6 \text{ kg}/(\text{hr m}^2)$	$G_{ct} = M / s_{ct}$ $G_{ct} = 280 / 4.129 \cdot 10^{-3}$ $G_{ct} = 6.78 \cdot 10^4 \text{ kg}/(\text{hr m}^2)$
<u>A.7.1 - VITESSE LINEAIRE</u>	<u>A.7.2 - DEBIT MASSIQUE LINEAIRE</u>
$V_t = G_t / (3.6 \cdot 10^6 * r^2)$ $V_t = 1.667 \cdot 10^6 / (3.6 \cdot 10^6 * 0.992)$ $V_t = 0.467 \text{ m/s}$	$G_H = M / (1 * N_t^{2/3})$ $G_H = 280 / (1 * 14^{2/3})$ $G_H = 48.20 \text{ kg}/(\text{hr m})$

<p align="center"><u>A.8.1 - COEFFICIENT DE TRANSFERT</u></p>	<p align="center"><u>A.8.2 - COEFFICIENT DE TRANSFERT</u></p>
<p>Lecture sur la figure A1 en annexe donne: $h = 2300 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ pour un tube de 3/4 in 16 BWG</p> <p>facteur de correction pour un tube de 1", $F = 0.96$</p> <p>$h_i = h * F = 2300 * 0.96$ $h_i = 2208 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$</p> <p align="center"><u>A.9.1. -</u></p> <p>$h_{i0} = h_i * d_i/d_0$ $h_{i0} = 2400 * 2.291/2.540$</p>	<p>Nous supposons $h_c = 7000 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$.</p> <p>$t_l = 138 - (1992/(7000+1992))*$ $*(138-40) = 116.3 \text{ }^\circ\text{C}$</p> <p>$t_f = 0.5 (116.3 + 138) = 127 \text{ }^\circ\text{C}$ à cette température: (voir tableau A2 en annexe)</p> <p>$\Gamma = 0.937$ $B = 0.591 \text{ kcal}/(\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ $\mu = 0.2237 \text{ cPo}$</p> <p>La lecture sur la figure A2 en annexe donne: $h_c = 8000 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$</p>
<p>$h_{i0} = 1992 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$</p>	<p>- Nous supposons $h_c = 9000 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$</p> <p>$t_l = 138 - (1992/(1992+9000))*$ $*(138-40) = 120.2 \text{ }^\circ\text{C}$</p> <p>$t_f = 0.5(138+120.2)$ $t_f = 129.1 \text{ }^\circ\text{C}$ à cette température:</p> <p>$\Gamma = 0.934$ $B = 0.591 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ $\mu = 0.2198 \text{ cPo}$</p> <p>La lecture sur la figure A2 en annexe donne</p>

	$h_c = 9000 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2\text{°C})$ <p>La procédure de calcul converge pour une valeur de $9000 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2\text{°C})$.</p> $h_c = 9000 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2\text{°C})$
	<p><u>A.9.2 -</u></p> $R_{ef} = 4 * G_H / \mu$ $R_{ef} = 4 * 48.20 / (3.6 * 0.2198)$ $R_{ef} = 244 < 2100.$
<p><u>A.10. - COEFFICIENT DE TRANSFERT PROPRE</u></p> $U_p = 1992 * 9000 / (1992 + 9000)$ $U_p = 1631 \text{ kcal}/(\text{hr m}^2\text{°C})$ $R_s = 8.6 * 10^{-5} (\text{hr m}^2\text{°C})/\text{kcal}$	<p><u>A.11. - RESISTANCE PAR ENCRASSEMENT</u></p> $R_s = (U_p - U_s) / (U_p * U_s)$ $R_s = (1631 - 1430) / (1430 * 1631)$
	<p><u>A.12. - DIAMETRE EQUIVALENT</u></p> $D_e = (4 * (1.25)^2 / (\pi * 1))^{0.5} - 1$ $D_e = 2.513 \text{ cm} = 0.989 \text{ in}$

<p><u>A.13.1 - NOMBRE DE REYNOLDS</u></p> <p>$R_{et} = d_i * G_t / \mu'$</p> <p>tableau A4 en annexe</p> <p>$\mu_v = 13.47 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$</p> <p>$= 0.0485 \text{ kg/(hr m)}$</p> <p>$R_{et} = 2.291 \cdot 10^{-2} * 1.667 \cdot 10^6 / (3.6 * 0.6533)$</p> <p>$R_{et} = 1.62 \cdot 10^4$</p>	<p><u>A.13.2 - NOMBRE DE REYNOLDS</u></p> <p>$R_{cc} = D_e * G_c / \mu$</p> <p>$R_{cc} = 2.513 \cdot 10^{-2} * 6.78 \cdot 10^4 / 0.0485$</p> <p>$R_{cc} = 3.51 \cdot 10^4$</p>
<p><u>A.14.1 - COEFFICIENT DE FRICTION</u></p> <p>Lecture sur la figure A3 en annexe</p> <p>$f_t = 0.017$</p>	<p><u>A.14.2 - COEFFICIENT DE FRICTION</u></p> <p>Lecture sur la figure A4 en annexe</p> <p>$f_c = 0.125$</p>
<p><u>A.15.1 - PERTE DE CHARGE</u></p> <p>$DP_t = n_t * G_t^2 / (1.271 \cdot 10^{15} * \mu') * ((f_t * l / d_i) + 2)$</p> <p>$n_t = 4$</p> <p>$l = 1 \text{ m}$</p> <p>$d_i = 2.291 \cdot 10^{-2} \text{ m}$</p> <p>$DP_t = 0.024 \text{ kg/cm}^2$</p>	<p><u>A.15.2 - PERTE DE CHARGE</u></p> <p>$DP_c = f_c * G_c^2 * (N_c + 1) * D_c / (2.542 \cdot 10^{15} * \mu_v * D_e)$</p> <p>$\mu_v = 1.872 \cdot 10^{-3}$</p> <p>$N_c = l / B = 10$</p> <p>$N_c = 10$</p> <p>$DP_c = 0.011 \text{ kg/cm}^2$</p>

En résumé, les caractéristiques de l'échangeur faisceau calandre sont:

nombre de tubes	:	14
nombre de passes côté tube	:	4
longueur des tubes	:	1 m
diamètre extérieur des tubes	:	2.54 cm

diamètre intérieur des tubes	:	2.291 cm
surface d'échange de chaleur	:	1.0626 m ²
diamètre de la calandre	:	20.32 cm
nombre de chicanes	:	10
perte de charge (tubes)	:	0.024 kg/cm ²
perte de charge (calandre)	:	0.011 kg/cm ²
poids	:	150 kg

B. REGULATION DE LA TEMPERATURE

La régulation consiste à installer un capteur de température relié à un régulateur afin de contrôler la température de l'eau chaude, au niveau d'une vanne de régulation située sur le circuit de vapeur (voir figure 11), de façon à y maintenir la température constante.

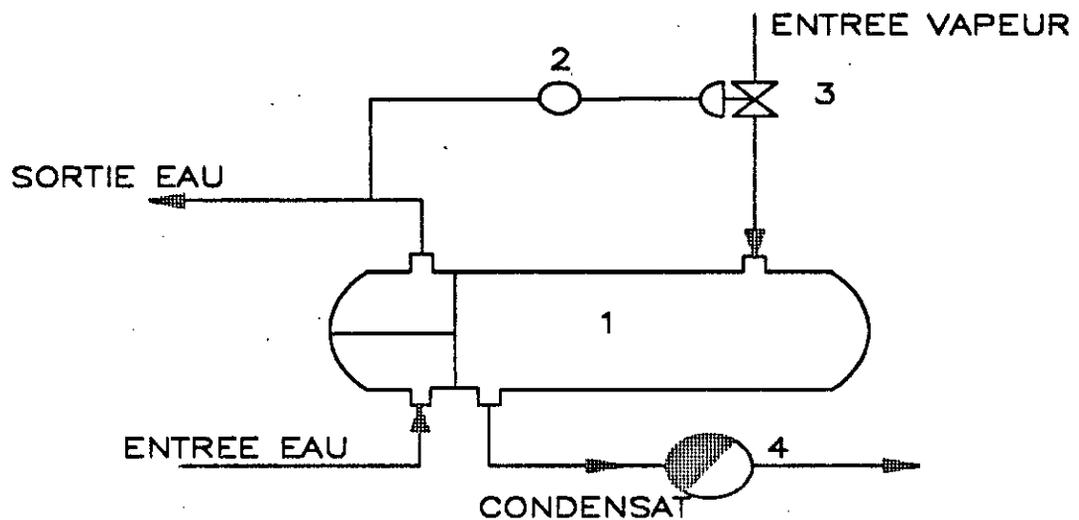


FIGURE 11 — DISPOSITIF DE REGULATION DE LA TEMPERATURE

- 1 ECHANGEUR DE CHALEUR
- 2 CAPTEUR-REGULATEUR DE TEMPERATURE
- 3 VANNE REGULATRICE
- 4 PURGEUR

2.2 CALCUL DE L'ECHANGEUR DU TYPE SERPENTIN NOYE DANS UN BALLON DE STOCKAGE

Dans ce type d'échangeur, la vapeur circule à l'intérieur des tubes. Ces derniers sont noyés dans un ballon (réservoir) contenant de l'eau.

A. CALCUL DE LA SURFACE D'ECHANGE

La capacité du réservoir sera calculée de façon à pouvoir satisfaire la demande d'un certain nombre de points d'utilisations connus. La surface d'échange sera calculée compte tenu de la durée nécessaire pour porter une quantité d'eau à la température requise à partir d'une température plus faible .

La relation liant le temps de chauffage à la surface de chauffe est tirée du bilan de chaleur suivant :

$$Q = U_p * A * DTLM = M * C_l = m' * C_{pe} * (dt/d\theta)$$

Cependant, pour "dt" petit, la DTLM peut être évaluée par la différence de température $DT = T_v - t$ [3]. L'équation précédente s'écrit alors:

$$U_p * A * DTLM = U_p * A * (T_v - t) = m' * C_{pe} * (dt/d\theta)$$

L'intégration de cette équation donne:

$$\int_0^{\theta} d\theta = \int_{t_1}^t m' * C_{pe} / U_p / A (dt / (T_v - t)) \\ = - m' * C_{pe} / U_p / A * [\ln(T_v - t)]_{t_1}^t$$

d'où

$$\theta = -m' * C_{pe} / U_p / A * (\ln(T_v - t) - \ln(T_v - t_1))$$

et

$$A = -m' * C_{pe} / U_p / \theta * (\ln(T_v - t) - \ln(T_v - t_1))$$

B. CALCUL DE LA SURFACE D'ECHANGE DE CHALEUR

Le coefficient d'échange de chaleur propre U_p est compris entre 860 et 1464 kcal/(m² hr °C) [13], la valeur retenue est la moyenne arithmétique: 1162 kcal/(m² hr °C).

