# ***I/ NOMENCLATURE***

***Lettres latines***

*A: Surface d’échange global*

*: Chaleur massique de la vapeur à p = constante*

*: Chaleur massique de l’acide phosphorique concentré*

*D: Diamètre équivalent correspondant à un tube d’échangeur*

*De: Diamètre externe du tube*

*Di: : Diamètre interne du tube*

*e : Epaisseur du tube*

*F: Coefficient de température moyenne effective*

*G : L’efficacité d’échangeur*

*hi: Coefficient de convection interne*

*he: Coefficient de convection externe*

*K: Coefficient globale de transmission*

*Ke:Coefficient global de transmission externe*

*Ki: Coefficient global de transmission interne*

*L : Longueur du tube*

*m : Paramètre liant les propriétés thermophysiques de fluide chaud et fluide froid*

*n: Etant le nombre des tubes*

*P : Pression*

*Pt: pas transversel*

*qac : Débit massique de l’acide qui correspond au flux de la chaleurΦac*

*: Débit massique total de l’acide qui correspond au flux de la chaleur*

*qve: Débit massique de la vapeur d’eau qui correspond au flux de la chaleur Φve*

*: Débit massique total de la vapeur d’eau qui correspond au flux de la chaleur*

*Q : Chaleur échangée dans l’échangeur*

*R : Rapport des températures du fluide froid et chaud*

*Ri: Rayon interne du tube*

*Re: Rayon externe du tube*

*S: Surface d’échange du tube*

*Se: surface externe*

*Si: Surface interne*

*t : Température coté froid*

*T: Température coté chaud*

*: Température initiale de la vapeur d’eau*

*: Température finale de la vapeur d’eau*

*: Température initiale de l’acide*

*: Température finale de l’acide*

*x : abscisse de la section correspond à l’écart T-t*

***Lettres grecques***

*v : Vitesse moyenne du fluide d’échange*

*ΔT: L’écart de la température paroi-fluide*

*ΔTm: L’écart de la température logarithmique moyenne*

*ηac : Viscosité dynamique de l’acide concentré*

*λ : coefficient de conductivité thermique*

*ρac : Masse volumique d’acide concentré*

*ρve : Masse volumique de la vapeur d’eau*

*τ: Temps qui correspond à une quantité de chaleurtraversant l’échangeur*

* : Flux thermique perdu par fluide chaud*

* : Flux thermique gagné par fluide froid*

* : Flux thermique associe au fluide froid*

***les indices***

*c : Chaud(fluide chaud)*

*e : Extérieur*

*f : Froid(fluide froid)*

*m: Moyen*

*i : Intérieur*

*T : Total correspondant à tous l’échangeur*

*v : Volumique*

***exposant***

*ac : Acide concentré(fluide froid)*

*f : Final*

*i : Initial*

*ve : Vapeur*

***II/ RESUME***

*Le transfert de chaleur entre fluides, demeure d’une grande application surtout dans les échangeurs industriels. Le transfert de chaleur dépend de la surface d’échange, des propriétés thermophysiques des fluides, type de chauffage ainsi que le matériau des tubes. Cette étude est consacré à une approche permettant la recherche d’une structure optimale de l’échangeur de chaleur tubulaires. Dans un premier lieu on va étudier la dépendance entre K, S et ΔT de l’un des tubes de faisceau et avec les propriétés thermophysiques des fluides chaud et froid, dans l’application ; le tube choisi est en graphite pour satisfaire aux contraintes due de l’acide phosphorique.*

# ***III/ PROBLEMATIQUE & PREVISION***

# ***III-1/ Problématique***

*L’objectif de cette étude c’est de minimiser les problèmes qui gêne une bonne état de marche de l’échangeur de la chaleur tubulaire en graphite qui est destiné pour la concentration d’acide phosphorique .Parmi les principales problèmes rencontrer leur de fonctionnement on trouve :*

* *La quantité de vapeur de la surchauffe à un effet sur la densité d’acide phosphorique à cause de la vaporisation de l’acide phosphorique dans les tubes de l’échangeur résultant ainsi une augmentation de la pression ; par conséquent des vibrations (La température de surchauffe élevé provoque la vaporisation de P2O5) ;*
* *Les incrustations des tubes résultent des vibrations et défavorise l’échange de la chaleur ;*
* *Le taux des solides dans l’acide d’alimentation(29%) augmente la rugosité des tubes de l’échangeur et défavorise l’échange de la chaleur.*
* *La charge hydrostatique sur l’échangeur(niveau dans l’évaporateur) à un effet néfaste sur la marche normal de l’échangeur ;*
* *Pertes calorifiques dans les condensats de la vapeur d’eau ;*
* *Lors de la concentration de l’acide, les constantes de solubilité de différentes composés diminuent. Il s’agit essentiellement du Na2SiF6 ,K2SiF6 et du CaSO4 cela à pour conséquence la production des solides qui vont en s’incruster sur les parois des tubes ;*

# ***III-2/ Prévisions***

* *Minimiser la chaleur utilisé dans l’échangeur ;*
* *Protection des tubes de l’échangeur contre les vibrations, l’érosion et l’encrassement ;*
* *contrôle optimal de l’écart de la température entrée- sortie échangeur en tenant compte la pression à partir de laquelle les incrustations seront réduit ;*
* *Evitant l’ébullition de l’acide dans les tubes ;*
* *Minimisation de l’encrassement ;*
* *Augmentation de diamètre des tubes ;*
* *La pression de la vapeur (coté calendre) devient sensiblement supérieur à la pression d’acide(coté tube) ;*
* *La turbulence critique qui provoque une augmentation de l’agitation thermique dans les deux cotés des tubes de l’échangeur et par conséquent un bon échange de la chaleur ;*
* *Assurant un grand débit de circulation d’acide concentré ;*
* *Limitant les solides entrant à l’échangeur ;*

