

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GÉNIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET :

CONCEPTION ET REALISATION D'UNE INSTALLATION
D'ETUDE DU TRANSFERT THERMIQUE DANS UN
PROCESSUS DE MELANGE STATIQUE.

Promoteur

K.K. GALICKI

Etudiant

R. ISSAADI

ANNEE 1980 - 1981

PROMOTION. Janvier 1981.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GÉNIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET :

CONCEPTION ET REALISATION D'UNE INSTALLATION
D'ETUDE DU TRANSFERT THERMIQUE DANS UN
PROCESSUS DE MELANGE STATIQUE.

Promoteur

K.K. GALICKI

Etudiant

R. ISSAADI

ANNEE: 1980/81

PROMOTION: Janvier 1981.

A mes parents,

A la mémoire de ma grand-mère,

A mes frères et soeurs,

A tous ceux qui me sont chers, en particulier ma fiancée
Melle LAFI Ratiba: Chirurgien Dentiste.

je dédie ce travail.

R. ISSAADI.

Que tous les professeurs ayant contribué à ma formation trouvent, dans ce modeste travail l'expression de ma profonde reconnaissance.

Je tiens à remercier particulièrement:

Monsieur K. GALICKI

qui a proposé le sujet de ce projet et l'a dirigé. Qu'il veuille bien trouver dans ce modeste ouvrage, avec mes chaleureux remerciements, l'expression de ma reconnaissance la plus profonde pour sa collaboration et ses précieux conseils.

Monsieur S.E. CHITOUR

pour l'amabilité avec laquelle il a bien voulu assurer la présidence du jury.

Melles et Mr: ALIA, BENSMALLI,
GROCHOWSKI

pour avoir accepté d'en faire partie

Melle LAFI Ratiba

pour son soutien moral constant durant tout ce travail.

---oooOooo---

SOUTENU LE 4 FEVRIER 1981 DEVANT LE JURY :

<u>Président:</u>	Mr. S.E. CHITOUR	Professeur
<u>Examineurs:</u>	Melle. K. ALIA	Maître Assistant
	Melle. H. BENSMAILI	Maître Assistant
	Mr. J. GROCHOWSKI	Maître de Conférence
	Mr. K. GALICKI	Maître Assistant

PLAN GENERAL

Résumé de l'étude.

A-) PARTIE THEORIQUE:

- A-I- Introduction
- A-II- Effet du nombre de Reynolds sur la transmission de la chaleur
- A-III- Mélange statique
 - A-III-1- Définition et principe de fonctionnement
 - A-III-2- Domaines d'application
 - A-III-3- Caractéristiques, avantages et inconvénients
- A-IV- Echangeur de chaleur avec éléments mélangeurs
- A-V- Etude des pertes de charge
 - A-V-1- Cas du tube vide
 - A-V-2- Cas du tube inséré d'éléments mélangeurs
- A-VI- Etude du transfert de chaleur dans un échangeur tubulaire

B-) PARTIE EXPERIMENTALE:

- B-I- Conception et réalisation de l'appareillage
- B-II- Conception et réalisation des mélangeurs statiques
- B-III- Manipulations
 - B-III-1- mode opératoire
 - B-III-2- conditions opératoires
 - B-III-3- résultats expérimentaux et calculs
- B-IV- Interprétations des résultats
- B-V- Calcul économique
- B-VI- Conclusion

C-) CONCLUSION GENERALE:

Bibliographie.

- RESUME DE L'ETUDE -

La tendance dans l'échange de chaleur continue à aller vers l'augmentation du transfert de chaleur évalué par unité de volume. Dans le commerce usuel des échangeurs fluide-fluide, il est évident de réduire la taille des équipements pour faire de l'économie.

Le présent travail est une contribution à l'étude du transfert de chaleur dans un échangeur à tube et enveloppe avec un processus de mélange statique. Nous avons conçu et réalisé au cours de ce projet une petite installation permettant de faire une telle étude. Cette installation sera présentée après avoir rassemblé les éléments de théorie qui permettent de mettre en évidence le rôle du mélange statique (augmentation de la turbulence) dans l'échange thermique.

Des essais expérimentaux réalisés, dans un premier temps avec le tube vide de l'échangeur, et dans un deuxième temps, avec le tube inséré d'éléments mélangeurs statiques, donnent d'une part un aperçu sur l'utilisation de notre installation, et d'autre part montrent le rôle de ces éléments mélangeurs dans le transfert de chaleur.

A)- PARTIE THEORIQUE.

A-I- INTRODUCTION:

L'échauffement et le refroidissement des fluides s'écoulant à l'intérieur des conduites comptent parmi les procédés industriels de transmission de chaleurs les plus importants. Le projet et l'étude de tous les types d'échangeurs de chaleur nécessitent la connaissance du coefficient de transfert de chaleur entre les parois de la conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur.

Si pour une géométrie donnée et des conditions d'écoulement données, le coefficient d'échange de chaleur est connu, le flux de chaleur pour une différence de température peut être calculé au moyen de l'équation suivante:

$$\phi = U A (T_s - T_f)$$

U est le coefficient d'échange global.

A est la surface totale d'échange

T_s est la température de paroi

T_f est la température du fluide.

A-II- EFFET DU NOMBRE DE REYNOLDS SUR LA TRANSMISSION DE CHALEUR:

Pour un fluide donné, le nombre de Nusselt dépend essentiellement des conditions d'écoulement qui peuvent être caractérisées par le nombre de Reynolds.

$Re = \frac{u D \rho}{\eta}$	Re < 2100	2100 < Re < 10 ⁴	Re > 10 ⁴
Type d'écoulement	Laminaire	Transitoire	Turbulent

Dans un écoulement laminaire à travers une conduite, tout comme pour un écoulement le long d'une plaque, il n'ya pas de mélange de particules plus chaudes et plus froides par mouvement tourbillonnaire et la transmission de la chaleur à lieu par conduction. Comme tous les fluides à l'exception des métaux liquides, ont des conductibilités thermiques faibles, les coefficients d'échanges de chaleur sont relativement petits.

En écoulement transitoire, une certaine quantité du mélange se forme par l'intermédiaire de remous qui amènent le fluide plus chaud dans les régions plus froides et réciproquement. Comme la turbulence, même à très faible échelle, accroît d'une façon considérable la transmission de la chaleur, une augmentation notable du coefficient d'échange de chaleur apparaît.

Pour des $Re > 8\ 000$, le champ d'écoulement du fluide se divise en trois (3) régions séparées:

-1°) Une sous-couche limite laminaire tout contre la paroi. Dans cette couche, les tourbillons sont amortis par les forces de viscosité qui sont prédominantes près de la surface. La chaleur s'écoule à travers elle surtout par conduction.

-2°) Une couche tampon ou zone transitoire dans laquelle la chaleur est transmise à la fois par conduction et par convection. Dans cette couche tampon, comprise entre la sous-couche laminaire et la zone turbulente, les tourbillons augmentent en intensité et la transmission de la chaleur prend place entre l'écoulement laminaire et l'écoulement turbulent.

-3°) Une zone turbulente dans la partie centrale de la conduite ou "âme". Les flèches représentent les tourbillons qui, en régime turbulent, effleurent la couche laminaire, probablement la pénètrent et entraînent avec eux le fluide à la température régnant dans la partie laminaire. (voir Figures A-1 et A-2).

Les tourbillons mélangent d'une façon si efficace les parties froides et chaudes du fluide que la chaleur se transmet très rapidement entre la limite de la couche laminaire et la masse turbulente du fluide.

Il apparaît ainsi que sauf dans le cas des fluides à haute conductibilité thermique (cas des métaux liquides), la résistance thermique de la couche laminaire contrôle le flux de chaleur et que la plus grande partie de la chute de température entre la masse du fluide et la surface de la conduite a lieu dans cette couche. La partie turbulente du champ d'écoulement présente par contre peu de résistance à l'écoulement de la chaleur.

La seule méthode efficace pour accroître le coefficient d'échange de chaleur est donc de diminuer la résistance thermique de la couche limite laminaire. Ceci peut être accompli en augmentant la turbulence dans le courant principal de sorte que les tourbillons puissent pénétrer plus profondément dans la couche limite.

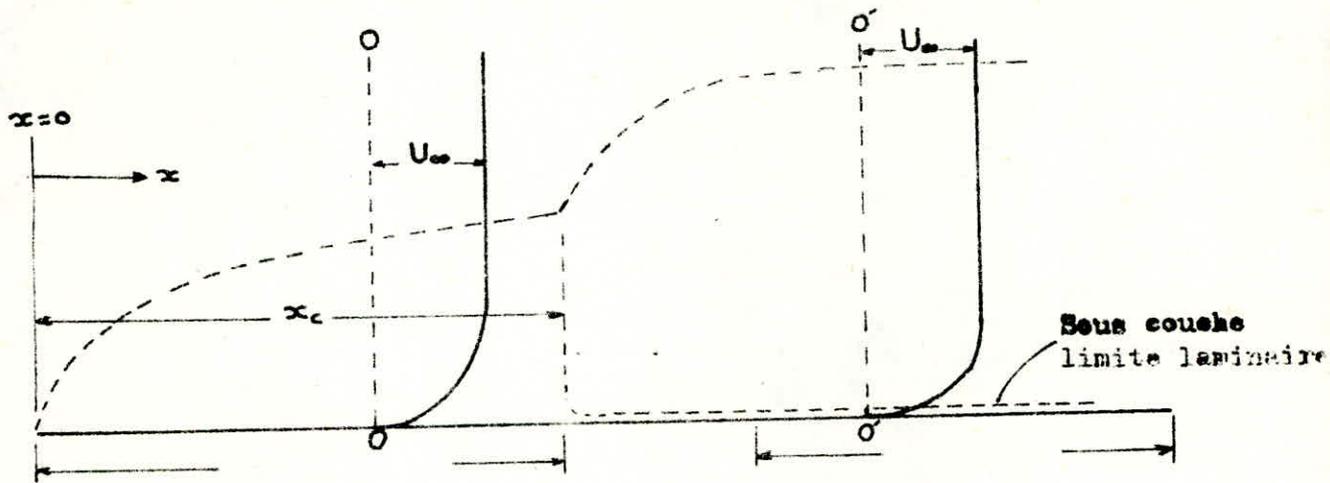


Fig. A-1- Profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulente dans un écoulement sur une plaque plane.

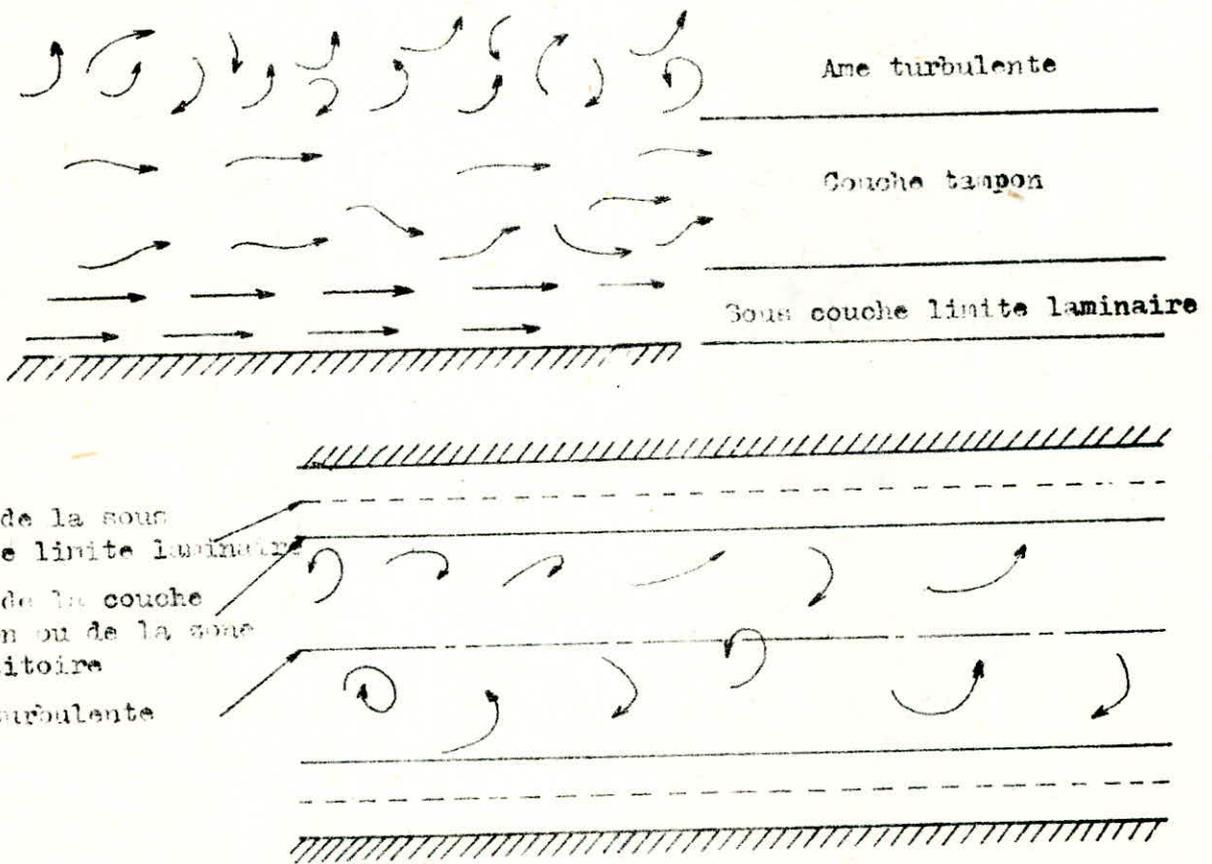


Fig. A-2- Structure de l'écoulement turbulent au voisinage d'une paroi solide et schéma d'écoulement turbulent d'un fluide dans un tuyau.

L'augmentation de la turbulence peut s'effectuer de deux (2) manières:

1°)- Augmentation de la vitesse d'écoulement:

L'augmentation de la vitesse d'écoulement augmente les coefficients d'échange de chaleur qui permettent pour un flux de chaleur donnée de réduire la taille et par conséquent le coût initial de l'installation. Mais ceci est accompagné de grandes pertes d'énergie qui augmentent la chute de pression due aux frottements intérieurs dans la conduite, donc le prix du travail de pompage augmente.

2°)- Utilisation d'éléments mélangeurs statiques:

L'utilisation d'éléments mélangeurs statiques introduits dans le tube de l'échangeur permet une forte augmentation du coefficient de transfert de chaleur par rapport au tube vide. En effet ceux-ci, par leur principe de fonctionnement et de construction, augmentent la turbulence dans le tube et par conséquent diminuent la sous-couche limite laminaire, il s'ensuit une augmentation notable de l'échange thermique entre les deux fluides.

A-III- MELANGE STATIQUE: (réf: 4-5-6-)

Dans les dernières années, la technologie du mélange statique a été beaucoup développée et a trouvé des domaines d'application dans plusieurs branches de l'industrie.

Trois grands types d'agitateurs statiques sont actuellement connus:

- the Inter-surface Generators,
- the Zenics Static Mixer,
- the Sulzer Static Mixer.

A-III-I- Définition et principe de fonctionnement:

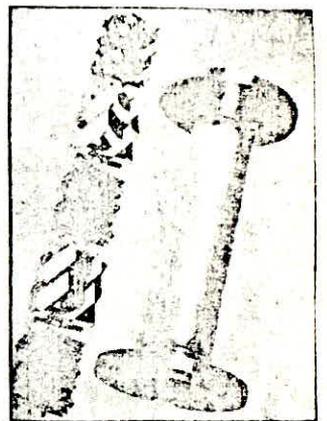
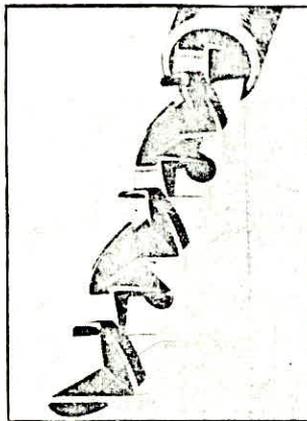
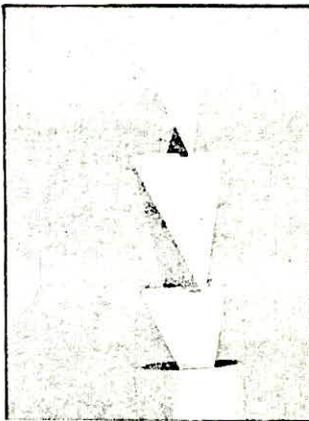
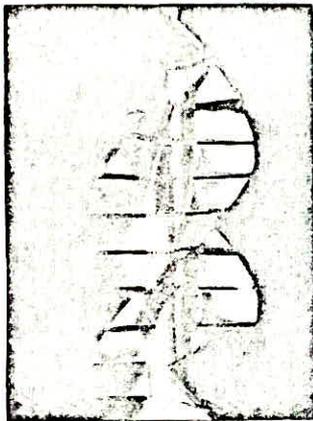
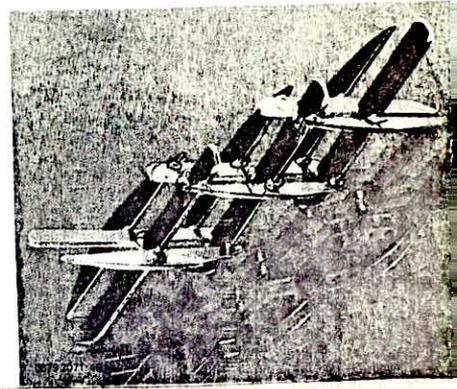
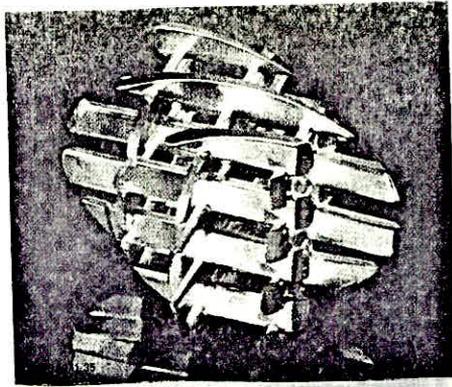
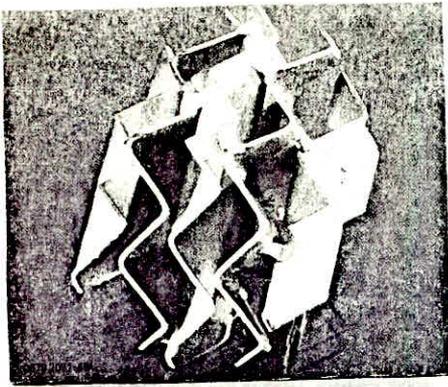
Le mélange statique est l'opération qui consiste à homogénéiser sans avoir recours à aucun agitateur dynamique. Des éléments conducteurs fixes montés dans la tuyauterie provoque l'effet de mélange par séparation, déplacement et réunion successifs du courant de produit. Ce concept nouveau se différencie essentiellement de la manière de travailler des mélangeurs dynamiques conventionnels.