Après consultation avec les responsables de l'unité, la durée de chauffage a été fixée à 30 minutes, pour un réservoir contenant 2400 litres d'eau à la température de 10°C.

La surface d'échange A que doit présenter l'échangeur de chaleur est :

$$A = -2400 * 1.00 / (1162 * 0.5) \ln((138-70)/(138-10))$$

soit

$$A = 2.61 \text{ m}^2$$

Le débit de vapeur nécessaire au chauffage est calculé à partir de l'équation de bilan :

$$Q = U_p * A * (T_v - t) = M * C_l$$

soit

$$M = 1162 * 2.61 * (138-70) / 513$$

$$M = 402 \text{ kg/hr}$$

Ce débit de vapeur sert à réchauffer 2400 kg d'eau de 10 °C à 70 °C, pendant un temps de chauffage de 30 minutes. Toutefois, pour une surface de 2.61 m², est donné un programme informatique (annexe 3) qui calcule le débit de vapeur en fonction du temps de chauffage. Ainsi en fonction des besoins, on pourra augmenter ou diminuer le temps de chauffage en agissant sur le débit de vapeur.

B.1. CHOIX DES TUBES

Les tubes sont en acier au carbone. L'épaisseur est normalisée selon la norme B.W.G. (voir tableau A6 en annexe).

Le diamètre et la longueur des tubes devront être choisis de façon à offrir une surface d'échange de 2.61 m² . Les caractéristiques des tubes sont :

diamètre extérieur	:	1 in	(2.54 cm)
B.W.G.	:	18	
épaisseur	:	1.24 mm	
diamètre intérieur	:	2.291 cm	
section	:	4.122 cm ²	
masse	:	0.811 kg/m	
surface			
extérieure	:	0.0798 m ² /m	
intérieure	:	0.0720 m ² /m	
moyenne	:	0.0759 m ² /m	

La surface des tubes est égale à:

$$A = 0.0759 * l$$

d'où

$$l = A / 0.0759 = 2.61 / 0.0759$$

$$l = 34.4 \text{ m}$$

Cette longueur a été calculée en considérant des tubes propres. Mais, il est plus prudent de prévoir l'encrassement des tubes en augmentant la surface d'échange de chaleur de 15 % [14]. La longueur des tubes est:

$$l = 34.4 + 34.4 * 0.15$$

$$l = 39.56 \text{ m}$$

Etant donné que l'espace est réduit dans le ballon de stockage, il est plus judicieux de placer plusieurs tubes au lieu d'un seul, mais en gardant la même longueur.

Les tubes sont fixés à une plaque tubulaire, plongés dans le ballon de stockage (voir figure 12).

L'échangeur est à deux passes. Les tubes ont une longueur de 1 m. Cela nécessite l'utilisation de 40 tubes.

Les tubes sont disposés en carré afin de faciliter le nettoyage par insertion de grattoir.

C. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE DANS LES TUBES

La perte de charge dans les tubes lors de la condensation est donnée par l'équation suivante [10]:

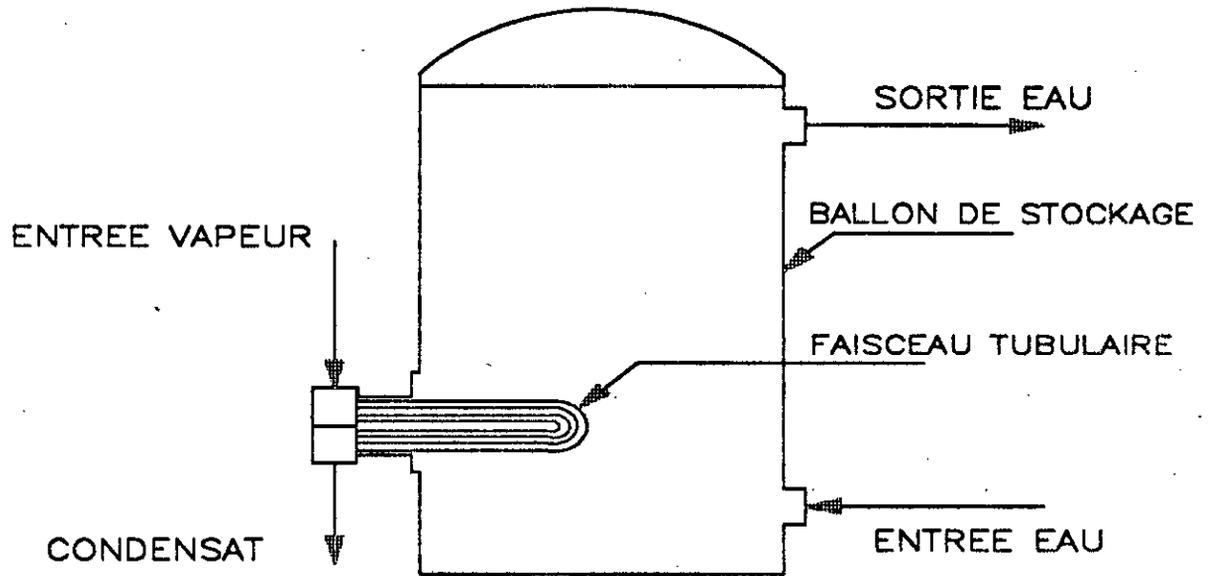


FIGURE 12 – ECHANGEUR A SERPENTIN

$$DP_t = n_t * G_t^2 * ((f_t * l / d_i) + 2) / (2.542 * 10^{15} * \Gamma_v)$$

Les propriétés thermodynamiques de la vapeur sont les suivantes: (voir tableau A4 en annexe)

$$\mu_v = 0.01347 \text{ cPo};$$

$$\Gamma_v = 1.872 * 10^{-3}.$$

Les caractéristiques de l'échangeur sont:

$$M = 402 \text{ kg/hr};$$

$$N_t = 40;$$

$$n_t = 2;$$

$$l = 1 \text{ m};$$

$$d_i = 2.291 \text{ cm}.$$

La section par passe est:

$$s_t = (N_t/n_t) \cdot \pi \cdot d_i^2/4$$

$$s_t = (40/2) \cdot \pi \cdot (2.291 \cdot 10^{-2})^2/4$$

$$s_t = 8.24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

La vitesse massique:

$$G_t = M / s_t$$

$$G_t = 402 / 8.24 \cdot 10^{-3}$$

$$G_t = 48759 \text{ kg}/(\text{hr m}^2)$$

Le nombre de REYNOLDS côté tube:

$$Re_t = d_i \cdot G_t / \nu$$

$$Re_t = 2.291 \cdot 10^{-2} \cdot 48759 / (3.6 \cdot 0.01347)$$

$$Re_t = 23036$$

Le coefficient de friction côté tube est lu sur la figure A3 en annexe.

$$f_t = 0.0155$$

$$DP_t = 2 \cdot (48759)^2 \cdot ((0.0155 \cdot 1/2.291 \cdot 10^{-2}) + 2) / (2.542 \cdot 10^{15} \cdot 1.872 \cdot 10^{-3})$$

$$DP_t = 2.67 \cdot 10^{-3} \text{ kg}/\text{cm}^2$$

54

D. CALCUL DU BALLON DE STOCKAGE

Le ballon de stockage est de forme cylindrique en acier au carbone, avec les dimensions suivantes:

- diamètre	1.30 m
- hauteur	1.80 m

En résumé, les caractéristiques de l'échangeur à serpentin sont:

nombre de tubes	40
longueur du tube	1 m
nombre de passes	2

diamètre extérieur des tubes	2.54 cm
diamètre intérieur des tubes	2.291 cm
surface d'échange	2.61 m ²
perte de charge côté tube	2.67 10 ⁻³ kg/cm ²
volume du ballon	2.4 m ³

E. REGULATION DE LA TEMPERATURE

La régulation de la température se déroule selon le même principe que pour l'échangeur faisceau calandre.

II CALCUL DU VASE DE REVAPORISATION

Le débit global du condensat - à traiter actuellement - est égal à 545 kg/hr. Toutefois, en prévision de l'installation d'un échangeur de chaleur, nous devons tenir compte du condensat supplémentaire.

Le débit de condensat dans l'échangeur à serpentin est le plus important. Il est égal à 402 kg/hr, soit au total, $402 + 545 = 947$ kg/hr.

Le condensat provient du réseau vapeur à 3.5 bar, pour récupérer de la vapeur à la pression de 1 bar.

Calculons le débit de vapeur de revaporisation à récupérer.

le tableau A1 en annexe, donne l'enthalpie de l'eau à 3.5 bar et 1 bar.

PRESSION (bar)	ENTHALPIE LIQUIDE (kcal/kg)
3.5	138.5
1.0	99.1

La différence d'enthalpie entre le condensat à 3.5 bar et 1 bar absolu:

$$138.5 - 99.1 = 39.4 \text{ kcal/kg}$$

A 1 bar, la chaleur latente de l'eau est:

$$C_l = 539.4 \text{ kcal/kg}$$

le débit de vapeur de revaporisation est :

$$M_r = (39.4 * 947) / 539.4 = 69 \text{ kg/hr}$$

Cette quantité de vapeur peut être récupérée et remise en circulation dans le circuit de vapeur.

Pour avoir une bonne séparation et éviter au mieux d'entraîner les gouttelettes d'eau dans la vapeur, il convient que la vitesse de la vapeur dans l'appareil ne dépasse pas 3 m/s [13].

A la pression de 1 bar absolu, le volume massique de la vapeur est de 1.725 m³/kg (tableau A1 en annexe). Le débit volumique de la vapeur sera donc de :

$$D_r = 40 * 1.725 = 119 \text{ m}^3/\text{hr} = 0.033 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pour une vitesse de 3 m/s dans le vase de revaporisation, ce débit volumique correspond à une section de :

$$S = D_r / 3 = 0.033/3 = 0.011 \text{ m}^2$$

Cette valeur correspond à la section que doit avoir le vase de revaporisation pour séparer la vapeur du condensat.

Le diamètre du vase est égal à:

$$d = ((S * 4) / \pi)^{1/2}$$

soit

$$d = ((0.011 * 4) / \pi)^{1/2} = 0.118 \text{ m}$$

Les dimensions des vases de revaporisation sont normalisées. Nous préconisons l'emploi d'un vase de revaporisation dont les dimensions sont (voir figure 13):

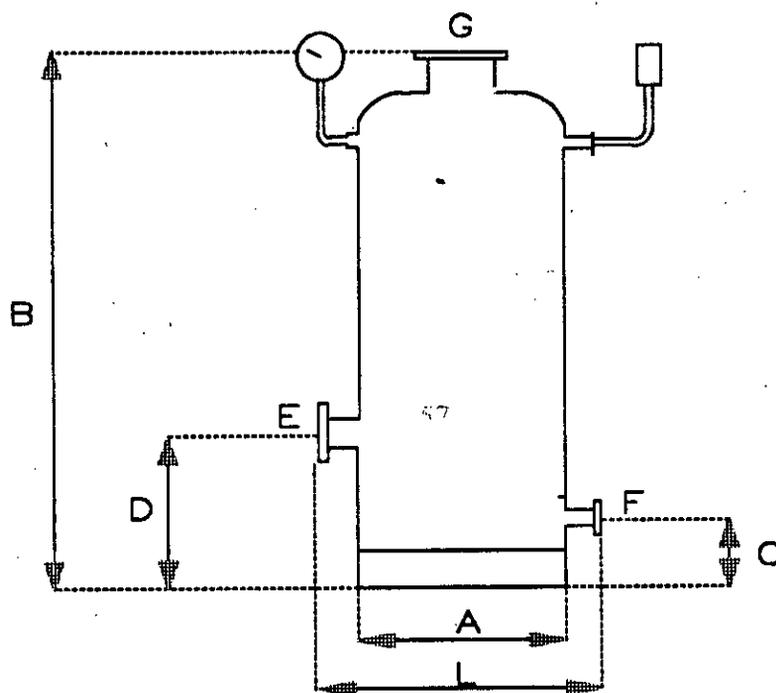


FIGURE 13 — VASE DE REVAPORISATION

A = 168 mm

B = 980 mm

C = 140 mm

D = 304 mm

L = 300 mm

E = 65 mm

F = 40 mm

G = 50 mm

Ce vase peut traiter jusqu'à 900 kg/hr de condensat et 250 kg/hr de vapeur de revaporisation.

La vitesse du condensat dans le vase est égale à 1.5 m/s qui est inférieure à 3 m/s.

III CALCUL DES TUYAUTERIES DE RETOUR DU CONDENSAT

La canalisation de retour doit satisfaire les conditions suivantes :

- Au démarrage, une certaine quantité d'air peut être évacuée par les purgeurs dans les canalisations.
- Cette période sera suivie d'une arrivée importante de condensat froid avec peu ou pas de vapeur de revaporisation.
- Lorsque l'installation a atteint sa température normale, le débit de condensat prend sa valeur de régime, mais il y a formation de vapeur de revaporisation à la sortie des purgeurs d'eau.

L'expérience montre que, si la canalisation de retour est déterminée suivant les conditions de démarrage, le diamètre suffira pour assurer l'écoulement du condensat et de la vapeur de revaporisation dans les conditions de régime normal. Si le débit de condensat au démarrage n'est pas connu, il peut être évalué en pratique, au double du débit en régime [14].

$$\begin{aligned} \text{débit en régime} &= 947 \text{ kg/hr} \\ \text{débit au démarrage} &= 947 * 2 = 1894 \text{ kg/hr} \end{aligned}$$

Le calcul de la conduite doit tenir compte de la perte de charge et du diamètre de la conduite. Un compromis, le plus souvent adopté, consiste à calibrer chaque tronçon de conduite de façon à ce que la perte de charge ne dépasse pas $8 \cdot 10^{-4}$ bar/m (0.8 mbar/m) [13].

Le tracé de la conduite de récupération du condensat est schématisé sur la figure (14).

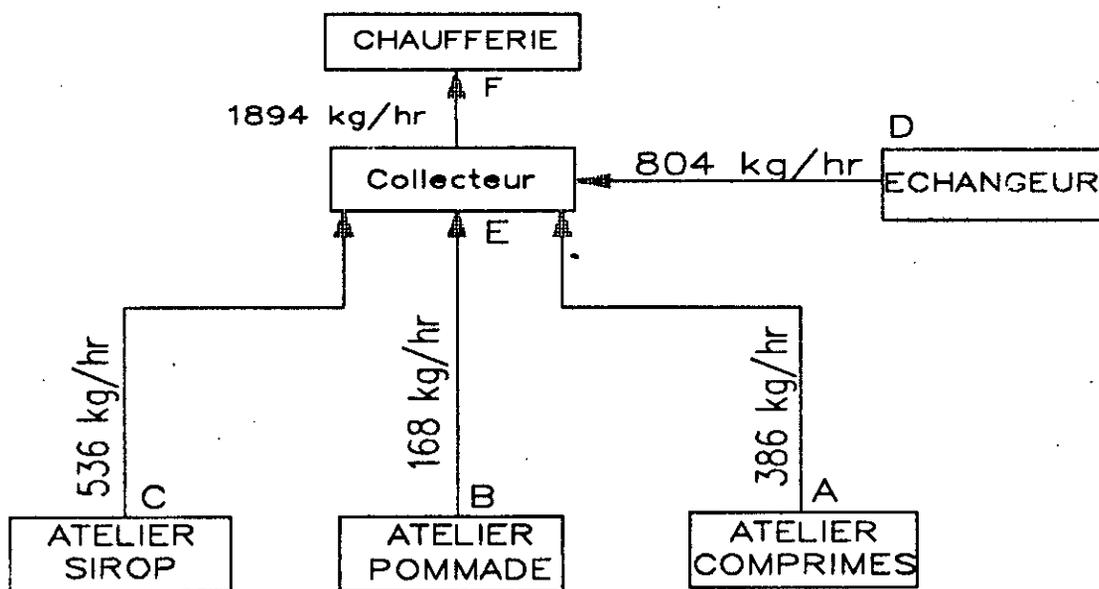


FIGURE 14 — SCHEMA DU RESEAU CONDENSAT

Le tableau A9 en annexe, donne les dimensions des conduites en fonction du débit de condensat et de la perte de charge par mètre de conduite.

En fonction du débit dans chaque tronçon de conduite, nous choisissons un diamètre de conduite auquel est associée une perte de charge.

Le retour des condensats vers la chaufferie peut créer des difficultés dans le transport de l'eau chaude. Ces difficultés sont dues uniquement à la cavitation qui affecte la pompe d'alimentation. Afin d'éviter la cavitation, il existe un moyen très pratique pour le refoulement du condensat vers la bache par utilisation d'une pompe automatique type "OGDEN" (voir figure A5 en annexe). La pompe doit être alimentée à partir d'un collecteur.

TABLEAU 4 - PERTE DE CHARGE DANS LE RESEAU CONDENSAT

Tronçon	longueur (m)	débit max. (kg/hr)	diamètre (mm)	DP' (mbar/m)	DP (mbar)
AE	25	386	25	0.3	7.5
BE	35	168	20	0.3	10.5
CE	25	536	25	0.5	12.5
DE	25	804	32	0.28	7.0
EF	10	1894	40	0.54	5.4
Somme (mbar)					42.9
Perte de charge supplémentaire pour raccord 10%					4.3
Total (mbar)					47.2

Le débit de condensat assuré par la pompe "OGDEN" est fonction du diamètre de la tuyauterie de refoulement, soit :

- 1600 kg/hr pour une pompe OGDEN de 1 in;
- 3600 kg/hr pour une pompe OGDEN de 1.5 in;
- 5500 kg/hr pour une pompe OGDEN de 2 in;

11000 kg/hr pour une pompe OGDEN de 3 in.

Afin d'assurer le retour des condensats, il faut prévoir une pompe OGDEN de 1 in à la sortie de chaque atelier. Ces pompes déversent le condensat dans le vase de revaporation et retourne à la bêche d'alimentation de la chaudière (voir figure 15).

CONCLUSION

CONCLUSION GENERALE

L'amélioration du rendement thermique de l'unité nécessite la mise en oeuvre des mesures suivantes:

- récupérer le condensat.
- produire une vapeur la plus sèche possible et ceci en adoptant les mesures suivantes:

- * augmenter la pression délivrée par la chaudière. Ceci étant possible techniquement, car la pression maximale délivrée par la chaudière est égale à 14 bar.

Nous conseillons de travailler à 9 bar et d'opérer des détentés au niveau de chaque équipement.

- ** prévoir des séparateurs d'eau à la sortie de la chaudière, mais aussi à l'entrée de chaque équipement.

- récupérer la vapeur de revaporisation.

Nous espérons que ce travail contribuera à l'amélioration des performances du réseau vapeur de l'unité SAIDAL EL HARRACH.

ANNEXES

TABLEAU A1 - Propriétés thermodynamiques de la vapeur saturée.

P bar	t ₁ degré C	i ₁ kcal/kg	i kcal/kg	r kcal/kg	v ₁ m ³ /kg
0,05	32,55	611,5	32,55	578,9	28,73
0,075	39,95	614,7	39,93	574,8	19,60
0,10	45,45	617,0	45,41	571,6	14,95
0,15	53,60	620,5	53,54	567,0	10,21
0,20	59,67	623,1	59,61	563,5	7,795
0,25	64,56	625,1	64,49	560,6	6,322
0,30	68,68	626,8	68,61	558,2	5,328
0,40	75,42	629,5	75,36	554,1	4,069
0,50	80,86	631,6	80,81	550,8	3,301
1,00	99,09	638,5	99,12	539,4	1,725
2	119,62	645,8	119,87	525,9	0,9016
3	132,88	650,3	133,4	516,9	0,6166
4	142,92	653,4	143,6	509,8	0,4706
5	151,11	655,8	152,1	503,7	0,3816
6	158,08	657,8	159,3	498,5	0,3213
7	164,17	659,4	165,6	493,8	0,2778
8	169,61	660,8	171,3	489,5	0,2448
9	174,53	662,0	176,4	485,6	0,2189
10	179,04	663,0	181,2	481,8	0,1981
11	183,20	663,9	185,6	478,3	0,1808
12	187,08	664,7	189,7	475,0	0,1664
13	190,71	665,4	193,5	471,9	0,1541
14	194,13	666,0	197,1	468,9	0,1435
15	197,36	666,6	200,6	466,0	0,1343
16	200,43	667,1	203,9	463,2	0,1262
17	203,35	667,5	207,1	460,4	0,1190
18	206,14	667,9	210,1	457,8	0,1126
19	208,81	668,2	213,0	455,2	0,1068
20	211,38	668,5	215,8	452,7	0,1016

- P : pression absolue de la vapeur, bar
 t₁ : température de la vapeur saturée, °C
 i₁ : chaleur totale par kg de vapeur saturée, kcal/kg
 i : chaleur du liquide par kg de vapeur saturée, kcal/kg
 r : chaleur latente de vaporisation, kcal/kg
 v₁ : volume spécifique de la vapeur saturée, m³/kg

Source: NÜBER, F.: "CALCUL THERMIQUE DES CHAUDIERES," DUNOD, PARIS, 1972, page 343.