Un mélangeur statique mélange le fluide en divisant l'écoulement principal en plusieurs écoulements secondaires qui sont à leur tour réunis puis divisés encore jusqu'à obtenir une caractéristique du fluide bien déterminée. (ex: la concentration ou la température d'un composant uniforme en tout point.)

A-III-2- Domaine d'application:

Les mélangeurs statiques peuvent mélanger tout ce qui peut être pompé et ont par conséquent un grand domaine d'application dans les procédés continus à savoir:

- mélange liquide-liquide même dans le cas de très grande différence de viscosité.
- mélange gaz-gaz.
- mélange gaz-liquide.
- mélange de liquides non miscibles.
- amélioration du coefficient de transfert de chaleur dans les échangeurs tubulaires en régime laminaire.
- utilisation comme élément de réacteur chimique.
- Utilisation en injection moulage et dans le domaine de l'extrusion des thermoplastiques.



On voit que les applications possibles se font à travers tous les processus des industries chimiques, pétrochimiques, alimentaires, pharmaceutiques, plastiques, cosmétiques, de la cellulose, des fibres synthétiques et du traitement des eaux.

A-III-3- Caractéristiques, Avantages, Inconvénients:

Un mélangeur statique pour être considéré comme valable du point de vue opérationnel et économique, doit posséder les caractéristiques suivantes:

- Longueur de mélange courte: c'est à dire effectuer un mélange dans des temps relativement courts,
- Bonne capacité de mélange en variant les portées, autrement dit il faut qu'il y ait indépendance du degré de mélange avec la longueur de mélange,
- possibilité d'utilisation pour une vaste gamme de viscosité.

L'avantage essentiel de ces mélangeurs statiques comparés aux mélangeurs dynamiques est la viscosité dont ils sont capables de traiter, un capital d'investissement plus bas et le coût réduit des opérations ainsi que le fait qu'ils soient meilleurs mélangeurs.

En raison de leur principe de fonctionnement défini, les mélangeurs statiques ne consomment que peu d'énergie: le coût de l'énergie pour remuer est absent, d'où la seule énergie consommée est celle nécessaire pour le pompage du fluide à travers le mélangeur.

En raison de l'absence des parties mobiles, les mélangeurs statiques ne nécessitent qu'un faible entretien, c'est pourquoi ils sont baptisé chez certains " Ajuster et laisser faire ". Mais dans certaines opérations, le problème de nettoyage se pose, c'est pourquoi on a tendance à les placer dans des installations pouvant se démonter facilement.

Propriétés	Mélange statique	Mélange dynamique.
Procédé	Continu	Généralement discontinu
Déroulement de l'opération de mélange	Absolument géométrique.	Plutôt hasardeuse.
Extrapolation	Simple	Difficile.
Consommation d'énergie	Faible	Généralement plus importantes.
Parties mobiles	Non	Oui.
Entretien	Minime	Plus important.

Tableau comparatif des propriétés d'un mélangeur statique et d'un agitateur dynamique (Réf: 6)

A-IV- ECHANGEUR DE CHALEUR AVEC ELEMENTS MELANGEURS STATIQUES:

Le coefficient de transfert de chaleur de produits visqueux s'écoulant sous régime laminaire dans les échangeurs de chaleur à tube vide est petit. La couche thermique limite présente tout au long de la paroi du tube vide est éliminée en introduisant les éléments mélangeurs du type SMXL qui ont été tout spécialement conçu pour provoquer un écoulement radial. Il s'ensuit une augmentation du coefficient de transfert de chaleur par rapport au tube vide.

Ces échangeurs de chaleur sont du type tubulaires simple ou à faisceau avec à l'intérieur des tubes un certain nombre d'éléments mélangeurs.

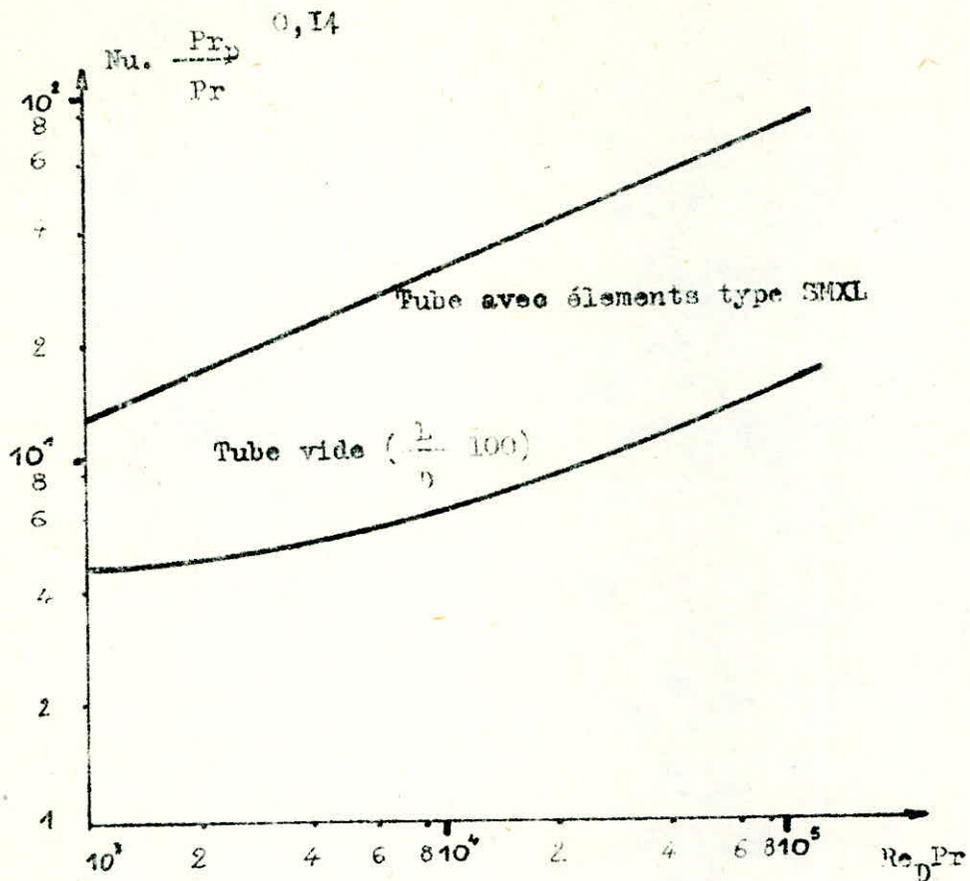
Ces éléments de mélanges sont des plaques arrangées en lamelles l'une sur l'autre pour former de nombreuses ventilations.

Dans les canaux ouverts et croisés de l'élément mélangeur, le fluide est divisé en courants individuels. En plus du transport radial de ces courants individuels, il se produit à chaque intersection des canaux une déviation partielle de chaque courant dans le canal perpendiculaire. Toute inhomogénéité (concentration, température,) est ainsi régularisée de manière bidimensionnelle dans le premier élément mélangeur et de manière tridimensionnelle à partir de l'élément suivant qui est comme tous ceux qui suivent décalé de 90° par rapport au précédent.

Ainsi, à perte de charge égale, on obtient selon les cas, des coefficients de transfert de chaleur de 3 à 6 fois plus élevés que dans le tube vide.

La figure A-3 montre l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du produit Re_D . Pr pour le tube vide et pour le tube incorporé d'éléments mélangeurs statiques.

La figure A-4 met en évidence le degré d'homogénéité en fonction du diamètre de la conduite sous un écoulement laminaire.

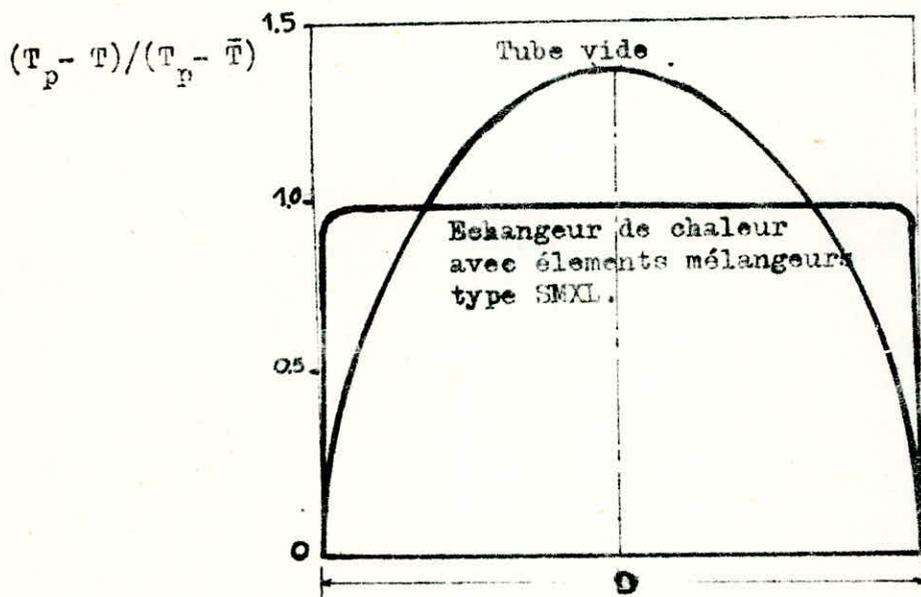


Pr_p est le nombre de Prantl du fluide visqueux mesuré à la température de la paroi

Pr est le nombre de Prantl du fluide visqueux mesuré à la température moyenne du fluide.

Re_D est le nombre de Reynolds mesuré par rapport au tube vide.

Fig. A-3- Nombre de Nusselt représenté en fonction du produit $Re_D Pr$ pour le tube vide et pour le type de mélangeur SMXL.



T_p est la température de la paroi

T est la température d'un point quelconque dans le courant fluide

\bar{T} est la température moyenne du courant fluide

Fig. A-4- Profil de température sans dimensions en fonction du diamètre du tube D.

A-V. ÉTUDE DES PERTES DE CHARGE:

Le fluide qui traverse le tube intérieur d'un échangeur s'écoule sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle perte de charge. La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation du fluide et de ses caractéristiques physiques: densité, viscosité ainsi que les dimensions du tube.

La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert de chaleur et une chute de pression. Il est d'usage courant de considérer une première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à 1 Kg/cm^2 pour les appareils industriels travaillant sous le refoulement des pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravité, la perte de charge maximum est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil.

A-V-I- Cas du tube vide: (Réf: I- tome 2).

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom de FANNING valable en régime isotherme pour une longueur L de tuyauterie de diamètre uniforme D_i :

$$\Delta P = f \frac{G^2 L}{D_i \rho}$$

avec:

- f: Coefficient de friction qui est fonction du nombre de Re,
- G: Vitesse massique ($\text{Kg/m}^2 \cdot \text{s}$)
- ρ : Masse volumique du liquide ou du gaz mesurée à la température calorifique (Kg/m^3)
- ΔP : Perte de charge ($\text{Kg/m} \cdot \text{s}^2$)

La valeur du coefficient de friction du nombre de Reynolds est donné par les expressions suivantes:

- Régime laminaire: ($Re < 2100$) $f = \frac{32}{Re}$
 - Régime turbulent: ($Re > 2100$) $f = 0,0028 + 0,25 Re^{-0,32}$
- pour les tubes lisses d'échangeurs.

pour les tubes rugueux I.P.S. $f = 0,007 + 0,528 Re^{-0,42}$

Pour tenir compte de la non isothermicité de l'écoulement qui provoque la même déviation que le transfert de chaleur, SIERDER et TATE (1) propose de corriger l'équation isotherme $\Delta P = \frac{f G^2 L}{D_i^5}$ par un facteur ϕ_t introduit au dénominateur:

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{D_i^5 \phi_t}$$

où $\phi_t = (\eta/\eta_p)^{0,25}$ en régime laminaire
 $\phi_t = (\eta/\eta_p)^{0,14}$ en régime turbulent.

η_p étant la viscosité dynamique mesurée à la température de paroi
 η étant la viscosité dynamique mesurée à la température t.

La puissance absorbée peut être alors évaluée de la façon suivante:

$$P = \Delta P \cdot Q$$

où: Q est le débit du fluide (m³/s)
 P est la puissance consommée (W)
 ΔP est la perte de charge (Pa)

A-V-2- Cas du tube inséré d'éléments mélangeurs: (Réf: 7)

Compte tenu du fait que les mélangeurs statiques fonctionnent suivant un schéma géométrique, la puissance absorbée est notamment inférieure à celle des mélangeurs dynamiques.

La puissance absorbée est déterminée à l'aide de la formule suivante: $P = \Delta P \cdot Q$

La perte de charge dans le mélangeur statique doit être compensée par l'appareil d'alimentation des fluides (pompe, soufflante,.....) .

La perte de charge dans un mélangeur statique se calcule à l'aide de l'équation de perte de charge suivante:

$$\Delta P = f \frac{L_m}{2} w^2 \frac{\rho}{d_h}$$

où: f est le coefficient de friction
 w est la vitesse moyenne linéaire du fluide par rapport au tube vide
 L_m est la longueur de la section de mélange
 ρ est la masse volumique du fluide
 d_h est le diamètre hydraulique des canaux des éléments de mélange.

Le diamètre hydraulique peut être obtenu à partir des dimensions des éléments mélangeurs. On propose la formule suivante:

$$d_h = 4 \frac{\pi/4 D L_m - O_m \delta}{2 O_m + \pi D L_m}$$

où: D est le diamètre intérieur du tube vide (m)

L_m est la longueur de la section de mélange (m)

O_m est la surface totale mouillée des éléments mélangeurs (m^2)

δ est l'épaisseur du matériau utilisé pour la fabrication des éléments mélangeurs (m)

Les valeurs suivantes peuvent être substitués pour le coefficient de friction f :

- écoulement turbulent $Re = \frac{f w d_h}{\zeta} > 150 \quad f = 1$

- écoulement laminaire $Re = \frac{f w d_h}{\zeta} < 150 \quad f = \frac{150}{Re}$

A-VI- ETUDE DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN ECHANGEUR TUBULAIRE:

A-VI-I- Introduction:

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires.

La dualité transfert de chaleur - perte de charge domine tout ce problème. En effet, les résistances au transfert matérialisées par des films, sont d'autant plus faibles que la vitesse de circulation et en conséquence le nombre de Reynolds sont élevés; ce qui entraîne une réduction de la surface d'échange à prévoir. En contre-partie, l'élévation du nombre de Reynolds provoque une augmentation de la perte de charge qui conduit à utiliser une pompe à pression de refoulement supérieure, donc exigeant plus d'énergie, de sorte que ce que l'on a gagné sur la surface de l'appareil est contrebalancé par l'accroissement des frais opératoires. Le calcul de tout appareil comportera donc toujours deux études parallèles: transfert de chaleur et perte de charge.

A-VI-2- Equations fondamentales:

Quelque soit le type d'appareil utilisé, si l'on ne prend en considération que les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides, il est possible d'établir le bilan thermique global de l'appareil en écrivant que la quantité de chaleur ϕ perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, si l'on néglige les pertes thermiques on écrit alors:

$$\phi = M (H_1 - H_2) = m (h_2 - h_1)$$

Les lettres majuscules sont réservées pour le fluide chaud, les minuscules pour le fluide froid, alors que les indices 1 et 2 correspondent respectivement aux conditions d'entrée et de sortie. M et m désignant les débits massiques horaires des fluides, H et h les enthalpies des fluides en fonction de leur températures T et t.

Par ailleurs, on démontre que l'on peut appliquer l'équation de FOURIER (I) à l'ensemble de l'appareil:

$$\phi = A \frac{\Delta t_m}{\sum R} = U A \Delta t_m$$

où: A est la surface totale d'échange offerte par l'appareil (m²)

U est le coefficient de transfert global (W / m².deg.)

t_m est la différence de température moyenne entre les 2 fluides.

A-VI-3- Différence de température moyenne:

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée T_I et t_I conditionne directement la valeur moyenne de la différence de température Δt. Elle est fonction:

- de la nature des débits respectifs des deux fluides comme on témoigne le bilan thermique (paragraphe: A-VI-2-)

- du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à contre-courant pur ou à courant parallèle.

Les figures A-5, A-6, A-7 et A-8 montrent l'évolution des températures des deux fluides dans un échangeur constitué par un tube et un corps.

La figure A-5 montre le cas d'une vapeur qui se condense à température constante tandis que l'autre fluide est réchauffé.

La figure A-6 est relative au cas où un fluide est évaporé à température constante pendant que la chaleur s'écoule à partir d'un fluide plus chaud dont la température décroît lors du passage à travers l'échangeur.

Dans ces deux cas, la direction de l'écoulement de chacun des fluides à peu d'importance et le milieu à température constante peut même être au repos.