TABLEAU A2 - Propriétés thermodynamiques de l'eau sur la ligne de saturation.

t, °C	p, 10 ⁻³ , Pa	ρ, kg/m ³	i, kJ/kg	c _p ^l , kJ/(kg·°C)	λ, 10 ² , W/(m·°C)	α, 10 ⁵ , m ² /s	μ, 10 ⁶ , Pa·s	ν, 10 ⁶ , m ² /s	β, 10 ⁻¹ , K ⁻¹	σ, 10 ⁴ , N/m	Pr
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,004	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,801	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,756	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,7	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

Sources: KRASNOCHTCHIKOV, E. et A. SOUKOMEL: "PROBLEMES DE TRANSFERT DE CHALEUR," MIR, MOSCOU, 1965, page 265.

TABLEAU A3 - Propriétés thermodynamiques de l'air sec à la pression atmosphérique.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$	$\lambda \cdot 10^2, \text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$	$\alpha \cdot 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Pa}\cdot\text{s}$	$\nu \cdot 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678

Source: KRASNOCHTCHKOV, E. et A. SOUKOMEL: "PROBLEMES DE TRANSFERT DE CHALEUR," MIR, MOSCOU, 1985, page 238.

TABLEAU A4 - Propriétés physiques de la vapeur saturée.

t, °C	p, 10 ⁻³ , Pa	ρ', kg/m ³	i', kJ/kg	r, kJ/kg	c _p ', KJ/(kg·°C)	λ, 10 ² , W/(m·°C)	α, 10 ⁶ , m ² /s	μ, 10 ⁶ , Pa·s	ν, 10 ⁶ , m ² /s	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2635,9	1139,7	9,881	8,257	0,103	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,10

Source: KRASNOCHTCHIKOV, E. et A. GOUKOMEI: "PROBLEMES DE TRANSFERT DE CHALEUR," MIR, MOSCOU, 1965, page 237.

ANNEXE 2 CALCUL D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR

METHODE DE KERN [12]

1. Bilan thermique

$$Q = M \cdot C_p = M' \cdot (t_2 - t_1);$$

2. (DTLM)

3. $t_m = 0.5 \cdot (t_1 + t_2)$ et caractéristiques de l'eau à t_m ;

4. Choix de l'appareil et calcul de U_s ;

<u>TUBES (EAU)</u>	<u>CALANDRE (VAPEUR)</u>
<p><u>5 - SECTION PAR PASSE</u></p> $s_t = (N_t/n_t) \cdot \pi \cdot d_i^2/4$	<p><u>5 - SECTION PAR PASSE</u></p> $s_{ct} = (D_c/P_a) \cdot (P_a - d_0) \cdot B$
<p><u>6 - VITESSE MASSIQUE</u></p> $G_t = M' / s_t$	<p><u>6 - VITESSE MASSIQUE</u></p> $G_{ct} = M / s_{ct}$
<p><u>7 - VITESSE LINEAIRE</u></p> $V_t = G_t / (3.6 \cdot 10^6 \cdot \mu)$	<p><u>7 - DEBIT MASSIQUE LINEAIRE</u></p> $G_H = M / (l \cdot N_t^{2/3})$
<p><u>8 - COEFFICIENT DE TRANSFERT</u></p> <p>h_i: lecture figure A1 en annexe</p> <p style="text-align: center;"><u>9 -</u></p> $h_{i0} = h_i \cdot d_i / d_{i0}$	<p><u>8 - COEFFICIENT DE TRANSFERT</u></p> <p>Hypothèse h_c:</p> $t_f = T_v - (h_{i0} / (h_{i0} + h_c)) \cdot (T_v - t_m)$ $t_f = 0.5(T_v - t_f)$ <p>Calcul de \mathfrak{F}, B et μ à t_f</p> <p>h_c : lecture figure A2</p> <p>Contrôle hypothèse jusqu'à convergence.</p>

	<p><u>9 - REYNOLDS DU FILM</u></p> $Re_f = 4 * G_H / \rho < 2100$
<p><u>10. - COEFFICIENT DE TRANSFERT PROPRE</u></p> $U_p = h_{i0} * h_c / (h_{i0} + h_c)$	<p><u>11. - RESISTANCE PAR ENCRASSEMENT</u></p> $R_s = (U_p - U_s) / (U_p * U_s)$
	<p><u>12. - DIAMETRE EQUIVALENT</u></p> $D_e = (4 * (Pa)^2 / (\rho * d_0)) - d_0$
<p><u>13 - NOMBRE DE REYNOLDS</u></p> $Re_t = d_i * G_t / \rho'$	<p><u>13 - NOMBRE DE REYNOLDS</u></p> $Re_c = D_e * G_c / \nu$
<p><u>14 - COEFFICIENT DE FRICTION</u></p> <p>f_t: lecture sur la figure A3 en annexe.</p>	<p><u>14 - COEFFICIENT DE FRICTION</u></p> <p>f_c: lecture sur la figure A4 en annexe.</p>
<p><u>15 - PERTE DE CHARGE</u></p> $DP_t = n_t * G_t^2 / (1.271 * 10^{15} * \rho) * ((f_t * 1/d_i) + 2)$	<p><u>15 - PERTE DE CHARGE</u></p> $DP_c = f_c * G_c^2 * (N_c + 1) * D_c / (2.542 * 10^{15} * \rho * D_e)$

TABLEAU A5 - Dimensions des tubes I.P.S.

DIAMÈTRE NOMINAL (in)	DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (cm)	SCHEDULE (n°)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm ²)	SURFACE AU m LINÉAIRE (m ² /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/8	1,029	40	0,683	0,366	0,0323	0,0215	0,372
		80	0,546	0,234		0,0171	0,476
1/4	1,372	40	0,925	0,672	0,0431	0,0290	0,640
		80	0,767	0,462		0,0241	0,803
3/8	1,715	40	1,252	1,231	0,0539	0,0393	0,948
		80	1,074	0,906		0,0337	1,100
1/2	2,134	40	1,580	1,961	0,0670	0,0496	1,265
		80	1,387	1,511		0,0436	1,622
3/4	2,667	40	2,093	3,440	0,0838	0,0657	1,680
		80	1,887	2,797		0,0593	2,200
1	3,353	40	2,665	5,578	0,1053	0,0837	2,500
		80	2,431	4,641		0,0764	3,230
1 1/4	4,216	40	3,505	9,649	0,1324	0,1101	3,393
		80	3,246	8,275		0,1020	4,464
1 1/2	4,826	40	4,089	13,132	0,1516	0,1285	4,047
		80	3,810	11,400		0,1197	5,416
2	6,045	40	5,250	21,647	0,1899	9,1650	5,446
		80	4,925	19,050		0,1547	7,485
2 1/2	7,315	40	6,271	30,886	0,2298	0,1970	8,630
		80	5,900	27,340		0,1853	11,414
3	8,890	40	7,793	47,698	0,2793	0,2448	11,280
		80	7,367	42,626		0,2314	15,327
4	11,430	40	10,226	82,130	0,3591	0,3213	16,070
		80	9,718	74,173		0,3053	22,320
6	16,827	40	15,405	186,386	0,5286	0,4840	28,27
		80	14,633	168,173		0,4597	42,56
8	21,907	40	20,272	322,763	0,6882	0,6369	42,56
		80	19,367	294,588		0,6084	64,58
10	27,305	40	25,451	508,745	0,8578	0,7996	60,27
		60	24,765	481,690		0,7780	81,55
12	32,385	30	30,709	740,7	1,0174	0,9647	65,18
14	35,66	30	33,655	889,6	1,1108	1,0573	81,25
16	40,64	30	38,735	1178,4	1,2767	1,2170	93,15
18	45,72	20	43,815	1607,8	1,4363	1,3765	108,18
20	50,80	20	48,895	1877,7	1,5960	1,5360	116,96
22	55,88	20	53,975	2288,1	1,7555	1,6957	125,00
24	60,96	20	59,055	2739,1	1,9150	1,8553	140,9

Source: WUTHIER, P.: "RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE," Volume 2, TECHNIP, PARIS, 1972, page 1051.

TABLEAU A6 - Caractéristiques des tubes d'échangeurs.

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm ²)	SURFACE (m ² /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

Sources: WUITHIER, P.: "RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE," Volume 2,
TECHNIP, PARIS, 1972, page 1053.

TABLEAU A7 -

D. calandre		Tubes : 3/4" P = 1"				Tubes : 1" P = 1 1/4"				Tubes : 1 1/4" P = 1 9/16"			
		nombre de passes : n:				nombre de passes : n:				nombre de passes : n:			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	26	20	20		16	14						
10	25,4	52	40	36		32	26						
12	30,5	76	68	68	60	45	40	38	36	12	10		
13 1/4	33,7	90	82	76	70	56	52	48	44	24	22	16	16
15 1/4	38,7	124	116	108	108	76	68	68	64	30	30	22	22
17 1/4	43,9	166	168	150	142	112	96	90	82	40	37	35	31
19 1/4	48,9	220	204	192	188	132	128	122	116	53	51	48	44
21 1/4	54,0	270	246	240	234	166	158	152	148	73	71	64	56
23 1/4	59,1	324	308	302	292	208	192	184	184	90	86	82	78
25	63,5	394	370	356	346	252	238	226	222	112	106	102	96
27	68,6	460	432	420	408	288	278	268	260	136	127	123	115
29	73,7	526	480	468	456	326	300	294	286	160	151	146	140
31	78,8	640	600	580	560	398	380	368	358	188	178	174	166
33	83,8	718	688	676	648	460	432	420	414	220	209	202	193
35	88,9	824	780	766	748	518	488	484	472	252	244	238	226
37	94,0	914	886	866	838	574	562	544	532	287	275	268	258
39	99,0	1024	982	968	948	644	624	612	600	322	311	304	293
										362	348	342	336

Source: WUITHIER, P.: "RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE." Volume 2, TECHNIP, PARIS, 1972, page 1066.