La figure A-7 représente les conditions dans un échangeur à écoulement parallèle, et la figure A-8 correspond à un échangeur à contre-courant. Dans ces deux derniers cas il n'y a pas de changement de phase. L'examen de la figure A-7 montre que quelle que soit la longueur de l'échangeur, la température finale du fluide le plus froid ne peut jamais être supérieure à la température de sortie du fluide le plus chaud. Pour un échangeur à contre-courant par contre, la température finale du fluide le plus

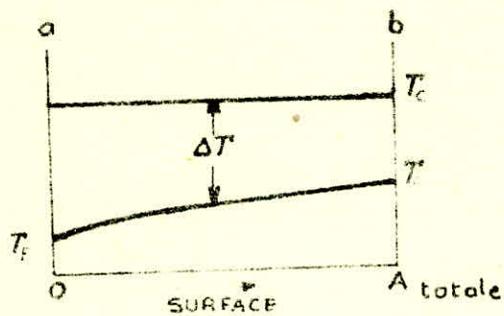


Fig. A-5- Distribution des températures dans un condenseur à un seul passage.

Fig. A-6- Distribution des températures dans un évaporateur à un seul passage.

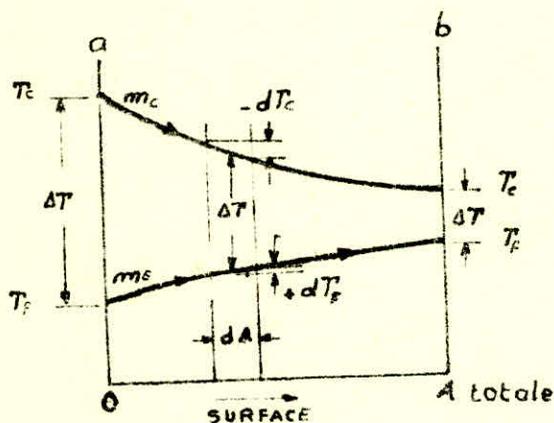
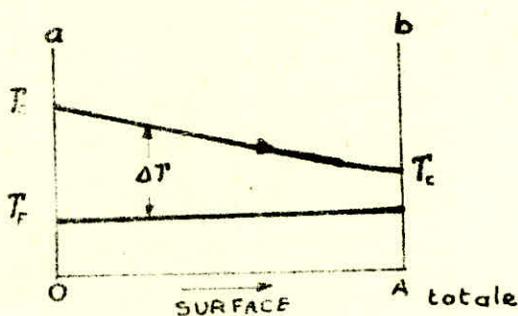
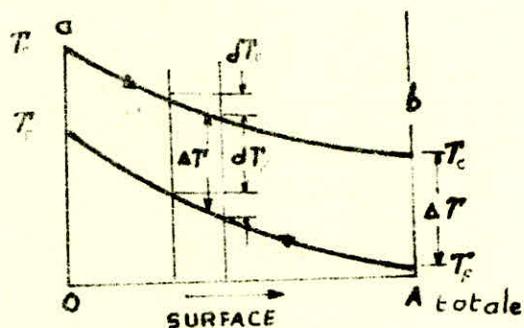


Fig. A-7- Distribution des températures dans un échangeur de chaleur à écoulement parallèle avec un seul passage.

Fig. A-8- Distribution des températures dans un échangeur de chaleur à contre-courant avec un seul passage.



froid peut dépasser la température de sortie du fluide le plus chaud, car il existe un gradient de température favorable tout le long de la traversée de l'échangeur.

Un avantage supplémentaire de la disposition à contre-courant est que, pour un flux de chaleur donné, on a besoin d'une surface d'échange plus petite que dans le cas d'un écoulement parallèle.

Pour déterminer le flux de chaleur dans n'importe quel cas qui viennent d'être cités, on doit intégrer l'équation

$$d\phi = U dA \Delta T_m \quad (I)$$

sur toute la surface d'échange de chaleur. Si la conductance globale par unité de surface U est constante, si on néglige les variations d'énergie cinétique et si le corps de l'échangeur est isolé, on peut intégrer l'équation (I) pour un écoulement parallèle ou à contre-courant. Le bilan énergétique appliquée à la surface dA donne:

$$d\phi = -m_c C_{pc} dT_c = \pm m_f C_{pf} dT_f = U dA \Delta T_m$$

où: m est le débit de fluide (Kg/h)

C_p est la chaleur spécifique à pression constante (KJ/Kg.deg.)

Les indices c et f se rapportent respectivement au fluide chaud et au fluide froid; dans le troisième terme le signe $-$ s'applique à un écoulement parallèle et de même sens et le signe $+$ à un écoulement à contre-courant.

On montre finalement (Réf: 3 pp 516-517) que pour un écoulement parallèle ou un écoulement à contre-courant:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln (\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

qui désigne la moyenne logarithmique de la différence de température globale. Les indices a et b se rapportent aux extrémités de l'échangeur.

Cette différence de température s'applique également lorsque la température de l'un des fluides est constante, comme le montrent les figures A-5 et A-6. Lorsque dans un écoulement à contre-courant $m_c \cdot C_{pc} = m_f \cdot C_{pf}$, la différence de température est constante $\Delta T_m = \Delta T_a = \Delta T_b$.

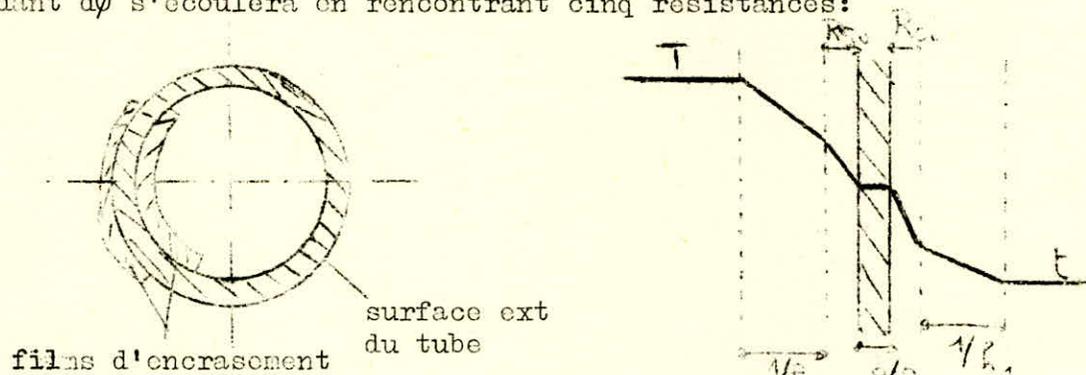
L'utilisation de la moyenne logarithmique de la température est tout simplement une approximation, car en général U n'est pas constant. Dans un projet d'étude, toutefois, on calcule la conductance globale pour une section moyenne, pratiquement à mi-chemin entre les extrémités, et on la considère comme une constante. Si U varie d'une façon importante, on doit effectuer une intégration de l'équation (I) en plusieurs étapes.

Si la différence de température n'est pas supérieure de plus de 50 pour cent à T_b , la moyenne arithmétique de la différence de température ne s'écarterait pas de la moyenne logarithmique de la différence de température global de plus de 1 pour cent et peut être utilisée pour simplifier les calculs.

A-VI-4- Coefficient de transfert global U:

- Expression globale:

Pour un élément de tube dL , le flux de chaleur correspondant $d\dot{Q}$ s'écoulera en rencontrant cinq résistances:



- $R_{I1} = \frac{1}{h_{I1}}$: résistance dans le fluide à l'intérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient de film interne.

- $R_{I2} = \frac{1}{h_{I2}}$: résistance dans le fluide à l'extérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient de film externe.

- R_t : résistance due à la paroi du tube

- R_{so} : résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube.

- R_{si} : résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube.

Comme toutes ces résistances s'expriment en $(\text{m}^2 \cdot \text{log} / \text{W})$ il est nécessaire de rapporter tous ces termes à la même surface.

On convient de choisir, en référence, la surface extérieure du tube, ce qui amène à corriger les résistances intérieures R_I et R_{si} en les multipliant par le rapport des diamètres extérieur et intérieur du tube. Les résistances corrigées s'écrivent alors:

$$R_{sio} = R_{si} \frac{D_{ext}}{D_{int}}$$

$$h_{I,o} = h_I \frac{D_{ext}}{D_{int}}$$

Dans ces conditions la résistance globale au transfert de chaleur est égale à la somme des cinq résistances précédentes et prendra la forme:

$$R_s = \frac{I}{U_s} = \frac{I}{h_I} + R_{so} + R_{sio} + \frac{I}{h_2}$$

U_s est le coefficient de transfert sale relatif à l'élément de tube dL . Lorsque cet élément est neuf, les résistances R_{sio} et R_{so} sont nulles et on définit alors un coefficient propre de transfert U tel que:

$$U = \frac{I}{\frac{I}{h_I} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{I}{h_2}} .$$

B-) PARTIE EXPERIMENTALE.

VUE GENERALE SUR L'INSTALLATION.

-----ooo00ooc-----

L'étude expérimentale a porté d'une part sur la conception et la réalisation d'une installation permettant l'étude du phénomène de transfert thermique dans un échangeur de chaleur, ainsi que la conception et la réalisation d'éléments mélangeurs statiques à utiliser dans une pareille étude, d'autre part sur des essais sur l'échange thermique dans cette installation avec et sans éléments mélangeurs et la comparaison des résultats. Enfin un essai de calcul économique a été fait pour l'avantage d'une telle application.

B-I- CONCEPTION ET REALISATION DE L'APPAREILLAGE:

Il s'agissait de concevoir et réaliser une installation permettant l'étude de l'échange thermique dans un processus de mélange statique:

Les principaux éléments de l'appareillage sont:

- une source de chaleur (production de vapeur),
- un échangeur de chaleur à tube et enveloppe,
- une pompe centrifuge,
- un débitmètre,
- un relevé de perte de charge dans le tube intérieur de l'échangeur entre l'entrée et la sortie ainsi qu'un relevé de température.

B-I-I- Description et schéma de l'installation: (voir schéma B-I-)

La vapeur d'eau produite par notre chaudière entre dans l'enveloppe de l'échangeur. Par échange thermique avec l'eau froide circulant dans le tube intérieur, cette vapeur se condense. Le condensat avant d'être jeté à l'égout, passe par un tube en U correspondant à une fermeture hydraulique terminé par un robinet à trois voies. Celui-ci, suivant une position ou une autre, permet soit de recevoir le condensat dans une éprouvette graduée de façon à pouvoir mesurer le débit en fonction du temps soit le faire évacuer vers l'égout.

Le débit d'eau froide arrivant du refoulement de la pompe centrifuge est mesuré par un débitmètre E.I.V.S. étalonné pour l'eau avant d'être injecté dans le tube intérieur de l'échangeur.

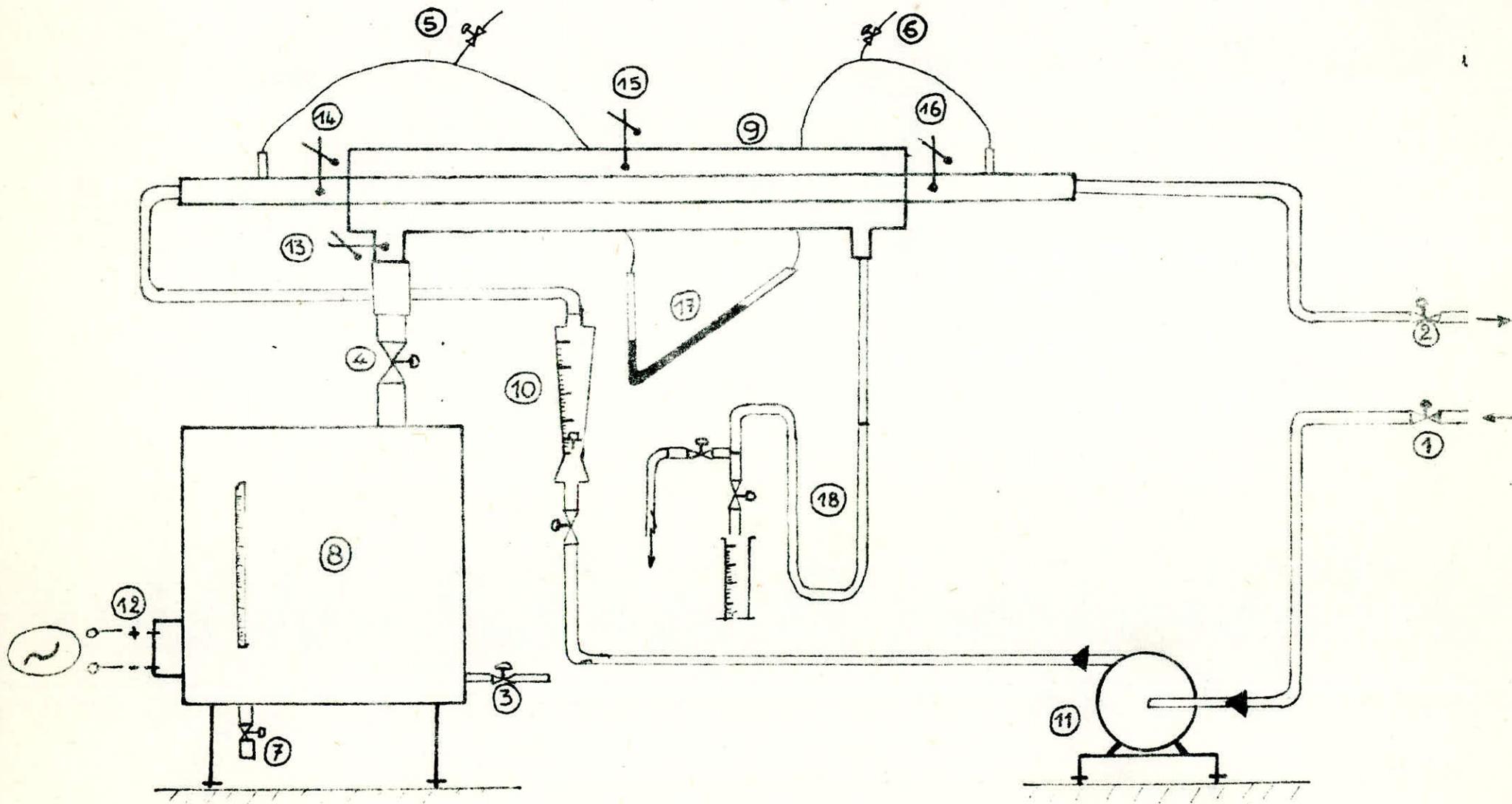


Fig. 3-1. Schéma de l'installation.

Numéro	Désignation
I	Vanne alimentant la pompe, relié à la tour de refroidissement
2	Vanne de refoulement dans le bac de la tour de refroidissement
3	Vanne d'alimentation en eau de la chaudière
4	Vanne commandant la sortie de la vapeur
5 et 6	Robinets de purge d'air
7	Vanne de vidange de la chaudière
8	Chaudière
9	Echangeur de chaleur
10	Débitmètre
11	Pompe centrifuge F.I.V.S.
12	Branchement électrique des résistances
13, 14, 15, 16	Prises de températures
17	Micromanomètre pour la prise de perte de charge
18	Fermeture hydraulique.

L'eau chauffée par échangeur thermique avec la vapeur qui se condense dans l'enveloppe de l'échangeur est envoyée dans la tour de refroidissement atmosphérique. La pompe est alimentée par le réservoir de cette même tour de refroidissement.

Comme on le constate à travers cette description, l'eau servant de fluide refroidisseur est recyclée en passant par un système de refroidissement existant déjà au hall de Génie Chimique, et ce bien sûr par souci constant d'économie.

B-I-2+"La chaudière" (production de vapeur):

L'inexistence de chaudière au département de Génie Chimique nous a contraint à concevoir et réaliser notre propre production de vapeur.

Pour cela on dispose de 20 résistances chauffantes et plongeantes dont les caractéristiques de chacune d'elle sont:
Puissance 2 kW ; tension d'alimentation 220 V.

La puissance maximum de chauffage nécessaire peut être calculée sous la base des hypothèses suivantes:

- On suppose une différence de température moyenne du fluide de 3 °C entre l'entrée et la sortie du tube intérieur de l'échangeur,

- On suppose aussi une vitesse maximum du fluide dans le tube de 1 m/s .

Le débit maximum d'eau circulant à l'intérieur du tube sera donc:

$$Q = \frac{\pi D_i^2}{4} \cdot U$$

où: D_i est le diamètre intérieur du tube de l'échangeur

U la vitesse linéaire moyenne du fluide dans le tube.

d'où:

$$Q = \frac{3,14 \cdot 3,5^2 \cdot 10^{-4}}{4} \cdot 3600$$
$$Q \approx 3,46 \text{ m}^3/\text{h} .$$

La quantité de chaleur nécessaire pour chauffer ce débit d'eau de 3°C sera de:

$$\phi = M.C_p \cdot \Delta t$$

.../...

où: M est le débit massique du fluide (Kg/s)

C_p est la chaleur spécifique de l'eau (KJ/ Kg.deg;)

$$\text{d'où: } \phi = \frac{3,46 \cdot 10^3 \cdot 4,18 \cdot 10^3 \cdot 3}{3600}$$

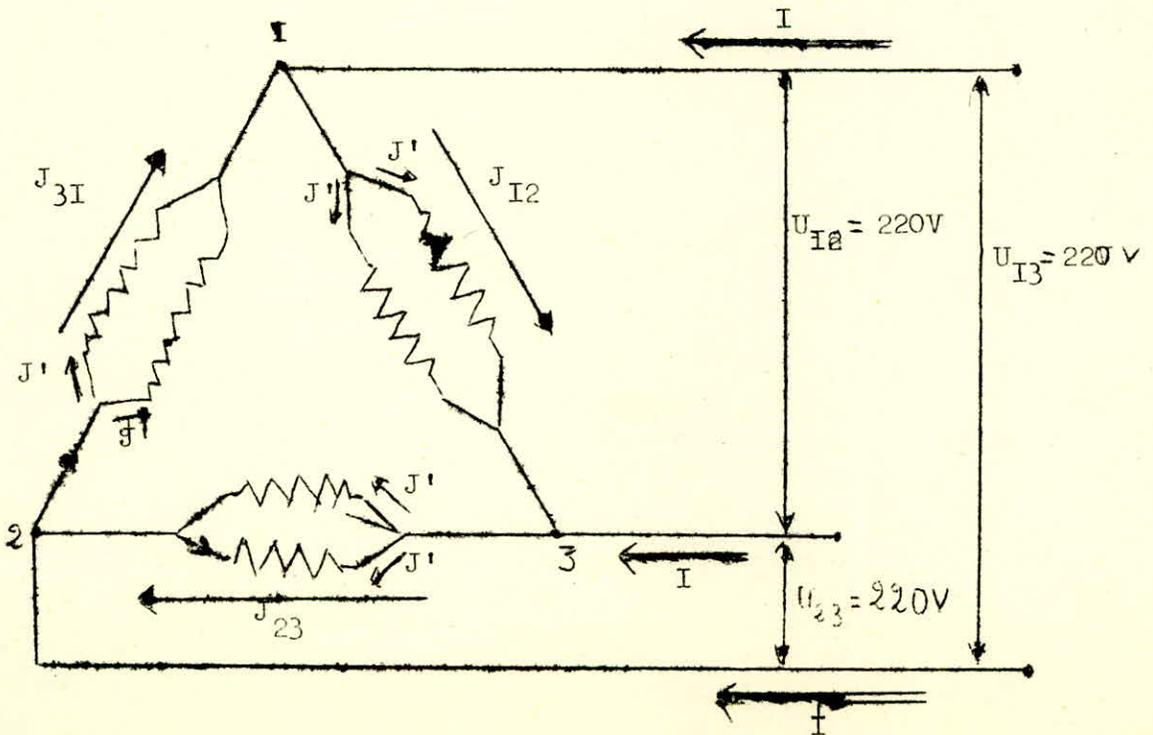
$$\underline{\phi = 12 \text{ kW}}$$

En supposant que les pertes thermiques s'évaluent à 25%, on nécessitera d'une puissance de chauffe de 16 kW. Mais comme l'hypothèse qu'une ou plusieurs résistances peuvent tomber en panne au cours des manipulations n'est pas à écarter, on prendra soin de brancher au total de 12 résistances chauffantes correspondant à une puissance de chauffe de 24 kW.

Disposant: - d'une différence de potentiel de 220 V
- d'une intensité de courant maximum de 80 Ampères par prise de courant,
- de résistances chauffantes de 2 kW chacune en quantité suffisante,
on a recherché le montage électrique répondant aux conditions précitées.

On a finalement abouti à trois (3) systèmes électriques triphasés en triangle branchés séparément et dont les schémas électriques sont les suivants:

1er circuit:



.../...

L'intensité consommée par une seule résistance est de:

$$J' = \frac{P}{\sqrt{3} U \cos \varphi}$$

où P est la puissance d'une résistance (W)

U la tension aux bornes de celle-ci (U)

cos φ est le facteur de puissance, généralement égal à 0,8

d'où $J' = \frac{2\,000}{\sqrt{3} \cdot 220 \cdot 0,8} \Rightarrow \underline{J' = 6,56 \text{ Ampères.}}$

Les branches du circuit étant équilibrées, ceci entraîne que:

$$J_{I2} = J_{23} = J_{3I} = 2 \cdot J' = J = 2 \cdot 6,56 = \underline{13,12 \text{ Ampères.}}$$

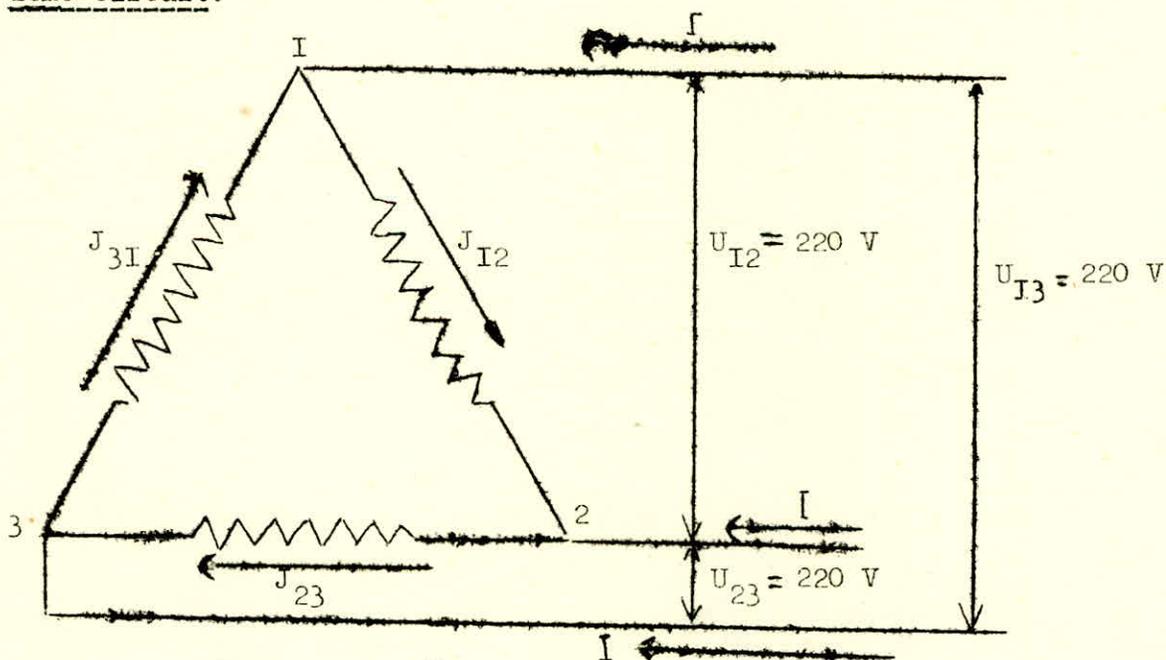
et l'intensité par phase sera égale à:

$$I = \sqrt{3} J = \underline{22,7 \text{ Ampères}}$$

Il s'ensuit que l'intensité totale absorbée par notre circuit sera égale à:

$$3 I = 3 \cdot 22,7 = \underline{68,1 \text{ Ampères.}}$$

2ème circuit:

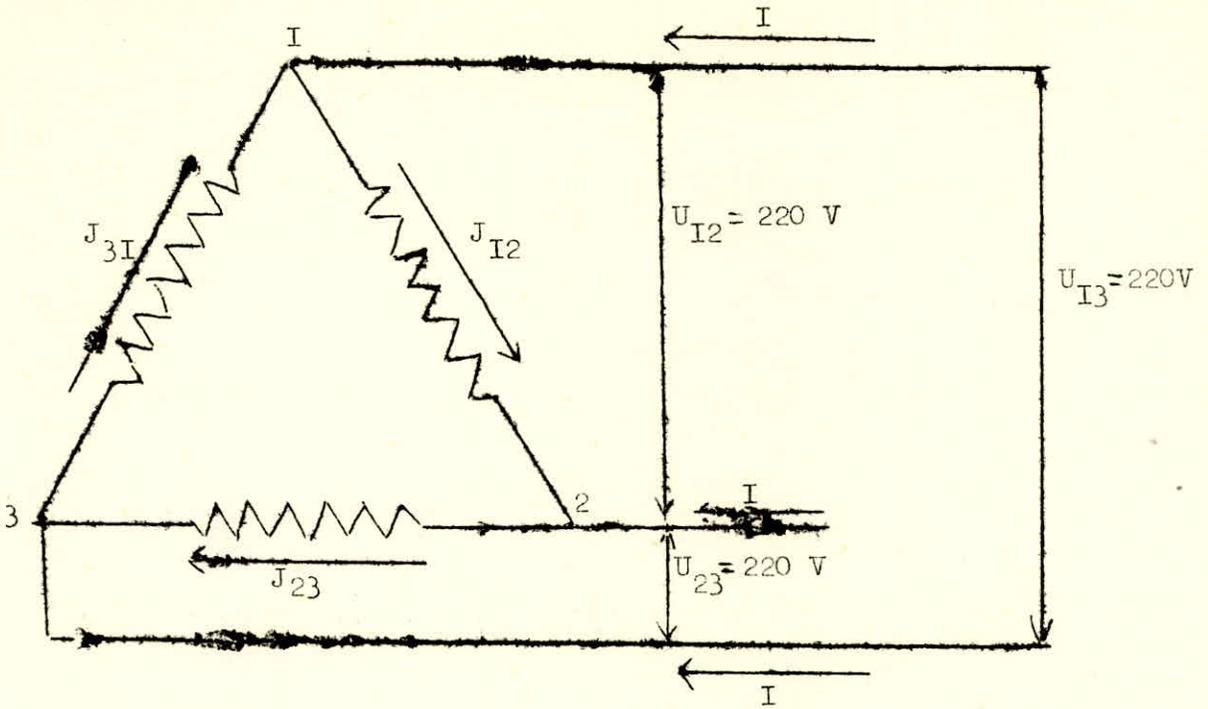


$$J = J_{I2} = J_{23} = J_{3I} = \frac{P}{\sqrt{3} U \cos \varphi} = \underline{6,56 \text{ Ampères.}}$$

Le courant I par phase est: $I = \sqrt{3} J = \underline{11,36 \text{ Ampères.}}$

et le courant total absorbé par le circuit = $3 \cdot I = \underline{34,08 \text{ Ampères.}}$

3^{ème} circuit:



de même que pour le circuit 2 :

$$J = J_{I2} = J_{23} = J_{3I} = \frac{P}{\sqrt{3} U \cos \varphi} = \underline{6,56 \text{ Ampères.}}$$

Le courant I par phase est : $I = \sqrt{3} J = \underline{11,36 \text{ Ampères.}}$

et le courant total absorbé par le circuit = $3 I = \underline{34,08 \text{ Ampères.}}$

Les six (6) dernières résistances ont été branché séparément 3 par 3 dans le but de pouvoir les commander par groupe de 3 dans le cas d'une production excessive de vapeur.

- Conception et réalisation de la chaudière:

La carcasse de notre chaudière n'est autre qu'un bac paralpipédique de dimension (70 . 60 . 50) cm^3 récupéré dans le grenier auquel on a subi certaines transformations à savoir:

- L'emplacement sur sa partie supérieure d'une sortie de vapeur commandé par une vanne de diamètre 1,5 pouce
- L'emplacement d'un bout de tuyau 15/21 soudé avec vanne pour l'alimentation
- L'emplacement d'un contrôle de niveau d'eau à l'intérieur de la chaudière
- L'emplacement d'une soupape de sécurité.

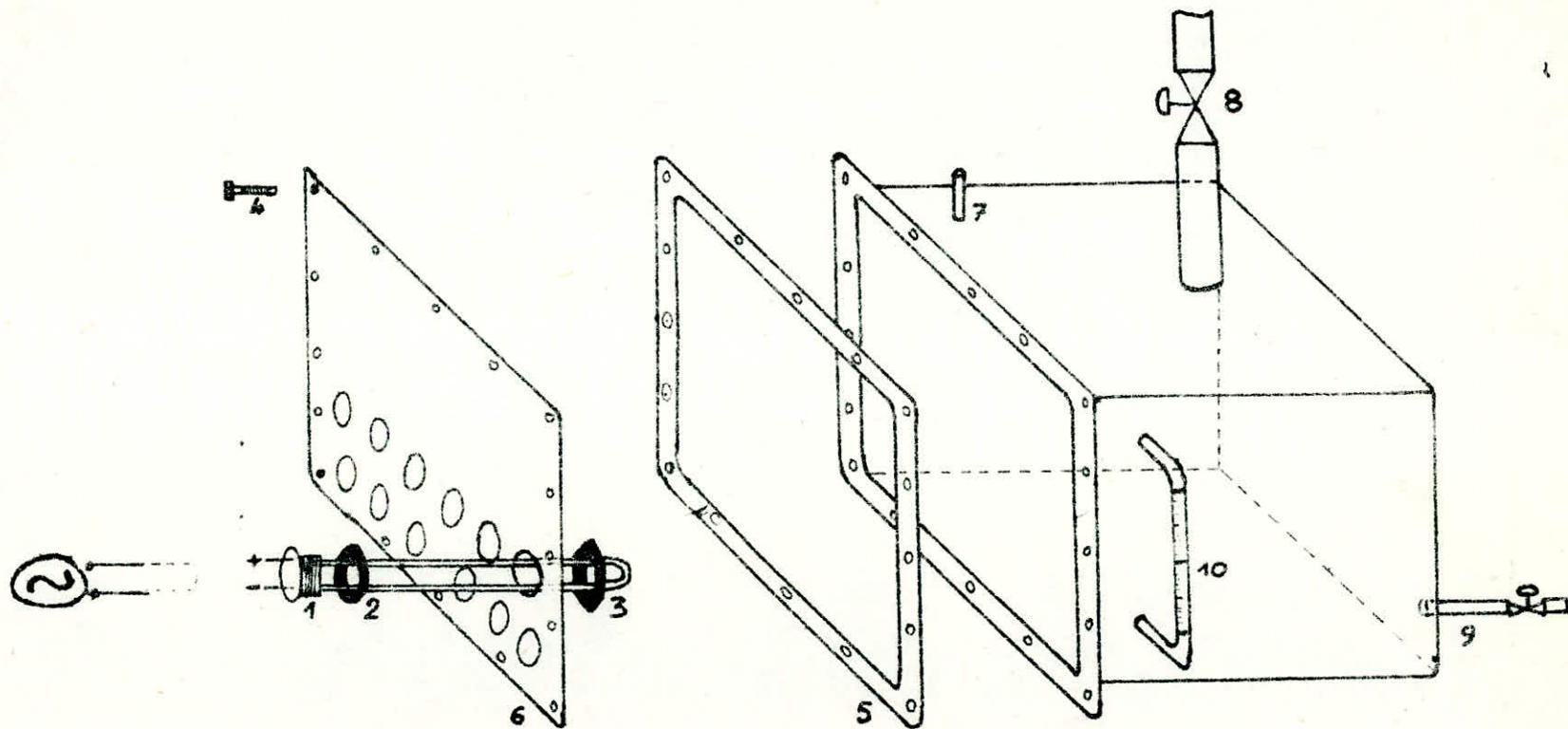


FIG-B-2- Schéma détaillé du montage de la chaudière.

Numéro	Désignation
1	Résistance chauffante
2	Joint en caoutchouc d'étanchéité
3	Erou de serrage et de fixation de la résistance
4	Erou de fixation du couvercle latérale gauche
5	Joint périphérique en caoutchouc
6	Plaque métallique usinée où sont fixées les 12 résistances
7	Soupape de sécurité
8	Vanne de commande sortie vapeur
9	Vanne d'alimentation de la chaudière en eau
10	Contrôle du niveau d'eau dans la chaudière.

Les résistances sont fixées sur la face latérale gauche de façon à plonger entièrement dans l'eau, d'où un problème d'étanchéité qui se pose.

Ce problème a été surmonté en prenant soin de placer des joints en caoutchouc au niveau de chaque résistance. Un autre joint en caoutchouc a été placé sur le périmètre de la plaque métallique où sont fixées les résistances.

Dans le souci d'éviter d'importantes pertes de chaleur par conduction et par convection naturelle, les six faces de la chaudière ont été enveloppées de plaques d'amiante en carton afin de minimiser celles-ci.

B-I-3- L'échangeur de chaleur:

Pour une question de commodité, le modèle le plus simple d'échangeur à tube et enveloppe a été choisi.

Il se compose d'un tube placé concentriquement à l'intérieur d'un autre tube qui tient lieu de corps. Il a été usiné entièrement en PYREX et sur commande dans les établissements PLASTOVER.

Toujours pour des raisons de commodité, le dimensionnement suivant a été choisi:

<u>Tube intérieur:</u>	L = 1,60 m
	$\phi_i = 3,5$ cm
	$\phi_e = 4,0$ cm
<u>Enveloppe:</u>	L = 1 m
	$\phi_i = 65$ cm
	$\phi_e = 70$ cm

L'échangeur ainsi usiné présente une surface d'échange correspondant à 1 mètre de longueur. Sur le tube intérieur il a été prévu également l'emplacement de thermomètres pour les prises de températures à l'entrée et la sortie de l'échangeur, de même que la prise de perte de charge entre l'entrée et la sortie. Il a été de même pour l'enveloppe de l'échangeur où on a prévu une prise de température de la vapeur à l'entrée, ainsi qu'une autre prise au centre de l'enveloppe. Cette dernière pourra être assimilée à la température de la paroi de l'échangeur.