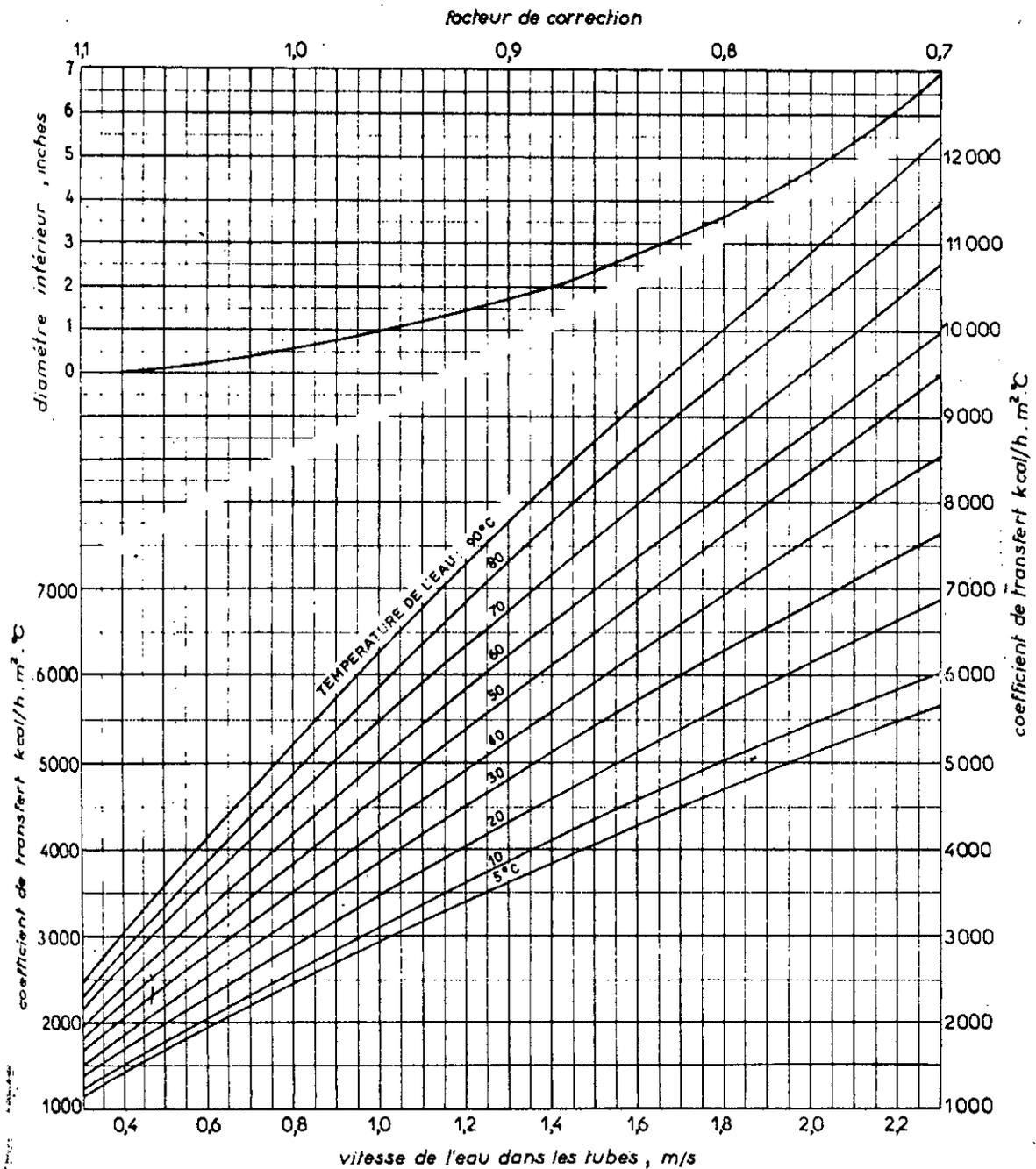


FIGURE A1 - Coefficient de transfert de l'eau à l'intérieur des tubes.

Sources: WUITHIER, P.: "RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE," Volume 2, TECHNIP, PARIS, 1972, page 1073.

Coefficient de film à la condensation h_c kcal/(hr m² °C).

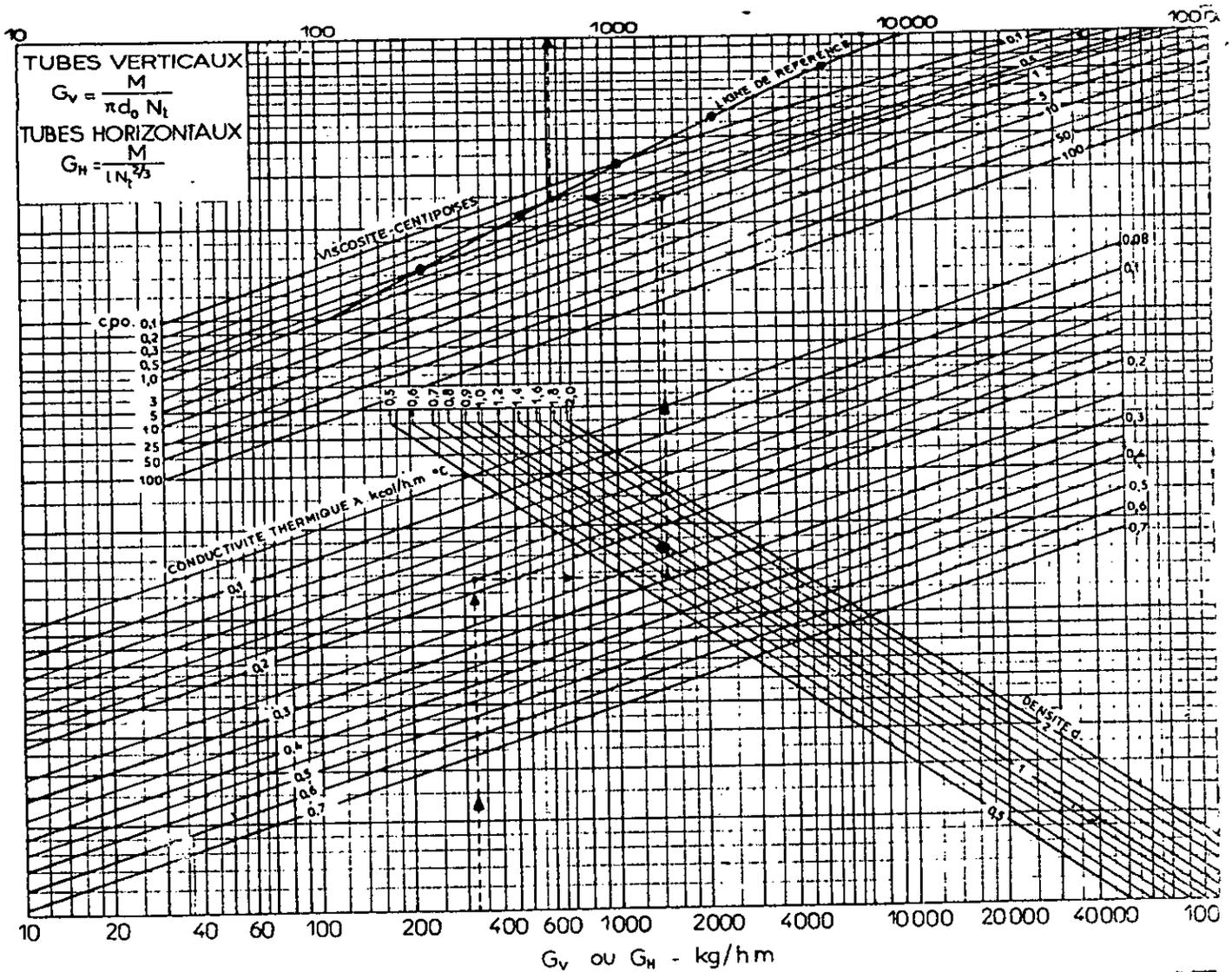


FIGURE A2 - Coefficient de film à la condensation à l'extérieur des tubes.

Source: WUITHIER, P.: "RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE." Volume 2.
 TECHNIP, PARIS, 1972, page 1119.

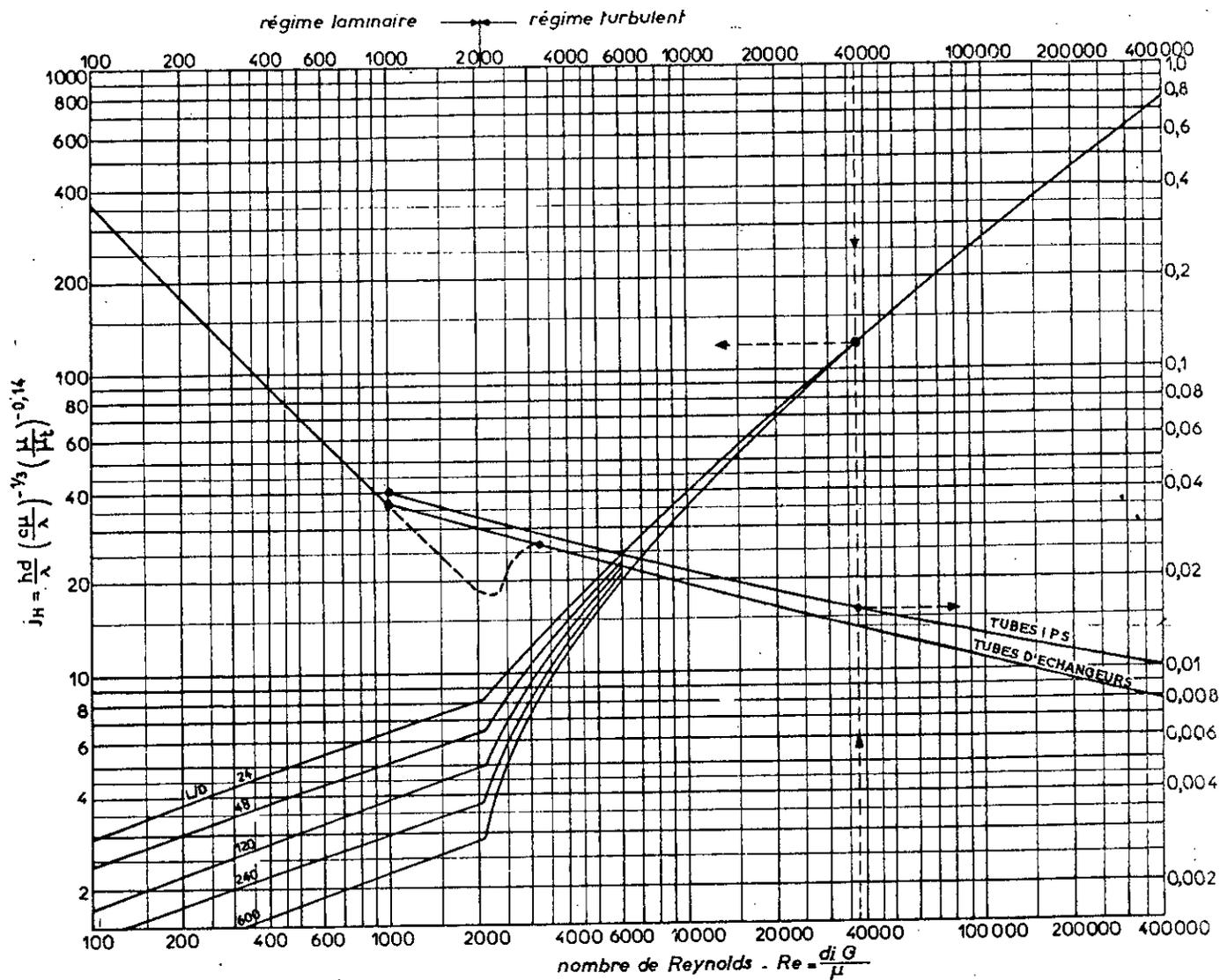


FIGURE A3 - Coefficient de friction en fonction du REYNOLDS à l'intérieur des tubes.