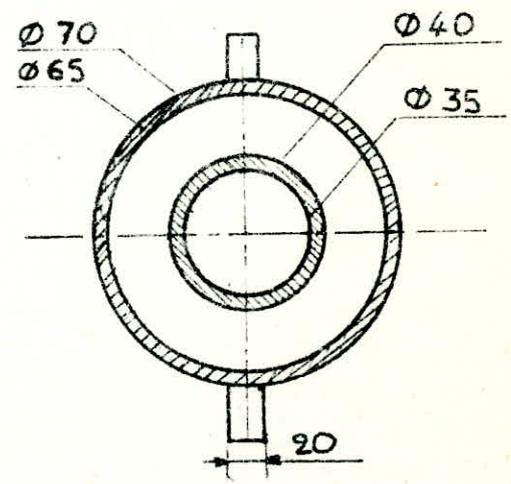
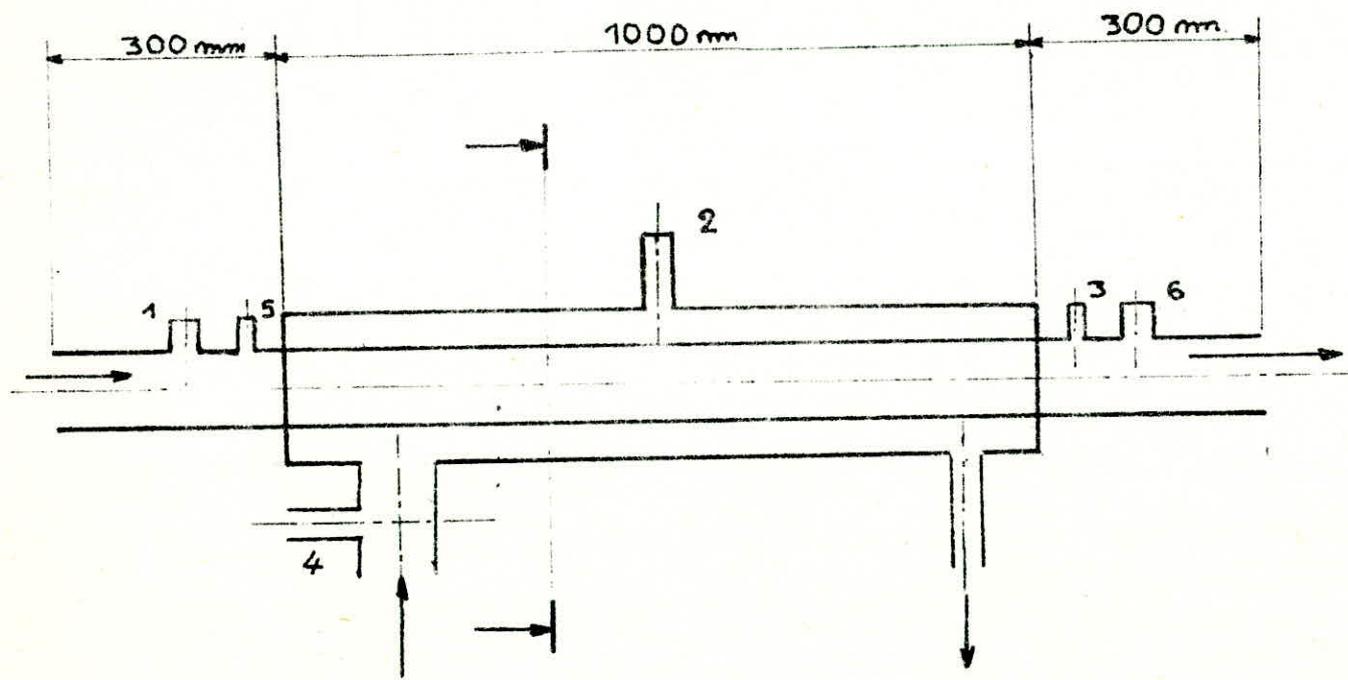


Fig. R-3- Schéma de l'échangeur.

B-I-4- Le débitmètre:

Le débit d'eau circulant dans le tube intérieur de l'échangeur est mesuré au moyen d'un débitmètre Full View étalonné déjà pour l'eau.

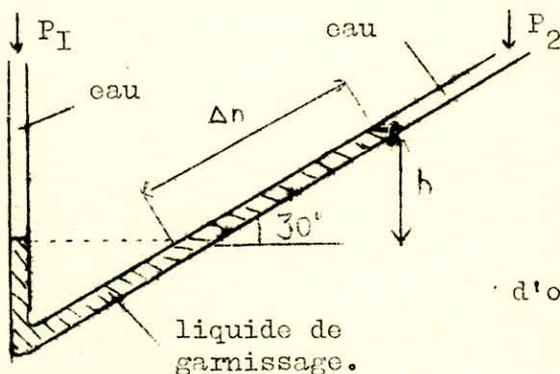
On dispose de deux (2) débitmètres de ce type; le premier atteint un débit maximum de $4 \text{ m}^3/\text{h}$ et un débit minimum de $1 \text{ m}^3/\text{h}$. Le second à un débit maximum de $1 \text{ m}^3/\text{h}$, et un débit minimum de $0,1 \text{ m}^3/\text{h}$.

Suivant les conditions opératoires, on pourra remplacer le premier par le second et vice-versa.

B-I-5- Relevé de perte de charge:

Pour le relevé de perte de charge entre l'entrée et la sortie du tube intérieur de l'échangeur, on utilise un micromanomètre qui est un manomètre à liquide destiné à la mesure des pressions ou dépressions relativement très faibles et avec une précision supérieure à celle obtenue par des colonnes ordinaires.

Il est constitué par un tube incliné de façon à amplifier le déplacement du liquide.



$$\Delta P = h \rho g$$

$$h = \Delta n \sin 30^\circ = \frac{\Delta n}{2}$$

$$\text{d'où: } \Delta P = \frac{\Delta n}{2} \rho g$$

Le choix du liquide de garnissage est conditionné par de nombreux facteurs: inertie chimique par rapport au milieu contrôlé, stabilité, inflammabilité, toxicité,... Il s'y ajoute les diverses caractéristiques physiques du liquide.

Dans notre cas, il nous fallait un liquide de garnissage permettant un déplacement lisible autrement dit un liquide qui ne soit pas trop dense (Hg à exclure). Ce liquide doit être plus dense que l'eau et immiscible avec celui-ci et de plus pouvoir le colorer de façon à distinguer sans peine l'interface liquide-eau.

Notre choix s'est finalement porté sur le tétrachlorure de carbone (Ccl_4) de densité environ égale à 1,6 à 20°C, immiscible avec et coloré avec quelques gouttes d'aniline de façon à ne pas trop changer la densité moyenne du liquide.

B-I-6- Relevé de températures:

On mesure respectivement les températures d'entrée et de sortie de l'eau dans l'échangeur, ainsi que les températures d'entrée de la vapeur dans l'enveloppe de l'échangeur et la température centrale de celle-ci qu'on assimilera à la température de la paroi

L'idéal pour nous aurait été de faire toutes ces mesures à l'aide de thermocouples soigneusement étalonnés et permettant des mesures très précises mais faute de moyens, on utilise des thermomètres à mercure pouvant donner une précision de 0,2 °C .

B-I-7- La pompe:

Notre échangeur de chaleur travaille sous le refoulement d'une pompe centrifuge E.I.V.S. qui aspire l'eau du bac de la tour de refroidissement.

B-II- CONCEPTION ET REALISATION DES MELANGEURS STATIQUES:

L'analyse de l'équation donnant la perte de charge en fonction du débit dans un tube inséré d'éléments mélangeurs nous montre que celle-ci (perte de charge) est directement lié à la géométrie des éléments. Par conséquent le choix des éléments mélangeurs est lié d'une part à la perte de charge qu'ils provoqueraient dans le tube de l'échangeur , et d'autre part à la commodité de leur réalisation avec les moyens dont on dispose.

Notre choix s'est finalement porté sur les éléments mélangeurs type SMOX qui sont utilisés par une compagnie Française pour leur échangeurs de chaleur.

Ce type d'éléments répond parfaitement à nos critères à savoir:

- domaine d'application (transfert de chaleur)
- leur géométrie relativement plus ouverte, c'est à dire l'espace compris entre les lames qui les constituent est sensiblement plus important et l'angle formé par ces lames avec l'axe du tube est plus faible. Ceci entraîne une perte de charge relativement plus faible
- enfin la facilité relative que présente la réalisation de ces mélangeurs statiques.

- Réalisation:

Ces éléments mélangeurs sont constitué d'un réseau de lames croisées, emboîtées les unes dans les autres.

Vu que ces éléments mélangeurs vont être introduits dans un tube où circulera un fluide ne dépassant pas la température de 50°C, on convient d'utiliser comme matériau pour réaliser ces éléments mélangeurs du PLEXIGLASS. Celui-ci présente une grande facilité pour les soudures.

Pour réaliser un élément mélangeur, il nous faut:

- 1 lame du type (a)
- 1 lame du type (c)
- 2 lames du type (b)
- 2 lames du type (d)
- 6 lames du type (e)

Fig. B-4- Schéma des différentes lames en Plexiglass pour la fabrication de l'élément mélangeur statique.

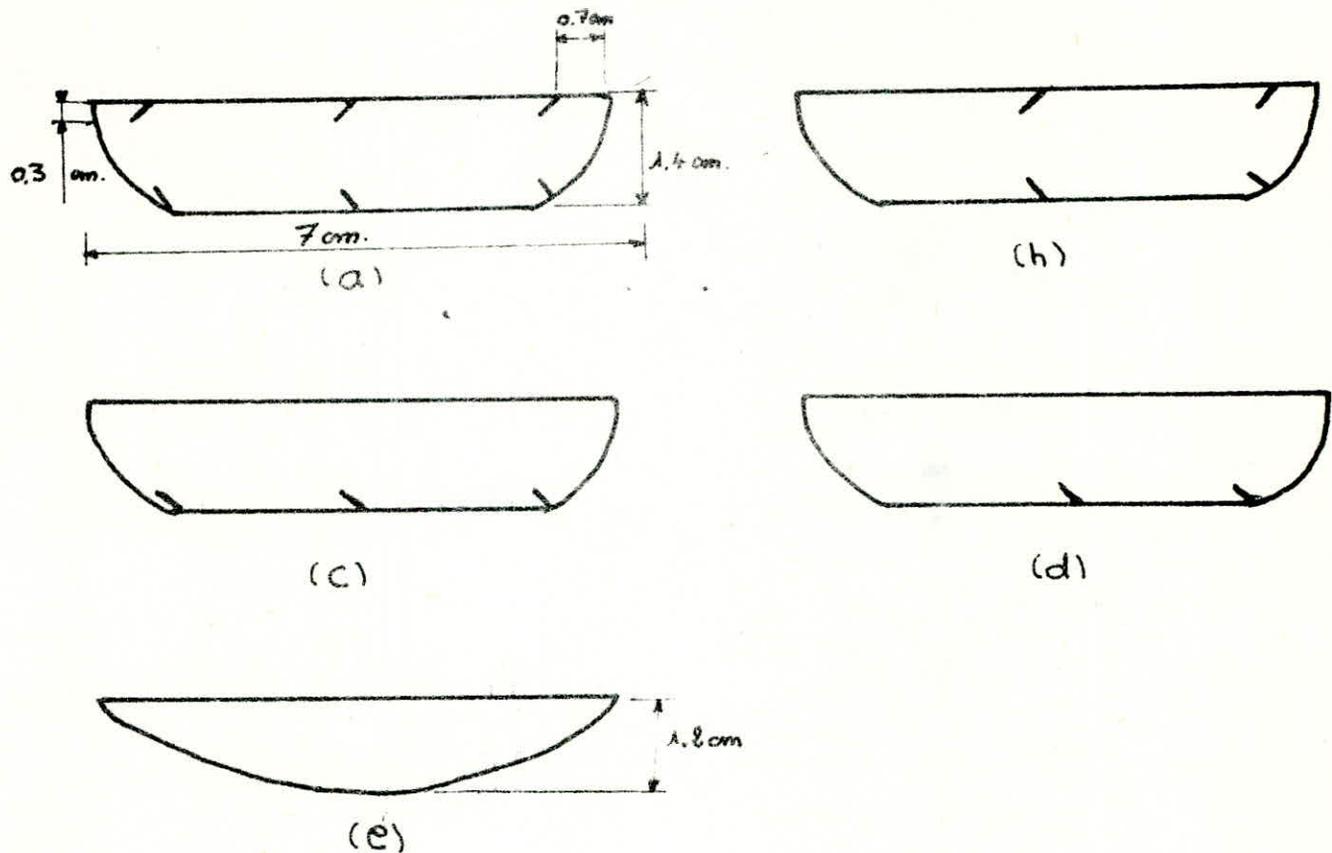
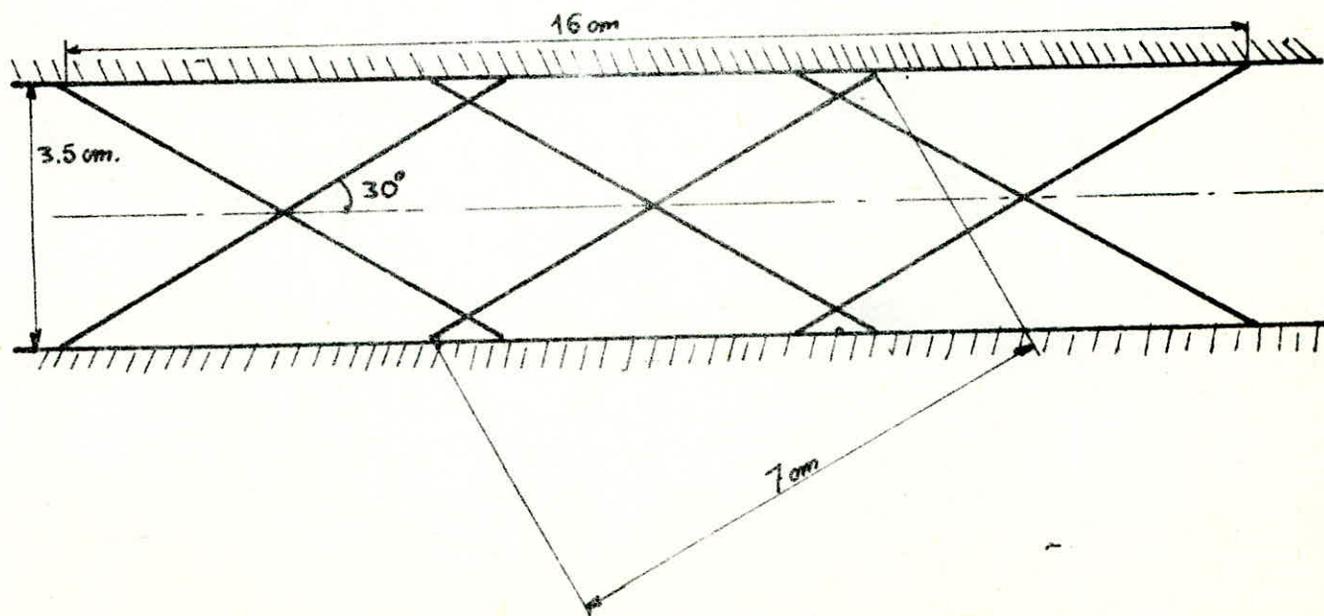


Fig. B-4'- Vue de face d'un élément mélangeur à l'intérieur de la conduite.



L'angle choisi entre une lame et l'axe du tube est d'environ 30°. A partir de là, compte tenu du diamètre intérieur du tube où ces éléments vont être insérés, on arrête la longueur nécessaire des lames.

en effet: $l \sin 30^\circ = \frac{D_i}{1}$

d'où: $l = \frac{D_i}{\sin 30^\circ} = \frac{3,5}{0,5} = \underline{\underline{7 \text{ cm}}}$

D_i est le diamètre intérieur du tube
 l la longueur d'une lame.

Chaque présente un certain nombre d'entails inclinées d'un angle de 30° suivant sa position dans l'assemblage. Ces entails permettent d'une part d'emboîter les lames elles, et d'offrir une surface d'adhésion plus grande pour les soudures au chloroforme.

Un élément ainsi constitué aura une longueur totale de 16 cm.

Pour pouvoir remplir le tube de l'échangeur sur une longueur de 1 m correspondant à la surface d'échange de notre échangeur, il nous faudra donc au minimum 6 éléments.

On nécessitera donc au total:

- 6 lames du type (a)
- 6 lames du type (c)
- 12 lames du type (b)
- 12 lames du type (d)
- 36 lames du type (e)

Les lames ont été découpées et neulées dans les ateliers du bois.

L'assemblage se fait d'une façon progressive en soudant les lames les unes entre les autres avec quelques gouttes de chloroforme.

(voir photo des éléments mélangeurs réalisés page suivante)

Vue sur les éléments mélangeurs réalisés.

B-III- MANIPULATIONS:

B-III-I- Mode opératoire:

Pour chaque manipulation on observe le mode opératoire suivant:

1°)- Ouvrir les vannes (1) et (2) respectivement vanne d'alimentation de la pompe relié au bac de la tour de refroidissement, et vanne de refoulement dans cette même tour.

2°)- Vérifier que le niveau d'eau dans la chaudière soit suffisant, sinon compléter en actionnant la vanne (3) jusqu'au niveau maximum indiqué sur le tube en verre correspondant au contrôle de niveau.

3°)- Vérifier que toutes les connexions électriques des résistances sont bonnes et que la vanne (4) soit ouverte. Puis actionner les 3 disjoncteurs auxquels sont reliées les 12 résistances. On met ainsi en service 24 kW afin d'activer la chauffe.

4°)- Mettre en marche la pompe en fixant au préalable un débit quelconque; avant cette opération, vérifier d'abord que tous les thermomètres sont solidement attachés et qu'il n'y ait pas de fuite d'eau au niveau de tous les raccords avec l'échangeur.

5°)- Purger par les robinets (5) et (6) toutes les bulles d'air se trouvant dans le circuit d'eau jusqu'à ce que le manomètre indique une perte de charge nulle à débit nul (les 2 interfaces liquide de garnissage-eau sont au même niveau).

6°)- Dès observation de premières vapeur sortant de la soupape de sécurité, couper les 2 disjoncteurs alimentant les 2 groupes de 3 résistances. On laisse en service que 6 résistances.

7°)- Attendre que le régime permanent de la vapeur soit établi. Ceci peut être vérifier en suivant l'évolution avec le temps des températures T_c et T_p respectivement, température d'entrée de la vapeur dans l'échangeur et température centrale de la vapeur qu'on assimilera à la température de la paroi.

8°)- Une fois le régime permanent établi, fixer une valeur du débit d'eau et suivre l'évolution en fonction du temps des températures t_c et t_s , respectivement température d'entrée et de sortie de l'eau dans le tube de l'échangeur. Noter ces résultats

9°)- Relever en même temps les températures T_c et T_{tp} ainsi que la dénivellation donné par le manomètre (vérifier d'abord qu'il n'y a aucune bulle d'air dans le circuit)

10°)- Refaire les opérations 8°) et 9°) pour toutes la gamme de débit qu'offre le débitmètre. Pendant le déroulement de ces opérations s'assurer que l'on travaille à chaque fois avec un excès de vapeur autrement dit le condensat à la sortie de l'échangeur n'est que partiellement condensé.

11°)- En fin d'opération, couper le 3ème dijoncteur alimentant les 6 résistances, arrêter la pompe et fermer la vanne (I). Attendre environ 30 mn avant de démonter la connection du tuyau de refoulement à la sortie de l'échangeur.

12°)- Introduire les 6 éléments mélangeurs dans le tube de l'échangeur, les placer de façon à ce qu'il remplisse tout le volume offert par la surface d'échange et remettre ensuite en place le tuyau de refoulement.

13°)- Refaire l'opération 2°)

14°)- Ouvrir de nouveau la vanne (I) et remettre en marche les 6 résistances.

15°)- Refaire les opérations 4°), 5°), 7°), 8°), 9°) et 10°).

16°)- En fin d'opération, couper la chauffe, arrêter la pompe, fermer la vanne (I) et attendre environ 12 Heures avant de vidanger la chaudière.

B-III-2- Conditions opératoires:

Les caractéristiques de la pompe et les pertes de charge dues aux singularités dans le circuit nous permettent d'atteindre un débit maximum de l'ordre de $1 \text{ m}^3/\text{h}$. De plus la précision du débitmètre dont on dispose nous permet de descendre jusqu'à un débit de l'ordre de $0,1 \text{ m}^3/\text{h}$. Par conséquent on se trouve contraint à travailler sur une gamme de débit allant de $0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ jusqu'à $1 \text{ m}^3/\text{h}$.

Ces débits correspondent aux nombres de Reynolds suivants:

$$Re = \frac{D u \rho}{\eta}$$

D est le diamètre intérieur du tube de l'échangeur (m)
 u est la vitesse linéaire moyenne de l'eau dans le tube
 (m/s)
 ρ est la masse volumique moyenne de l'eau (Kg/ m³)
 η est la viscosité dynamique mesurée à la température
 moyenne de l'eau (Kg/m.s)

Pour Q = 0,1 m³/h :

$$u = \frac{Q}{S} = \frac{4 Q}{D^2 \pi}$$

$$\text{d'où: } Re = \frac{D \rho}{\eta} \cdot \frac{4 Q}{D^2 \pi} = \frac{4 Q \rho}{D \eta \pi}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 0,1 \cdot 10^3}{10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 10^{-2} \cdot 3,14} = \underline{\underline{1\ 000}}$$

Pour Q = 0,9 m³/h :

$$Re = \frac{4 Q \rho}{D \eta \pi} = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 10^3}{10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 10^{-2} \cdot 3,14}$$

$$\underline{\underline{Re = 9\ 000}}$$

D'après ce calcul, on voit que le nombre de Reynolds est compris entre 1 000 et 9 000, ceci correspond pour la plupart de nos mesures à un régime pleinement transitoire.

Les mécanismes de transmission de la chaleur et d'écoulement d'un fluide dans un tel régime varient d'une façon importante d'un système à un autre. Il existe donc une grande incertitude sur l'efficacité de la transmission de la chaleur.

B-III-3- Résultats expérimentaux et calculs:

Deux essais avec le tube vide ont été réalisés. Les résultats bruts sont regroupés dans les tableaux I et 2 .

De gauche à droite on peut lire:

- Q: Débit d'eau entrant dans le tube de l'échangeur
- t_e température d'entrée de l'eau dans l'échangeur
- t_s température de sortie de l'eau de l'échangeur
- T_e température d'entrée de la vapeur dans l'échangeur
- T_p température "centrale" de la vapeur qu'on assimilera à la température de la paroi.

Deux essais également ont été réalisés avec le tube inséré d'éléments mélangeurs. Les résultats bruts ont été rassemblés dans les tableaux 3, et 4.

Les tableaux 5 et 6 regroupent respectivement les moyennes des 2 essais effectués pour le tube vide et les 2 essais effectués pour le tube inséré d'éléments mélangeurs. De gauche à droite, on peut lire:

- Q : Débit d'eau dans l'échangeur (m^3/h)
- Re : Nombre de Reynolds par rapport au tube vide correspondant au débit Q
- t_e : Température d'entrée de l'eau ($^{\circ}C$)
- t_s : Température de sortie de l'eau ($^{\circ}C$)
- $t_s - t_e$: écart de température entre l'entrée et la sortie
- T_e : Température d'entrée de la vapeur ($^{\circ}C$)
- T_p : Température de la paroi ($^{\circ}C$)
- ϕ^p : Flux de chaleur absorbé par l'eau (W)
- t_m : Différence de température moyenne ($^{\circ}C$)
- U : Coefficient d'échange global ($W/m^2 \cdot deg.$)

Enfin, les tableaux 7 et 8 regroupent les résultats et les calculs de perte de charge en fonction du débit.

PREMIER ESSAI AVEC TUBE VIDE.

Q (m ³ /h)	t_e (°C)	t_m (°C)	Δt (°C)	T_a (°C)	T_p (°C)
0,9	12,2	15,2	3,0	101,6	101,6
0,8	14,4	17,8	3,4	101,6	101,6
0,7	17,4	21,8	4,4	101,8	101,6
0,6	19,8	25,4	5,6	101,8	101,6
0,5	20,6	27,2	6,6	101,8	101,6
0,4	21,4	29,4	8,0	102,0	101,8
0,3	22,0	32,2	10,2	102,0	101,8
0,2	16,6	32,0	15,4	102,0	101,8
0,15	17,0	35,4	18,4	102,0	101,8
0,1	17,6	40,4	22,8	102,0	101,8

Tableau n° I

DEUXIEME ESSAI AVEC TUBE VIDE.

Q (m^3/h)	t_e ($^{\circ}C$)	t_s ($^{\circ}C$)	Δt ($^{\circ}C$)	T_e ($^{\circ}C$)	T_p ($^{\circ}C$)
0,9	19,8	22,8	3,0	101,6	101,6
0,8	19,2	22,6	3,4	101,6	101,6
0,7	19,4	23,4	4,0	101,8	101,6
0,6	19,8	24,8	5,0	101,8	101,6
0,5	19,5	26,4	6,6	102,0	101,8
0,4	20,0	28,2	8,2	102,0	101,8
0,3	20,0	30,6	10,6	102,0	101,8
0,2	20,2	34,8	14,6	102,0	101,8
0,15	20,6	38,4	17,8	102,0	101,8
0,1	20,8	43,0	22,2	102,0	101,8

Tableau n° 2 :

PREMIER ESSAI AVEC TUBE INSERE D'ELEMENTS MELANGEURS

Q (m ³ /h)	t_e (°C)	t_s (°C)	Δt (°C)	T_e (°C)	T_p (°C)
0,9	16,0	20,8	4,8	101,6	101,6
0,8	14,8	20,0	5,2	101,6	101,6
0,7	12,0	17,8	5,8	101,6	101,6
0,6	12,6	19,4	6,8	101,6	101,6
0,5	12,8	20,6	7,8	101,8	101,6
0,4	13,2	22,6	9,4	101,8	101,6
0,3	13,8	25,4	11,6	102,0	101,8
0,2	14,4	30,2	15,8	102,0	101,8
0,15	14,6	32,2	17,6	102,0	101,8
0,1	15,0	37,2	22,2	102,0	101,8

Tableau n° 3

DEUXIEME ESSAI AVEC TUBE INSERE D'ELEMENTS MELANGEURS

Q (m ³ /h)	t _e (°C)	t _s (°C)	Δt (°C)	T _e (°C)	T _p (°C)
0,9	17,4	21,2	4,8	101,6	101,6
0,8	17,8	23,2	5,4	101,6	101,6
0,7	18,2	24,4	6,2	101,6	101,6
0,6	18,2	25,0	6,8	101,6	101,6
0,5	18,2	26,0	7,8	101,8	101,6
0,4	18,4	27,6	9,4	101,8	101,6
0,3	18,6	30,2	11,6	102,0	101,8
0,2	18,8	34,2	15,4	102,0	101,8
0,15	19,0	36,6	17,6	102,0	101,8
0,1	19,2	41,4	22,2	102,0	101,8

Tableau n° 4

-Exemple de calcul:

A titre d'exemple, on détaillera dans ce qui suit, un exemple de calcul pour un débit donné. Pour les autres valeurs de débit le calcul est similaire.

Pour $Q = 0,9 \text{ m}^3/\text{h}$:

Pour cette valeur du débit, on a les résultats suivants dans le cas du tube vide:

$$t_e = 18,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad t_s = 21,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_e = 101,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_p = 101,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

d'où: $\Delta t = t_s - t_e = 3 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{et } \left. \begin{aligned} \text{Re} &= \frac{D \cdot U \cdot \rho}{\eta} \\ U &= \frac{Q}{S^2} = \frac{4 \cdot Q}{D^2 \pi} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \text{Re} = \frac{4 \cdot Q \cdot \rho}{D \cdot \pi \cdot \eta}$$

$$\frac{4 \cdot 10^3 \cdot 0,9}{3,14 \cdot 3,5 \cdot 10^{-2} \cdot 3,6}$$

$$\underline{\underline{\text{Re} = 9\ 000}}$$

Le flux de chaleur absorbé par l'eau peut être calculé à partir de:

$$\phi = Q \cdot C_p \cdot \Delta t$$

où Q est le débit massique (Kg/s)
 C_p capacité calorifique de l'eau (KJ/Kg.deg.)
 Δt écart de température.

d'où $\phi = \frac{900 \cdot 3 \cdot 4,18 \cdot 10^3}{3600} = \underline{\underline{3\ 135 \text{ W}}}$

La différence de température moyenne est donnée par:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

$$\Delta T_a = T_e - t_e = 101,6 - 18,6 = 83 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_b = T_p - t_s = 101,6 - 21,6 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

Le rapport $\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} = \frac{83}{80} < 1,5$

donc on peut prendre directement pour le calcul de Δt_m la moyenne arithmétique entre ΔT_a et ΔT_b .

d'où
$$\Delta t_m = \frac{\Delta T_a + \Delta T_b}{2} = \frac{80 + 83}{2} = 81,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Le coefficient d'échange de chaleur global est donné alors par:

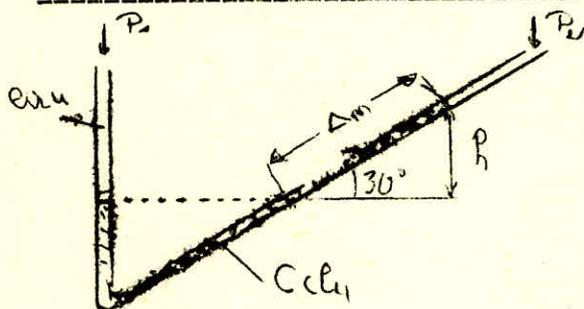
$$U = \frac{\phi}{A \cdot \Delta t_m}$$

Étant la surface d'échange totale; elle est égale à:

$$A = \pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot L = 3,14 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 1 = 0,1256 \text{ m}^2$$

d'où
$$U = \frac{3135}{0,1256 \cdot 81,5} = 314,11 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Exemple de calcul de perte de charge:



$$\begin{aligned} \Delta P &= P_1 - P_2 = h \cdot \rho' \cdot g \\ \Delta P &= \Delta n \cdot \sin 30^\circ \cdot \rho' \cdot g \\ \rho'_{\text{CCl}_4} &= 1,6 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3 \\ \text{et } g &= 9,81 \text{ S.I.} \end{aligned}$$

Pour $Q = 0,9 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta n = 3,6 \text{ cm}$ pour le tube vide d'où:

$$\Delta P = \frac{3,6 \cdot 10^{-2}}{2} \cdot 1600 \cdot 9,81 = 517,97 \text{ Pascals}$$

Le calcul est identique pour toutes les autres valeurs du débit.

RESULTATS DES ESSAIS ET CALIBRES EFFECTUES
TUBE INSERE D'ELEMENTS MELANGEURS.

Q (m ³ /h)	Re	t _e (°C)	t _s (°C)	t (°C)	T _e (°C)	T _p (°C)	Ø (μ)	t _n (°C)	U (W/m ² h)
0,9	9 000	16,0	20,8	4,8	101,6	101,6	5 016	83,2	492,21
0,8	8 000	16,3	21,6	5,3	101,6	101,6	4 923	82,7	486,10
0,7	7 000	17,1	18,0	6,0	101,6	101,6	4 876	86,6	459,78
0,6	6 000	12,6	19,4	6,8	101,6	101,6	4 737	85,6	451,89
0,5	5 000	12,6	20,6	7,8	101,8	101,6	4 628	85,0	435,00
0,4	4 000	13,2	22,6	9,4	101,8	101,6	4 366	83,8	425,45
0,3	3 000	13,8	25,4	11,6	102,0	101,8	4 041	82,1	401,83
0,2	2 000	16,8	32,2	15,6	102,0	101,8	3 623	77,5	381,64
0,15	1 500	14,8	32,6	17,6	102,0	101,8	3 059	78,2	320,06
0,1	1 000	15,0	37,2	22,2	102,0	101,8	2 576	75,8	277,73

PERTE DE CHARGE DANS LE TUBE VIDE EN FONCTION DU DEBIT.

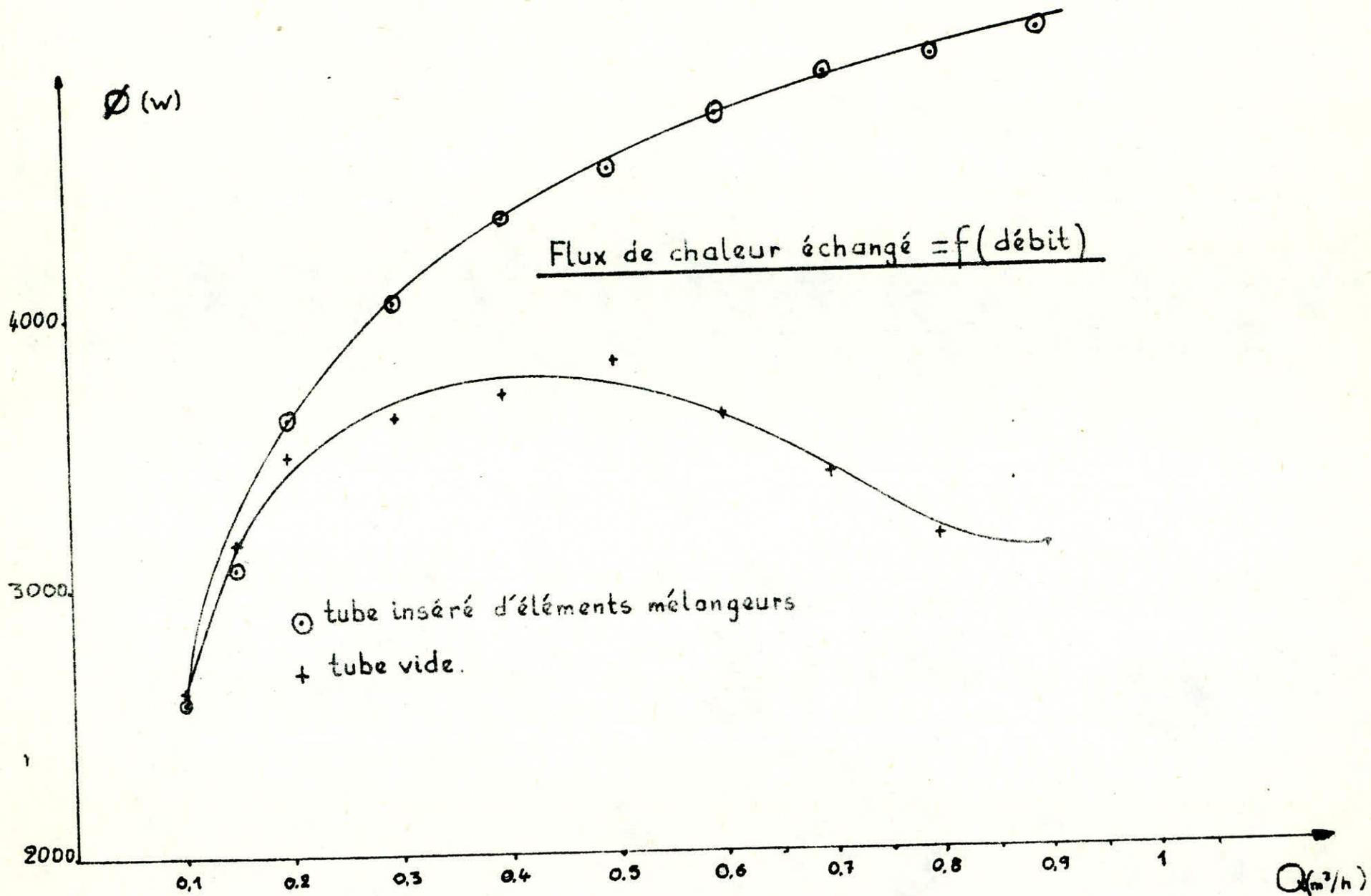
Q (m ³ /h)	Re	Δn (lue) (cm)	$h = \frac{\Delta n}{2}$ (cm)	ΔP (Pa)
0,10	1 000	0,2	0,10	15,70
0,15	1 500	0,2	0,10	15,70
0,20	2 000	0,3	0,15	23,54
0,25	2 500	0,4	0,20	31,40
0,30	3 000	0,6	0,30	47,09
0,35	3 500	0,8	0,40	62,79
0,40	4 000	1,0	0,50	78,48
0,45	4 500	1,2	0,60	94,18
0,50	5 000	1,4	0,70	109,87
0,55	5 500	1,4	0,70	109,87
0,60	6 000	1,6	0,80	125,57
0,65	6 500	2,0	1,00	156,95
0,70	7 000	2,2	1,10	172,66
0,75	7 500	2,4	1,20	188,35
0,80	8 000	2,8	1,40	219,74
0,85	8 500	3,2	1,60	251,14
0,90	9 000	3,6	1,80	282,53