Source: WUTHIER, P.: "RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE," Volume 2, TECHNIP, PARIS, 1972, page 1072.

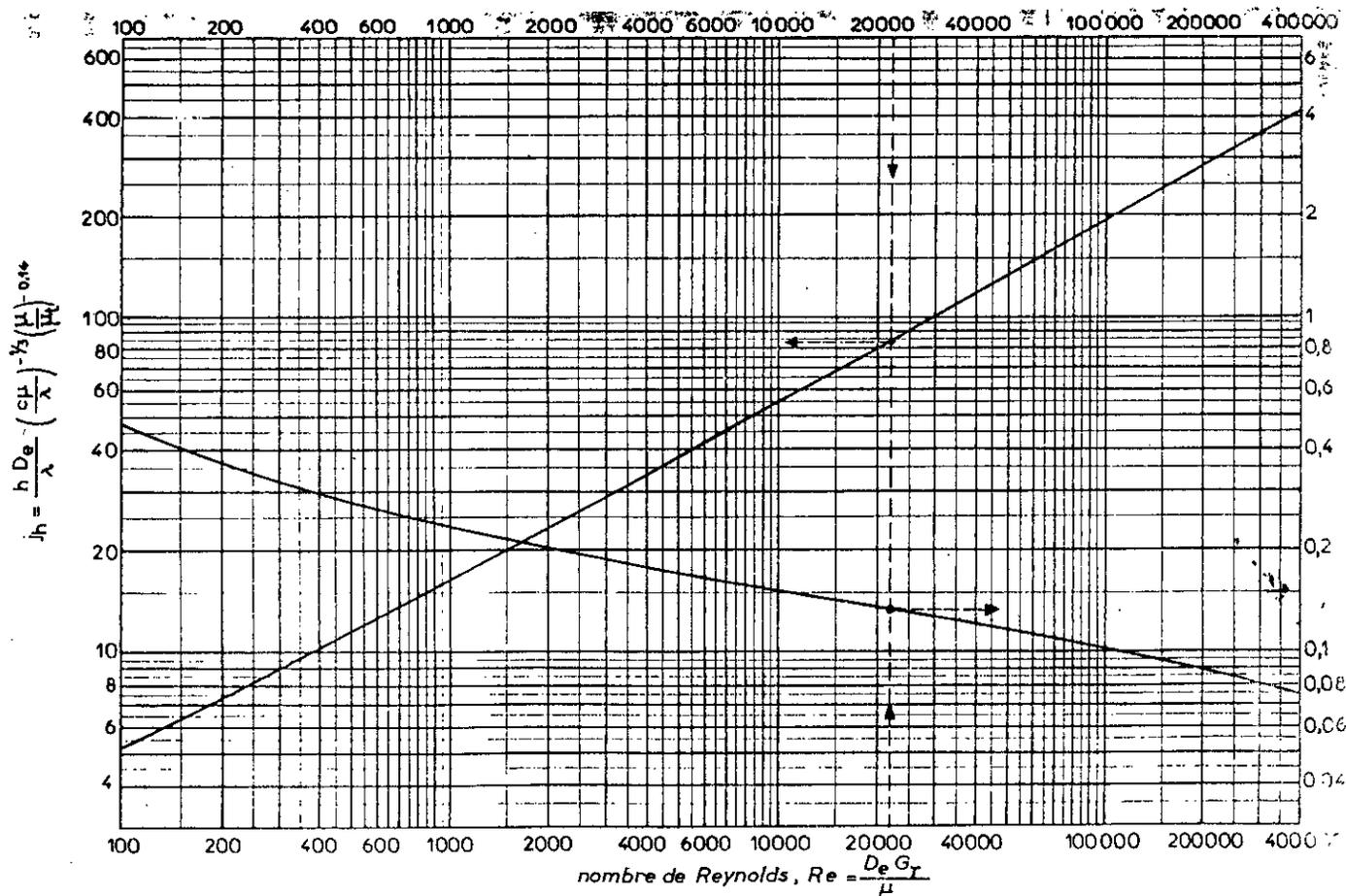


FIGURE A4 - Coefficient de friction en fonction du REYNOLDS à l'extérieur des tubes.

Source: WUTHIER, P.: "RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE," Volume 2, TECHNIP, PARIS, 1972, page 1077.

ANNEXE 3 CALCUL DU DEBIT DE VAPEUR DANS LE SERPENTINPROGRAMME INFORMATIQUE

```

C *****
C * CE PROGRAMME INFORMATIQUE DONNE LE TEMPS DE CHAUFFAGE *
C * EN FONCTION DU DEBIT DE VAPEUR. DEUX VARIANTES SONT *
C * PROPOSEES: *
C * - FIXER LE DEBIT DE VAPEUR POUR TIRER LE TEMPS *
C *   NECESSAIRE AU CHAUFFAGE DE L'EAU. *
C * - FIXER LE TEMPS DE CHAUFFAGE POUR TIRER LE DEBIT *
C *   DE VAPEUR NECESSAIRE. *
C *****
  WRITE(*,*) 'TEMPERATURE INITIALE DE L'EAU (EN °C) ?'
  READ(*,*) TEO
  DATA M1,CPE,U,A,TV,R /2400,1,1162,2.61,138,513/
10  WRITE(*,*) 'FIXEZ LE DEBIT DE VAPEUR'
  WRITE(*,*) 'OU FIXER LE TEMPS DE CHAUFFAGE'
  WRITE(*,*) '***** FIXEZ LE DEBIT **** TAPEZ 1'
  WRITE(*,*) '***** FIXER LE TEMPS **** TAPEZ 2'
  READ(*,*) I
  IF(I.EQ.1) THEN
    WRITE(*,*) 'FIXEZ LE DEBIT DE VAPEUR M (KG/HR)'
    READ(*,*) M
    CALL DEBIT (M1,CPE,U,A,TV,TEO,R,A,TEMP)
    WRITE(*,*) 'TEMPS DE CHAUFFAGE=',TEMP,'MINUTES'
  ELSE
    WRITE(*,*) 'LE TEMPS DE CHAUFFAGE TEMP (MINUTES)'
    READ(*,*) TEMP
    CALL TEMPS (M1,CPE,U,A,TV,TEO,R,TEMP,DEBI)
    WRITE(*,*) 'DEBIT DE VAPEUR ',DEBI,'KG/HR'
  ENDIF
  WRITE(*,*) 'FAIRE D' 'AUTRES ESSAIS'
  WRITE(*,*) '***** OUI *****'
  WRITE(*,*) '***** NON *****'
  READ(*,*) J
  IF( J.EQ.1) GOTO 10
  END

C*****
  SUBROUTINE DEBIT ( M1,CPE,U,A,TV,TEO,R,M,TEMP)
  TEMP=M1*CPE/U/60/A*ALOG(U*A*(TV-TEO)/M/R)
  RETURN
  END

C*****
  SUBROUTINE TEMPS(M1,CPE,U,A,TV,TEO,R,TEM,DEBI)
  DEBI=U*S/R*(TV-TEO)*EXP(-U*A*TEM/60/M1/CPE)
  RETURN
  END

```

Les valeurs obtenues par l'exécution du programme sont données dans le tableau suivant:

TABLEAU A7 - TEMPS DE CHAUFFAGE EN FONCTION DU DEBIT DE VAPEUR

TEMPS DE CHAUFFAGE (Minutes)	DEBIT DE VAPEUR (kg/hr)
5	681
10	613
15	552
20	497
25	447
30	402
35	362
40	326
45	293
50	264
55	238
60	214

DEBIT DE VAPEUR (kg/hr)