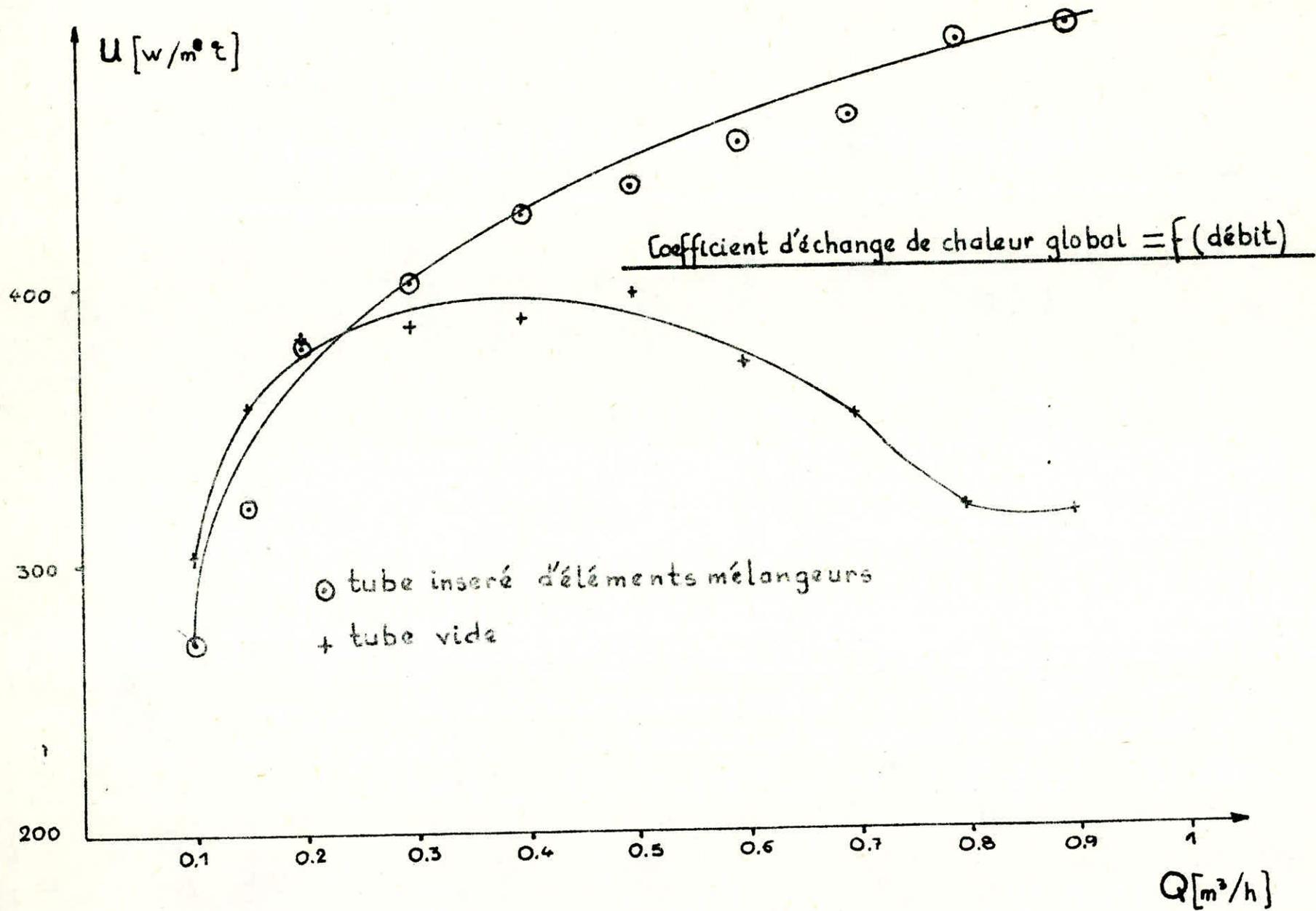
Tableau n° 7

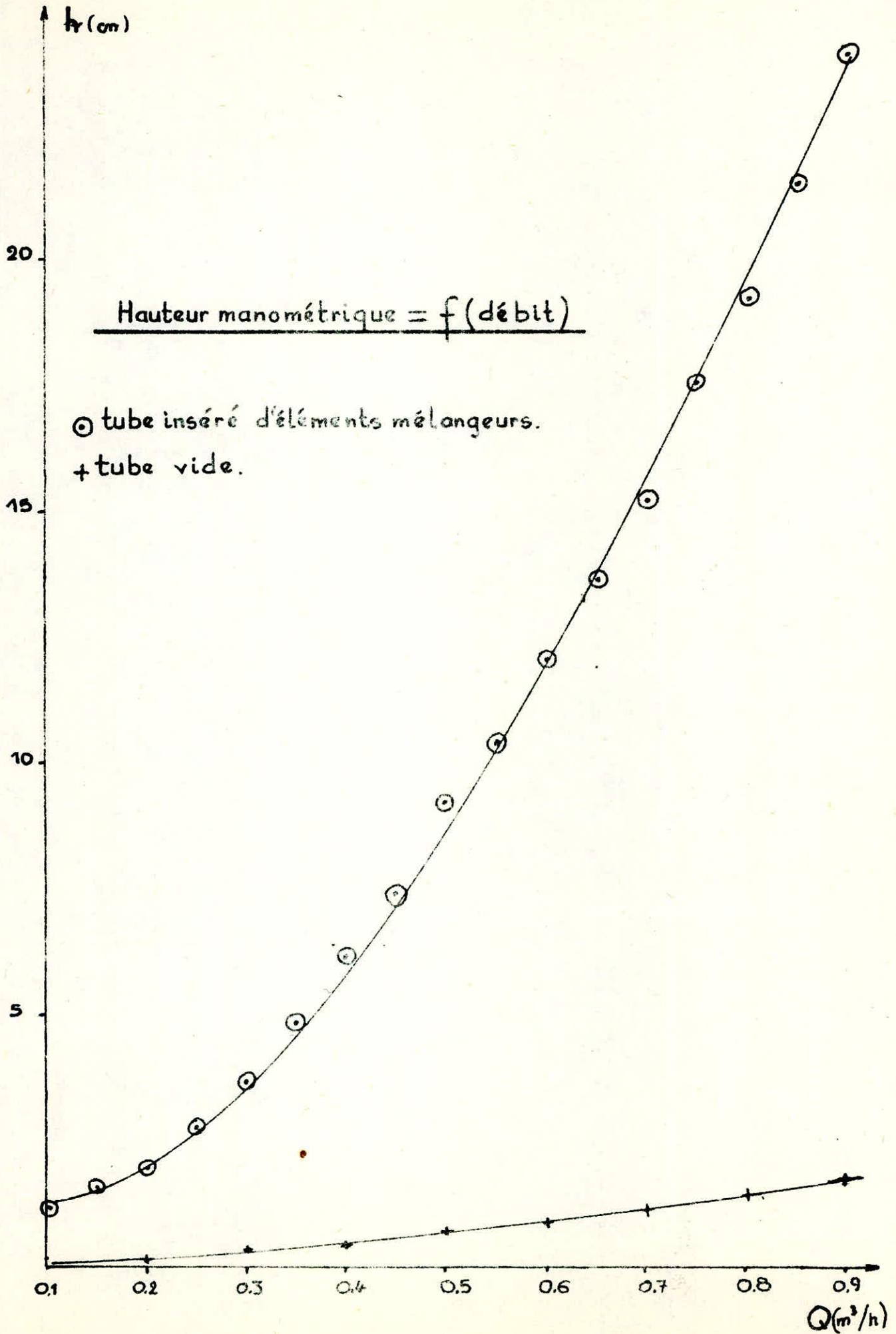
PERTE DE CHARGE DANS LE TUBE INSERE D'ELEMENTS MELANGEURS
EN FONCTION DU DEBIT.

Q (m ³ /h)	Re	Δn (lue) (cm)	$h = \frac{\Delta n}{2}$ (cm)	ΔP (Pa)
0,10	1 000	2,2	1,1	172,66
0,15	1 500	3,2	1,6	251,14
0,20	2 000	4,0	2,0	313,92
0,25	2 500	5,4	2,7	423,79
0,30	3 000	7,4	3,7	580,75
0,35	3 500	9,6	4,8	753,41
0,40	4 000	12,2	6,1	957,46
0,45	4 500	14,8	7,4	1 161,50
0,50	5 000	18,4	9,2	1 444,03
0,55	5 500	20,8	10,4	1 632,98
0,60	6 000	24,0	12,0	1 883,52
0,65	6 500	27,2	13,6	2 134,66
0,70	7 000	30,4	15,2	2 385,79
0,75	7 500	35,0	17,5	2 746,80
0,80	8 000	38,4	19,2	3 013,63
0,85	8 500	42,8	21,4	3 358,94
0,90	9 000	48,0	24,0	3 767,04

Tableau n° 8







B-IV- INTERPRETATION DES RESULTATS:

Pour caractériser le transfert thermique, on a représenté nos résultats graphiquement en portant le flux de chaleur absorbé par l'eau, le coefficient d'échange global et la perte de charge en fonction du débit, (Voir Fig. 1,2 et 3) .

Sur chacune de ces trois figures, on trouve une courbe correspondant au tube vide et une courbe correspondant au tube inséré d'éléments mélangeurs statiques afin de pouvoir apporter une comparaison.

On remarque une augmentation nette de l'échange thermique dans le processus de mélange statique par rapport au tube vide et ce pour des valeurs du nombre de Reynolds supérieures à 3 000.

Néanmoins, la courbe caractérisant l'échange thermique dans le tube vide présente un maximum. Ceci peut être expliqué par le fait que l'on travaille dans un régime pleinement transitoire 3 000 Re 9 000. Dans un tel régime, les mécanismes de transmission de la chaleur et d'écoulement d'un fluide varient d'une façon très importante d'un système à un autre. Dans cette région, l'écoulement peut être très instable, en outre des fluctuations dans la transmission de la chaleur peuvent être observées.

Néanmoins, un certain nombre, très réduit, de chercheurs ont orienté leurs études, pour un système donné, sur l'évolution du coefficient d'échange thermique en fonction du nombre de Reynolds dans cette région transitoire de l'écoulement.

Entre autres, Mc Adams (réf. 8) propose la courbe E-5 (p.57) représentant $\frac{Nu}{(Pr)^{1/3}} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0,14} = f(Re)$ relative

à l'écoulement d'un fluide dans une conduite circulaire. On remarque que cette courbe s'écartent en plusieurs autres courbes suivant la même allure pour des nombres de Reynolds supérieur à 2 100 et ce en fonction du rapport $\frac{L}{D}$.

D

D'autre part, Colburn (réf. 3) propose des courbes $\frac{Nu}{Re \cdot (Pr)^{1/3}} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0,14} = f(Re)$ basées sur la corrélation de Sieder et Tate et qui suivent grossièrement les données relatives

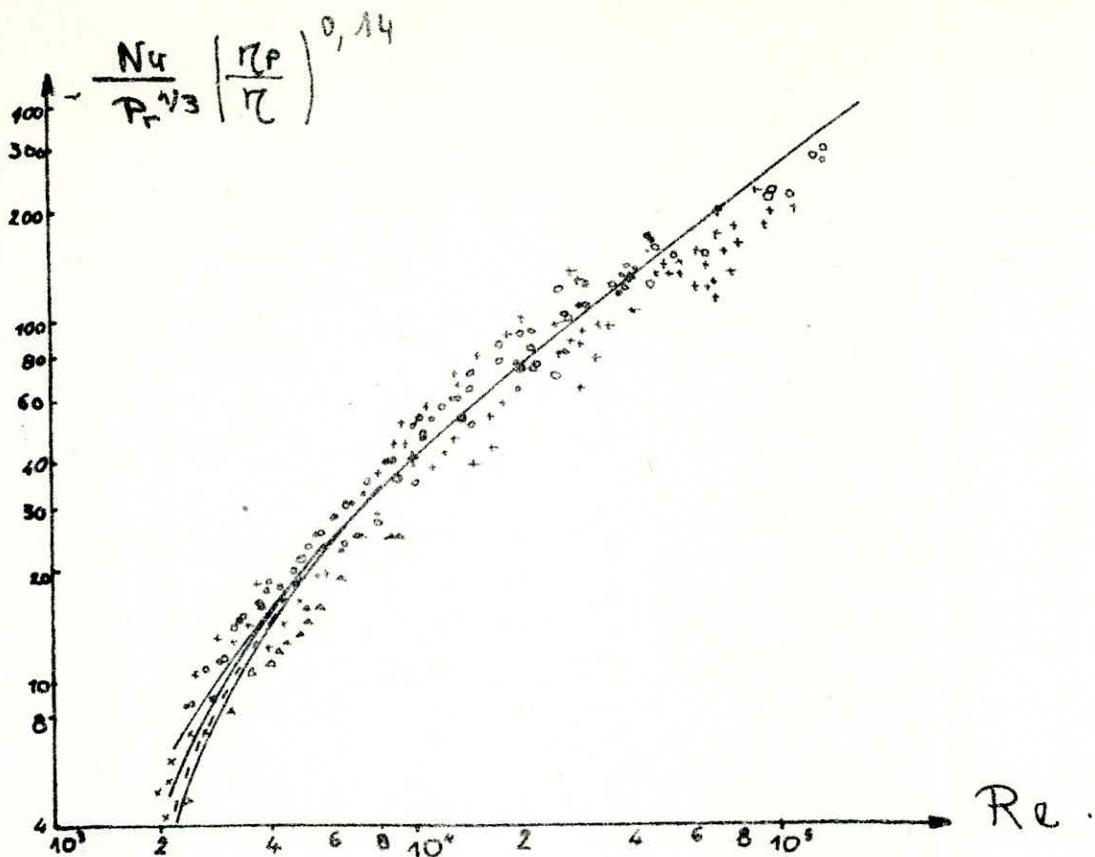


Fig. B-5- Courbe donnant l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de $\frac{L}{d}$ - 95 - 305 (Mc Adams - 1942)

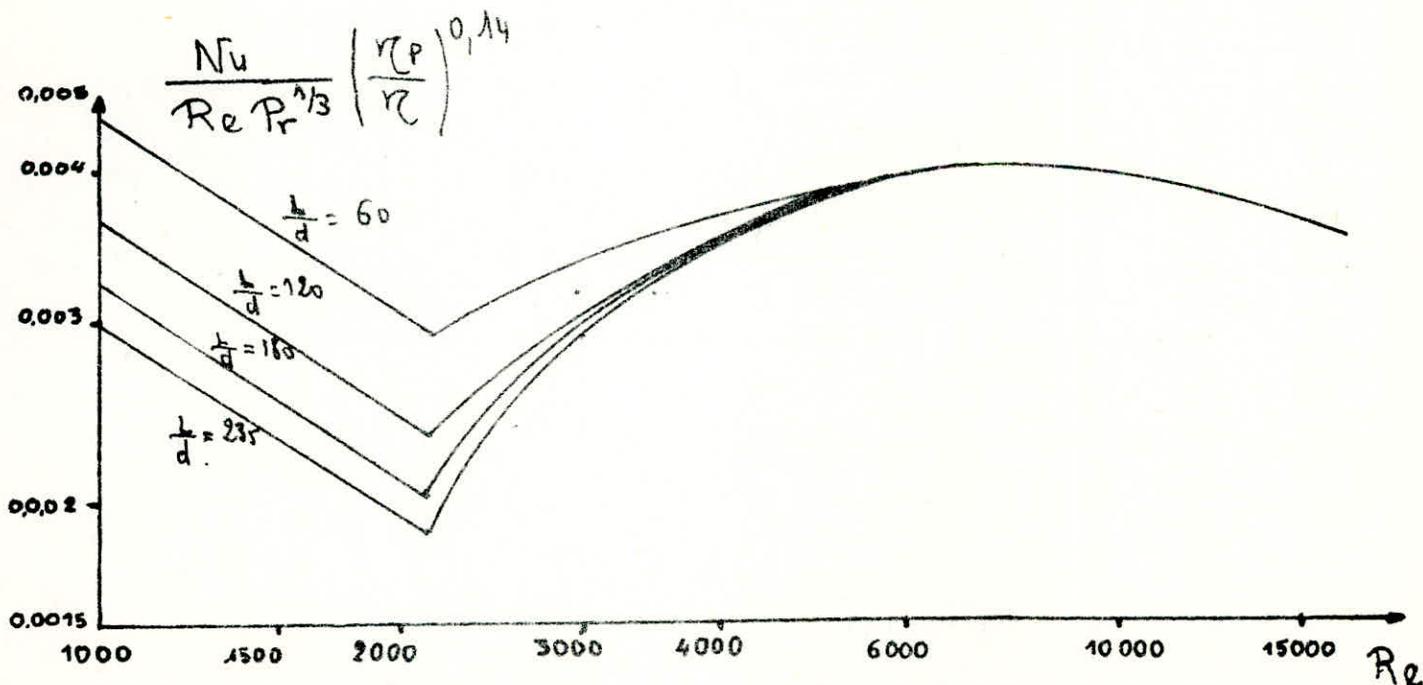


Fig. B-6- Courbe recommandée pour l'évaluation du coefficient d'échange dans la région transitoire (Colburn).

au chauffage et au refroidissement des huiles de pétroles circulant dans des petits tubes avec des Δt modérés.

Pour sa part, Hausen (réf. 8) a essayé d'exprimer l'échange thermique dans cette région transitoire pour l'écoulement de fluides dans des conduites circulaires en proposant la relation suivante:

$$Nu = 0,116 \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\sqrt{Pr}}{\eta} \right)^{-0,14}$$

À la lumière de ces données bibliographiques, on voit que les travaux effectués par ces chercheurs concernant l'échange thermique dans la région transitoire d'écoulement sont plus ou moins concordants. Tous les résultats proposés représentant $Nu/Pr = f(Re)$ suivent des courbes strictement croissantes sur le domaine $2\ 000 < Re < 10\ 000$.

De plus, le rapport L/D intervient d'une façon très marquée. Ceci se remarque à travers les données proposées par Colburn et Mc Adams relatives à plusieurs valeurs de L/D . Toutes ces courbes suivent la même tendance, mais ce qui est à remarquer et noter c'est que plus L/D est petit, plus le nombre de Nusselt est grand, et ceci est d'autant plus marqué que la vitesse d'écoulement est faible.

Dans notre cas, $L/D = 27$, il est donc très difficile de porter une quelconque comparaison de notre courbe expérimentale pour le cas tube vide avec les bibliographiques qui proposent des courbes pour $L/D \geq 60$

De plus, ne disposant pas d'une section de tranquillisation avant l'entrée dans l'échangeur, les effets d'entrée seront très importants et auront leur rôle à jouer sur l'efficacité de l'échange thermique et par conséquent sur la valeur du coefficient d'échange global.

En effet, lorsque le fluide entre dans le tube de l'échangeur, l'épaisseur de la couche limite d'écoulement laminaire sur la paroi interne augmente et remplit le tube; il s'ensuit que dans cette région, le coefficient superficiel de transmission de

la chaleur diminue lorsque l'on s'avance dans la conduite. Pour la longueur correspondant à la fin du changement du profil de vitesse l'écoulement " est complètement établi " et le coefficient d'échange ne dépend plus de la longueur. (Réf. 3).

Les valeurs de L/D pour lesquelles l'écoulement s'établit complètement dépendent du type d'entrée et des valeurs du nombre de Reynolds. Si le nombre de Reynolds dans un tube pour un écoulement complètement établi est inférieur à 2100, les effets d'entrée peuvent être appréciables jusqu'à une distance égale à 50 fois le diamètre de la conduite. Pour des vitesses correspondant à un régime turbulent dans un tube, les effets d'entrée disparaissent au bout d'une distance égale à 10 fois le diamètre.

Autrement dit, pour des valeurs de Reynolds faibles, l'évolution de la couche limite thermique dans le tube de notre échangeur se fait d'une manière relativement lente, et peut occuper la totalité de la longueur de la conduite, c'est à dire qu'à la sortie du tube, la couche limite thermique ne s'est pas totalement formée, ceci sera d'autant plus marqué pour des valeurs du nombre de Reynolds plus faibles, il s'ensuit que le coefficient d'échange sera relativement plus grand.

Par contre, pour des valeurs de Reynolds assez élevées la couche limite thermique se forme plus rapidement et peut ainsi être totalement formée à la sortie de l'échangeur, il s'ensuit des coefficients d'échange de chaleur plus faibles que dans le cas de valeurs de Reynolds plus petites.

Ceci peut expliquer en partie, les fortes valeurs mesurées de U pour des valeurs de $Re < 5\ 000$. Plus le nombre de Reynolds augmente et plus le coefficient d'échange U diminue et tend vers une valeur minimale autour de $Re = 10\ 000$, et probablement redevient croissant pour $Re > 10\ 000$.

Dans le souci de montrer que l'ordre de grandeur de nos résultats concorde avec celui des données bibliographiques et dans le but de montrer encore une fois, la bonne marche de notre installation, on peut calculer le coefficient d'échange global à la limite du régime laminaire et turbulent à l'aide des équations proposées par différents chercheurs et les comparer avec nos résultats.

Ceci montrera d'une façon très grossière, si nos résultats sont à la limite appréciable ou non.

L'expression générale permettant de calculer le coefficient d'échange de chaleur global est la suivante:

$$U = \frac{I}{\frac{I}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{I}{h_2}}$$

où: h_1 est le coefficient d'échange intérieur côté eau

h_2 est le coefficient d'échange extérieur côté vapeur

$\frac{\delta}{\lambda}$ est la résistance due à la paroi en verre du tube

δ est l'épaisseur de la paroi du tube $\approx 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

λ est la conductivité thermique du verre $\approx 0,78 \text{ W/m.s.deg.}$

Pour la condensation d'une vapeur on peut prendre $h_2 = 10\ 000 \text{ W/m}^2\text{deg.}$
d'où le terme $\frac{I}{h_2}$ est à négliger.

a) Limite laminaire:

- évaluation de h_1 :

Pour un écoulement laminaire, Mc Adams propose la relation suivante:

$$Nu = 1,86 \left(\text{Re.Pr.D/L} \right)^{1/3} \text{ pour } \text{Re.Pr.D/L} > 13$$

si pour notre cas on prend $\text{Re} \approx 2\ 000$, on aura:

$$\frac{D}{L} = \frac{3,5 \cdot 10^{-2}}{I} = 0,035$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$$

Pour l'eau à la température moyenne de 27°C entre la sortie et l'entrée on prend les valeurs suivantes de ses propriétés physiques:

$$c_p = 4,18 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0,86 \text{ Kg/m.s}$$

$$\lambda = 0,61 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où: } \text{Pr} = \frac{4,18 \cdot 0,86}{0,61} = 5,89$$

$$\text{d'où: } (Re.PE.D/L) = (5,89.2\ 000.0,035) = 412,3 > 13$$

donc la formule proposée par Mc Adams est applicable à la limite à notre cas; il s'ensuit:

$$Nu = 1,86 \cdot (412,3)^{1/3}$$
$$\underline{Nu = 13,85}$$

d'où:

$$h_I = \frac{Nu \lambda}{D} = \frac{13,85 \cdot 0,61}{3,5 \cdot 10^{-2}}$$
$$\underline{h_I = 241,2 \text{ W/m}^2\text{deg.}}$$

- évaluation de δ/λ_v

Pour le verre ordinaire $\lambda_v = 0,78 \text{ W/m deg.}$

$$\text{d'où: } \frac{\delta}{\lambda_v} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{0,78} = 2,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ deg/W.}$$

enfin le calcul du coefficient d'échange global :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_I} + \frac{\delta}{\lambda_v}} = \frac{1}{\frac{1}{241,2} + 2,57 \cdot 10^{-3}}$$
$$\underline{U = 148,9 \text{ W/m}^2\text{deg.}}$$

La valeur expérimentale trouvée pour le tube vide à la limite du régime laminaire ($Re = 2\ 000$) est $U = 381,26 \text{ W/m}^2\text{deg.}$

En comparant ces 2 valeurs, on voit que l'ordre de grandeur y est, néanmoins, la valeur calculée ne prouve pas exactement que c'est la valeur exacte vu qu'elle a été calculée à partir d'une équation qui théoriquement devait s'appliquer à un régime pleinement laminaire, et qu'on l'a appliquée à la limite de celui-ci. De plus les effets d'entrée dans notre installation étant importants, il s'ensuit des valeurs expérimentales plus grandes par rapport aux valeurs calculées.

b) Limite du régime turbulent:

- Evaluation de h_I :

Pour un écoulement turbulent, KRAUSSOLD propose pour $10^4 < Re < 10^5$ et le chauffage d'un liquide la formule suivante:

$$Nu = 0,032 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,37} \cdot (L/D)^{-0,054}$$

On peut appliquer cette expression pour $Re = 9\ 000$ qui s'approche le plus de notre cas

$$Re = 9\ 000 \quad ; \quad L/D = 27 \quad ; \quad Pr = \frac{c_p \tau}{\lambda}$$

Pour l'eau à la température moyenne entre l'entrée et la sortie de $21\ ^\circ C$ on aura:

$$c_p = 4,17 \text{ KJ/Kg.deg.}$$

$$\tau = 0,978 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s}$$

$$\lambda = 0,60 \text{ W/m.deg.}$$

$$\text{d'où:} \quad Pr = \frac{4,18 \cdot 0,978 \cdot 10^{-3}}{0,60} = 6,82$$

$$\text{d'où:} \quad Nu = 0,032 \cdot (9\ 000)^{0,8} \cdot (6,82)^{0,37} \cdot (27)^{-0,054}$$

$$\underline{Nu = 79,4}$$

$$h_I = \frac{Nu \lambda}{D} = \frac{79,4 \cdot 0,6}{3,5 \cdot 10^{-2}} = \underline{\underline{1\ 359,2 \text{ W/m}^2 \text{deg.}}}$$

- évaluation de δ/λ_r

$$\frac{\delta}{\lambda_r} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{0,78} = 2,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{deg./W}$$

$$\text{finalement:} \quad U = \frac{1}{\frac{1}{1359,2} + 2,57 \cdot 10^{-3}} = \underline{\underline{302,51 \text{ W/m}^2 \text{deg.}}}$$

La valeur expérimentale trouvée dans le cas du tube vide pour $Re = 9\ 000$ est $\underline{\underline{U = 314,11 \text{ W/m}^2 \text{deg.}}}$

B-V- CALCUL ECONOMIQUE:

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires. La dualité transfert de chaleur - perte de charge domine tout ce problème.

A la lumière de nos résultats expérimentaux, on voit que le gain en transfert thermique est contrebalancé par l'accroissement des frais opératoires dû à l'augmentation des pertes de charge qui conduisent à utiliser une pression de refoulement supérieure de la pompe, donc exigeant plus d'énergie.

On se propose dans ce qui suit, d'étudier ce compromis et de voir dans quel sens il varie pour 3 ou 4 valeurs du nombre de Reynolds. On prendra pour les valeurs de Re les valeurs suivantes: 9 000; 7 000; 5 000; et 3 000.

Pour Re = 9 000:

- Tube vide:

Le flux absorbé par l'eau est égal à 3,135 KW. La perte de charge correspondante est de $P = 282,53$ Pa. d'où une puissance P_f fourni par la pompe au fluide:

$$P_f = \Delta P \cdot Q \\ = \frac{282,53 \cdot 0,9}{3600} = 0,071 \text{ W}$$

Si on suppose un rendement $\eta = \frac{P_f}{P_u}$ d'environ 0,4

ceci entraîne que la puissance utile à fournir au moteur de la pompe sera égale à:

$$P_u = \frac{0,071}{0,4} = 0,18 \text{ W}$$

- tube inséré d'éléments mélangeurs:

Le flux de chaleur absorbé par l'eau dans ce cas là est de : 5,016 KW.

La perte de charge correspondante est: 3 767,04 Pa.

d'où la puissance utile à fournir au moteur de la pompe sera de:

$$P_u = \frac{3\,767,04 \cdot 0,9}{3\,600 \cdot 0,4} = 2,35 \text{ W}$$

Donc si on fait un bilan :

on a d'une part un gain d'énergie se rapportant au gain en transfert thermique qui s'évalue à:

$$\Delta\phi = 5,016 - 3,135 = 1,88 \text{ KW}$$

et d'autre part une perte se rapportant à l'énergie supplémentaire à fournir au moteur de la pompe:

$$\Delta P_u = 2,35 - 0,18 = 2,17 \text{ W}$$

soit au total un gain d'énergie de:

$$\begin{aligned} \text{gain d'énergie} &= \Delta\phi - \Delta P_u \\ &= 1\,880 \text{ G} - 2,17 \end{aligned}$$

$$\underline{\text{gain d'énergie} = 1,877 \text{ KW.}}$$

Pour Re. 7 000:

- tube vide:

$$\phi = 3,414 \text{ KW}$$

$$\Delta P = 172,66 \text{ Pa}$$

$$\text{d'où: } P_u = \frac{\Delta P \cdot Q}{\eta} = \frac{172,66 \cdot 0,7}{0,4 \cdot 3\,600} = 0,084 \text{ W}$$

- tube avec éléments mélangeurs:

$$\phi = 4,876 \text{ KW}$$

$$\Delta P = 2\,385,79 \text{ Pa}$$

$$\text{d'où: } P_u = \frac{\Delta P \cdot Q}{\eta} = \frac{2\,385,79 \cdot 0,7}{0,4 \cdot 3\,600} = 1,16 \text{ W}$$

après un bilan, on remarque un gain d'énergie se rapportant au gain effectué sur l'échange thermique

$$\Delta\phi = 4,876 - 3,414 = 1,462 \text{ KW}$$

et une perte d'énergie due à l'augmentation de la perte de charge:

$$\Delta P_u = 1,16 - 0,084 = 1,076 \text{ W}$$

soit un gain total d'énergie de :

$$\underline{\text{gain d'énergie} = 1,462 - 1,076 = 1,460 \text{ W}}$$

Pour Re = 5 000:

- tube vide:

$$\phi = 3,832 \text{ W}$$

$$\Delta P = 109,87 \text{ Pa}$$

d'où:
$$P_u = \frac{\Delta P \cdot Q}{\tau} = 0,038 \text{ W}$$

- tube avec éléments mélangeurs:

$$\phi = 4,528 \text{ W}$$

$$\Delta P = 1,444,03 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow P_u = \frac{\Delta P \cdot Q}{\tau} = 0,5 \text{ W}$$

d'où un gain d'énergie se rapportant au gain d'échange thermique:

$$\Delta \phi = 4,528 - 3,832 = 696 \text{ W}$$

et une perte due à l'augmentation de la perte de charge:

$$\Delta P_u = 0,5 - 0,038 = 0,462 \text{ W}$$

soit un gain total de = $\Delta \phi - \Delta P_u = 695,5 \text{ W}$

Pour Re = 3 000:

- tube vide:

$$\phi = 3,623 \text{ W}$$

$$P = 47,09 \text{ Pa}$$

d'où:
$$P_u = \frac{\Delta P \cdot Q}{\tau} = 9,8 \cdot 10^{-3} \text{ W}$$

- tube avec éléments mélangeurs:

$$\phi = 4,041 \text{ W}$$

$$\Delta P = 580,75 \text{ Pa}$$

d'où:
$$P_u = 0,121 \text{ W}$$

d'où finalement un gain d'énergie relatif au gain sur le transfert de chaleur de : $\Delta\phi = 4\ 041 - 3\ 623 = 418\ \text{W}$

et une perte due à l'augmentation de la perte de charge:

$$\Delta P_u = 0,121 - 9,8 \cdot 10^{-3} = 0,11\ \text{W}$$

soit au total un gain d'énergie :

$$\underline{\text{gain d'énergie} = \Delta\phi - \Delta P_u = 417,89\ \text{W} .}$$

On voit à travers ce calcul élémentaire que le gain effectué en transfert de chaleur par application des mélangeurs statiques est contrebalancé en partie seulement par l'augmentation des frais de pompage dus à l'augmentations de la perte de charge. Mais ceci n'empêche pas un gain total d'énergie de l'ordre du kilo-Watt.

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, un tel calcul économique nous paraît nécessaire afin de s'assurer la récupération d'une certaine quantité d'énergie dans des conditions économique optimales.

B-VI- CONCLUSION:

Pour une meilleure utilisation de l'installation réalisée il serait souhaitable que l'on puisse doter celle-ci de certains accessoires supplémentaires à savoir:

-1°)- Une section de tranquillisation à l'entrée de l'échangeur afin d'atténuer les effets d'entrée et pouvoir travailler dans des conditions hydrodynamiques stables (couche limite entièrement formée avant d'entrer dans l'échangeur). La longueur de cette section peut être prise $L/D \geq 50$, soit une longueur d'environ 1,5 à 2m.

-2°)- Des thermocouples avec enregistreur qui permettent des relevés de la distribution radiale des températures dans une section donnée, ce qui permet par des méthodes mathématiques le calcul exact de la température moyenne du fluide dans cette section; surtout dans le cas du fluide circulant dans le tube vide, où la mesure de celle-ci fluctue énormément (mauvaise homogénéisation du courant fluide.)

-3°)- D'un autre système de branchement électrique des résistances qui permettra d'avoir un réglage de la puissance de chauffe en continu.

-4°)- D'un système de refroidissement du fluide propre à notre installation, qui permettra l'utilisation d'autres liquides autre que l'eau; et on suggère de travailler avec des fluides visqueux s'écoulant sous régime laminaire pour lesquels le mélange statique est très utilisée dans le transfert thermique.

-5°)- d'un débitmètre plus petit permettant de travailler en régime pleinement laminaire

-6°)- d'un pressostat (P_{cte}) pour la chaudière permettant de ne pas dépasser une certaine pression limite pour celle-ci.

- C 9 - CONCLUSION GENERALE.

Ce travail n'est qu'une première contribution à l'étude de l'échange thermique dans un processus de mélange statique car beaucoup de travaux restent à faire dans ce sens.

On estime, néanmoins, que l'objectif de départ a été atteint, à savoir, la conception et surtout la réalisation d'une petite installation permettant une telle étude.

De plus, nos résultats expérimentaux mettent en évidence l'augmentation nette (environ 100%) du transfert thermique dans le cas du tube de l'échangeur inséré d'éléments mélangeurs statiques par rapport au tube vide, et démontrent ainsi parfaitement la bonne marche de notre installation.

Il aurait été souhaitable de travailler avec un fluide visqueux s'écoulant en régime laminaire à la place de l'eau et d'essayer de comparer l'efficacité de plusieurs modèles de mélangeurs statiques et voir lequel qui répond le mieux à l'amélioration de l'échange thermique.

-----oooOooo-----

- B I B L I O G R A P H I E -

- 1- P. WUTHIER : Raffinage et Génie Chimique (Tome I et 2)
- 2- W. L. MC ADAMS : Transmission de la chaleur.
- 3- F. KREITH : Transmission de la chaleur et thermodynamique.
- 4- TH. H. VAN DER MEER and C. J. HOOGENDOORN :
" Heat transfer coefficients for viscous fluids
in a static mixer ". Publié par " Chemical
engineering Science " Vol 33 pp. I277-I282.
- 5- DAVID MARTIN : " Are motionless mixers on the move "
Publié par " Process Engeneering"
année 1972 , pp. 66-68.
- 6- " Compagnie de construction mécanique "SULZER"
Revue publicitaire.
- 7- Technique moderne: année 1972 pp 8-10.
- 8- Prof. dr Tadeusz HOBLER : "Ruch ciepta i wymienniki"
Pp 242-243.

---oooOooo---