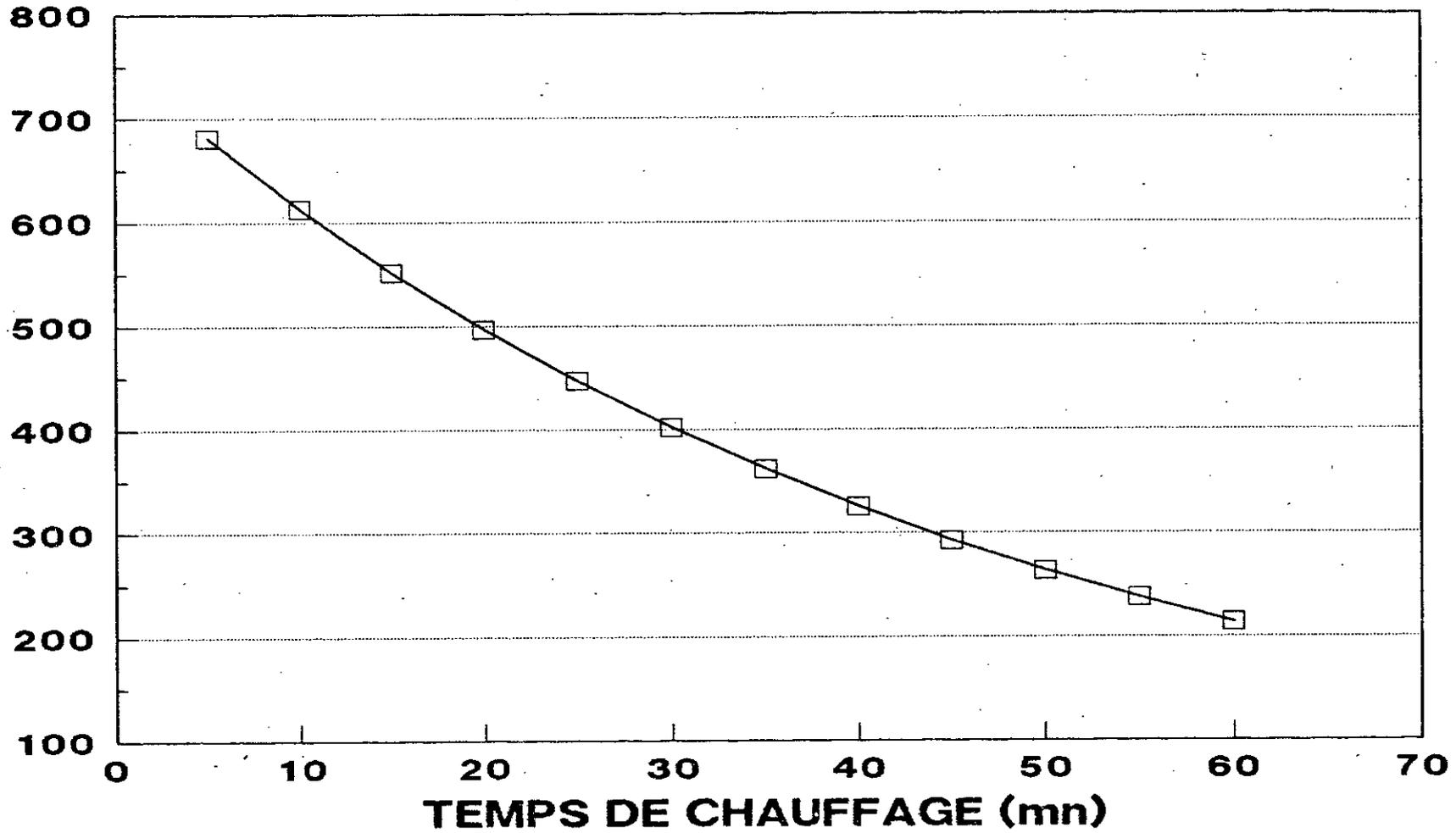


FIGURE A5 - DEBIT DE VAPEUR EN FONCTION DU TEMPS DE CHAUFFAGE

81

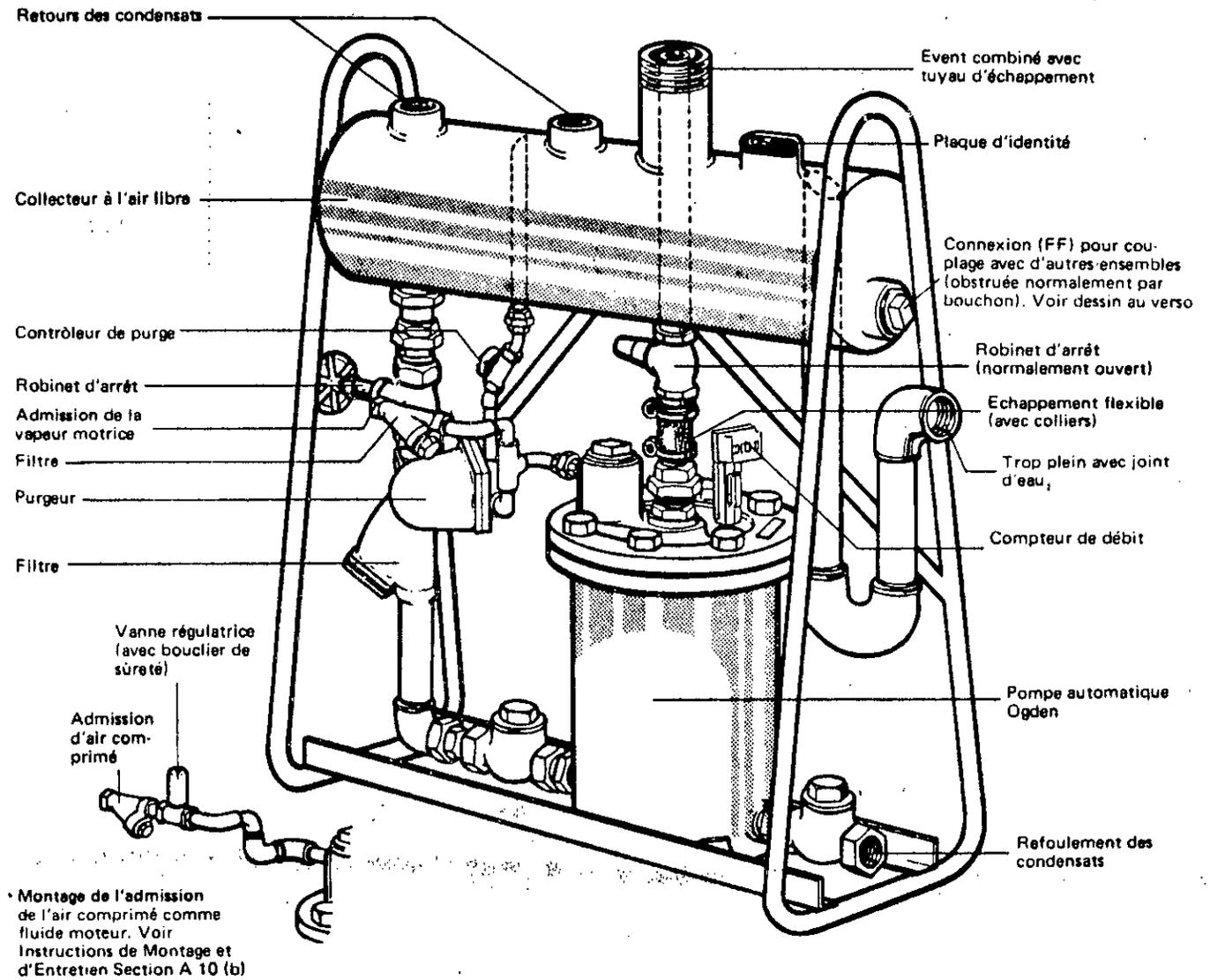
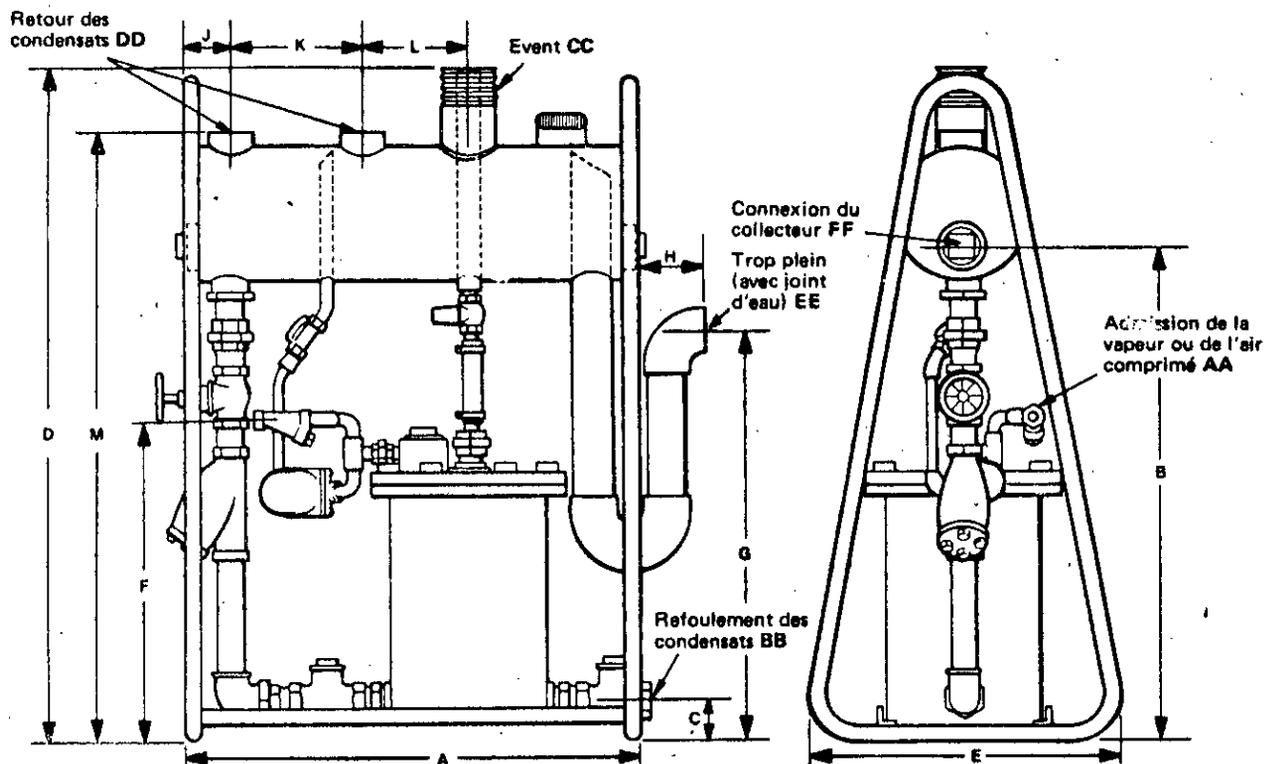


FIGURE A6 - Pompe OGDEN.



Dimensions (approximatives en mm)

Connexions

DN	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	taraudées BSP						Poids	DN
													AA	BB	CC	DD	EE	FF		
1"	724	787	67	1035	495	451	641	70	70	222	140	921	1/2	1	2 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	109 kg	1"
1 1/2"	775	883	67	1187	495	540	737	83	83	229	165	1067	1/2	1 1/2	3	2	2	2	138 kg	1 1/2"
2"	838	965	89	1308	508	616	813	117	89	254	178	1194	1/2	2	3	2 1/2	2 1/2	2 1/2	170 kg	2"
3"	1041	1156	121	1492	508	800	1022	121	108	400	191	1378	1/2	2	4	3	3	3	238 kg	3"

FIGURE A7 - Pompe OGDEN (dimensions).

Perte de charge par m. de tuyauterie en Pa per metre	mbar per m	Diamètre de tuyauterie								
		15mm ½	20mm ¾	25mm 1	32mm 1¼	40mm 1½	50mm 2	65mm 2½	80mm 3	100mm 4
		kg/h								
28	0.28	90	209	380	865	1320	2554	5194	8079	16511
29	0.29	92	214	400	878	1340	2590	5271	8196	16756
30	0.3	93	218	403	890	1361	2631	53480	8314	17000
33	0.33	97	226	414	930	1420	2744	5579	8677	17736
39	0.39	107	249	469	1028	1565	3025	6142	9526	19514
40	0.4	108	253	477	1040	1583	3062	6214	9639	19736
43	0.43	113	263	496	1079	1646	3180	6454	10024	20457
45	0.45	116	270	508	1107	1687	3261	6618	10297	21002
47	0.47	119	277	521	1134	1728	3338	6777	10523	21500
50	0.5	123	286	538	1172	1787	3447	6949	10859	22154
53	0.53	127	296	557	1211	1846	3565	7235	11249	22907
55	0.55	130	302	569	1238	1887	3638	7380	11476	23360
57	0.57	133	308	580	1261	1923	3710	7525	11703	23814
59	0.59	135	314	591	1288	1959	3783	7666	11884	24268
61	0.61	138	320	602	1311	1996	3851	7806	12111	24721
64	0.64	141	327	615	1338	2041	3933	7970	12383	25220
67	0.67	146	337	634	1379	2100	4051	8210	12746	25991
69	0.69	148	343	645	1402	2136	4119	8342	12973	26400
71	0.71	150	348	655	1424	2168	4182	8473	13154	26808
73	0.73	152	354	665	1447	2200	4246	8600	13336	27216
76	0.76	155	359	675	1465	2236	4305	8723	13563	27579
77	0.77	157	365	685	1488	2268	4368	8850	13744	27987
78	0.78	158	366	689	1497	2282	4390	8900	13612	28132
80	0.8	160	370	695	1510	2300	4427	8972	13925	28350
82	0.82	162	375	704	1529	2331	4491	9072	14407	28758
88	0.88	168	391	733	1590	2427	4536	9453	14651	29865
90	0.9	170	395	740	1606	2449	4717	9548	14787	30142
98	0.98	179	414	777	1696	2567	4944	10025	15513	31616
100	1.0	180	418	785	1701	2590	4990	10115	15649	31879
114	1.14	194	450	845	1832	2790	5366	10841	16828	34247
118	1.18	198	457	857	1860	2830	5443	11022	17055	34746
120	1.2	199	462	867	1880	2860	5502	11113	17282	35120
131	1.31	209	484	907	1969	2994	5761	11657	18053	36742
137	1.37	215	497	931	2018	3071	5906	11948	18507	37667
140	1.4	216	502	939	2037	3103	5965	12066	18688	38012
147	1.47	224	516	966	2096	3189	6128	12383	19187	39055
157	1.57	231	534	1002	2168	3298	6337	12814	19822	40361
160	1.6	234	541	1011	2195	3334	6409	12973	20049	40797
163	1.63	237	546	1025	2218	3370	6477	13109	20276	41232
176	1.76	246	570	1066	2309	3511	6740	13608	21092	42938
180	1.8	249	576	1075	2331	3547	6808	13744	21319	43364
196	1.96	261	603	1129	2440	3710	7130	14379	22317	45360
200	2.0	265	611	1143	2472	3760	7221	14560	22589	45931
212	2.12	273	629	1179	2549	3874	7434	15014	23270	47265
216	2.16	275	634	1188	2567	3905	7493	15132	23451	47637
220	2.2	278	641	1200	2595	3942	7570	15277	23678	48104
229	2.29	284	655	1225	2649	4028	7729	15604	24177	49125
235	2.35	288	664	1243	2689	4086	7843	15840	24522	49832
240	2.4	292	672	1256	2719	4129	7927	16017	24780	50363
245	2.45	295	679	1270	2749	4173	8010	16193	25039	50894
255	2.55	301	694	1297	2806	4260	8176	16520	25556	51928
260	2.6	304	701	1311	2834	4304	8260	16683	25814	52445
261	2.61	305	703	1315	2844	4318	8287	16738	25900	52618
274	2.74	313	721	1348	2917	4331	8501	17173	26554	54069
277	2.77	315	727	1356	2935	4459	8555	17282	26717	54432
280	2.8	317	730	1363	2948	4479	8593	17357	26839	54636
294	2.94	325	749	1402	3025	4595	8813	17781	27533	55793
300	3.0	328	757	1414	3055	4641	8900	17956	27803	56428
310	3.1	335	771	1438	3112	4726	9063	18280	28305	57607
314	3.14	336	775	1446	3129	4752	9074	18380	28459	57879
320	3.2	340	784	1462	3163	4825	9204	18579	28767	58424
327	3.27	344	792	1479	3198	4853	9299	18779	29076	58968
333	3.33	348	801	1495	3230	4904	9408	18979	29366	59512
340	3.4	351	809	1511	3263	4955	9516	19178	29656	60057
343	3.43	353	813	1520	3279	4980	9571	19278	29801	60329
353	3.53	358	825	1541	3328	5054	9707	19550	30237	61236
359	3.59	362	834	1556	3361	5103	9798	19732	30527	62143
360	3.6	363	835	1558	3365	5109	9809	19754	30564	62211
372	3.72	369	850	1585	3423	5201	9979	20094	31108	63232
376	3.76	371	854	1592	3438	5225	10024	20185	31253	63504
380	3.8	373	859	1601	3457	5254	10081	20299	31423	63844
392	3.92	379	873	1628	3515	5339	10251	20639	31933	64865
400	4.0	383	883	1646	3554	5398	10342	20866	32274	65545
408	4.08	388	892	1665	3592	5457	10433	21092	32614	66226
412	4.12	390	896	1672	3608	5479	10478	21174	32750	66407
420	4.2	394	906	170	3646	5536	10592	21378	33090	67178
425	4.25	396	912	1701	3670	5570	10660	21500	33294	67586

TABLEAU A8 - Perte de charge en fonction du débit et du diamètre de la conduite.

NOTATION

- A : surface d'échange de chaleur;
- A_t : surface par mètre de tube;
- B : espacement entre chicanes transversales;
- C_l : chaleur latente de l'eau;
- C_p : chaleur spécifique;
- d_i : diamètre intérieur du tube;
- d_0 : diamètre extérieur du tube;
- D : débit volumique;
- D_c : diamètre de la calandre;
- D_e : diamètre équivalent de la calandre;
- DM : gain en fuel;
- DP : perte de charge;
- DP' : perte de charge par mètre de conduite;
- $DTLM$: différence de température moyenne logarithmique;
- f : coefficient de friction;
- G_t : vitesse massique;
- G_V : débit de condensat par unité de longueur de périmètre de tube vertical;
- G_H : débit de condensat par unité de longueur de tube horizontal;
- h_{CV} : coefficient de film à la condensation sur des tubes verticaux;
- h_{CH} : coefficient de film à la condensation sur des tubes horizontaux;
- h_c : coefficient général de film à la condensation;
- h_i : coefficient de film à l'intérieur du tube;
- h_{i0} : coefficient de film à l'extérieur du tube;
- l : longueur du tube;
- M : débit massique de vapeur dans l'échangeur;
- M' : débit massique d'eau dans l'échangeur tubulaire;

M_e	: débit massique d'eau dans la chaudière;
M_r	: débit de vapeur de revaporisation;
M_{fl}	: débit massique de fuel dans la chaudière;
m'	: masse d'eau à chauffer dans l'échangeur à serpentin;
N_c	: nombre de chicanes transversales;
N_t	: nombre de tubes du faisceau;
n_t	: nombre de passes côté tube;
P	: pression;
Pa	: pas entre tubes dans le faisceau;
PCI	: pouvoir calorifique inférieur;
PCS	: pouvoir calorifique supérieur;
Q	: débit horaire de chaleur;
Re	: nombre de REYNOLDS;
R_s	: résistance par encrassement;
s_t	: section par passe côté tube;
s_{ct}	: section par passe côté calandre;
S	: section du vase de revaporisation;
T_V	: température de la phase vapeur;
t_t	: température du tube;
T_m	: température moyenne de la vapeur dans l'échangeur;
t_m	: température moyenne de l'eau dans l'échangeur;
t_f	: température moyenne du film de condensat;
U	: coefficient global de transfert de chaleur;
v	: volume du condensat recueilli;
V_t	: vitesse linéaire côté tube;
ρ	: masse volumique;
β	: conductivité thermique;
Γ	: densité;
μ	: viscosité dynamique;

- θ : temps;
 η : rendement du réseau vapeur.

INDICES

- a : air;
c : condensation;
e : eau;
f : film de condensat;
fl : fuel;
H : horizontal;
i : intérieur;
m : moyen;
p : propre;
s : sale;
t : tube;
v : phase vapeur;
V : vertical;
0 : extérieur;

BIBLIOGRAPHIE

- [1] GILBERT, R.: "GENIE CHIMIQUE : TRANSMISSION DE LA CHALEUR,"
VOLUME 2, EYROLLES, PARIS, 1963.
- [2] RIOLLET, G.: "CYCLES A VAPEUR POUR LA PRODUCTION
D'ENERGIE ET DE CHALEUR," TECHNIQUES DE L'INGENIEUR, B 335, 5-69.
- [3] CAVASENO, V.: "PROCESS HEAT EXCHANGE," CHEMICAL
ENGINEERING MAGAZINE, McGRAW-HILL Publications Co., NEW YORK, 1979.
- [4] SPALDING, D.B., et E.H. COLE: "ENGINEERING
THERMIDYNAMICS," EDWARD ARNOLD, LONDON, 1973.
- [5] REYNOLDS, W.C., et H.C. PERKINS: "ENGINEERING THERMODYNAMICS,"
McGRAW-HILL Book Co., NEW YORK, 1977.
- [6] NÜBER, F.: "CALCUL THERMIQUE DES CHAUDIERES," DUNOD, PARIS,
1972.
- [7] KIRILIN, V., A. SHEINDLIN, et V. SYTCHEV: "THERMODYNAMIQUE
TECHNIQUE," 2^{ème} édition, MIR, MOSCOU, 1981.
- [8] CARDIERGUES, R., et D. THIN: "EAU CHAUDE : PRODUCTION ET
DISTRIBUTION," TECHNIQUES DE L'INGENIEUR, B 250, 12-1972.
- [9] BUIGUE, R. et D. COUILLARD: "TRAITE PRATIQUE DE CHAUFFAGE,"
EDITIONS J.-B. BAILLIERE, PARIS, 1976.

- [10] WUTHIER, P.: "RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE," Volume 1 et 2,
TECHNIP, PARIS, 1972.
- [11] COSAR, P.: "ECHANGEURS DE CHALEUR," TECHNIQUES DE
L'INGENIEUR, B 100, 9-1973.
- [12] KERN, D.Q.: "PROCESS HEAT TRANSFER," McGRAW-HILL Book Co., NEW
YORK, 1958.
- [13] CAHIER TECHNIQUE, SPIRAX SARCO, BELGIQUE, 1988.
- [14] CAHIER TECHNIQUE, GESTRA, "INSTALLATIONS THERMIQUES," 1986.