*Ces solutions nous permet de bien structurer l’échangeur et par conséquent de minimiser le coût d’investissement ;*

* *Minimisation du bruit le long du circuit de la vapeur BP ( on élimine le surchauffeur et on le monte à l’entré de l’échangeur) ;*

***IV/ INTRODUCTION***

*L’ensemble des secteurs industriels utilisé dans ces procédés de fabrication des fluides dont l’état ou le changement d’état nécessite un apport calorifique. D’où la participation à la conception d’une gamme très diversifiée d’échangeurs, pour mettre en évidence le champ d’amélioration des performances des échangeurs industriels, dont les spécificités élargissent les solutions possibles de chauffage des liquides et des gaz en circulation.*

*Les échangeurs de chaleur simples du type double tube ont des applications industrielles très limitées. Les échangeurs tubulaires, les plus répondus, sont des combinaisons de flux à co- et contre courant*

*Les échangeurs de chaleur de forme cylindrique sont utilisés massivement dans le domaine industriel, l’amélioration de leur performance présente un intérêt évident. Divers procédés visant à augmenter l’échange de la chaleur ont pour principe d’agir ; soit sur la position des tubes les uns par rapport aux autres. L’idée d’agir sur l’écoulement lui même est relativement récente.*

*Parmi les principes fondamentaux participant aux performances et originalité d’un échangeur, on peut citer :*

* *La structure des éléments chauffants et la nature de leurs constituants permettant de dissiper les flux de chaleur ;*
* *La densité et la disposition des éléments chauffants ;*
* *Les caractéristiques géométriques des éléments chauffants(internes et externes) ;*

*En effet, l’étude des échangeurs tubulaires dépend du procédé de fabrication.*

*Nous nous intéressons au procédé concentration d’acide phosphorique par évaporation qui se caractérise par l’échangeur de la chaleur.*

*Nous nous intéressons au échangeur tubulaire à contre courant(chauffe méthodique) à cause de la bonne efficacité.*

*Le développement actuel de procédé met au premier plan le problème de récupération de l’énergie au niveau de l’échangeur. Le coût de l’énergie de préchauffage n’est pas négligeable dans le coût total de la production . on constate que le flux recyclé contient une grande quantité d’anergie qu’il faut le récupérer, d’où la nécessité d’une optimisation globale de l’échangeur qui caractérise le procédé.*

*La quantité de chaleur transmise diminue avec S , donc ; l’allongement d’un échangeur à donc de moins en moins d’effets sur l’efficacité.*

*Le plus souvent l’objectif d’une recherche fondamentale; c’ est de trouver la structure optimale d’échangeur où le coût d’investissement et de fonctionnement sont minimaux. Cette approche exige la connaissance de la surface d’échange de la chaleur, donc elle demande le calcul du coefficient global de transfert de chaleur , qui varie en fonction de la surface d’échange , des propriétés thermophysique des fluides, méthode de chauffe ainsi que de matériau des tubes(graphite).*

***V/ PROCEDE CONCENTRATION D’ACIDE PHOSPHORIQUE***

*Il existe quatre types principaux de concentration sous vide, caractérisés par le modèle de l'échangeur de chaleur, auxquels il faut ajouter l'option combustion submergée : Eléments de chauffe en acier inoxydable;**• Echangeur de chaleur à faisceau tubulaire en carbone;
• Echangeur de chaleur à faisceau tubulaire en acier inoxydable;
• Combustion submergée;
• Echangeur de chaleur à blocs de carbone ;*

*Les équipements principales qui constituent un procédé de concentration d’acide phosphorique par évaporation sont:*

* *L’échangeur ;*
* *Bouilleur (évaporateur) ;*
* *Laveur condenseur et groupe à vide ;*
* *Pompe de circulation ;*

***VI/ L’ECHANGEUR DE LA CHALEUR***

***VI-1/ Type d’échangeur***

## *VII-1-1/ Les différents types d'échangeurs*

 *Parmi les échangeurs de la chaleur utilisés dans l’industrie :*

* *Echangeurs tubulaires*
* *Échangeurs à plaques*
* *Échangeurs à surface raclée*

###### *VII-2/ Echangeurs tubulaires*

***Applications***

* *Installations de réfrigération et de chauffage dans les domaines industriels, publics ou privés.*
* *Générateurs et surchauffeurs de vapeur.*
* *Echangeurs pour chauffage urbain.*
* *Réchauffeurs de fuel.*
* *Serpentins pour boilers.*

***Description***

* + ***Tubes***
		- *Lisses ou ailettes.*
		- *En cuivre, acier, inox 304 ou 316, titane, ...*
		- *Droits ou en épingle.*
		- *Mandrinés avec ou sans soudure d'étanchéité.*
			* ***Faisceau Tubulaire***
				+ *A plaques fixes.*
				+ *A tête flottante.*
				+ *Avec tubes en U.*

***Corps et Calottes***

*Construction en acier ou en inox.*

*Accessoires :*

 *Joint de dilatation.*

 *Pieds supports.*

##### *Caractéristiques*

* *Pression de service jusqu'à 100 bars.*
* *Température de service jusqu'à 600 °C.*
* *Coefficient d'échange compris entre 100 et 2500 W/m² °C.*
* *Surface d'échange comprise entre 0.5 et 150 m².*
* *Vitesse comprise entre :*
	+ - *0.3 et 2.5 m/s pour les liquides.*
		- *15 et 60 m/s pour les gaz.*

*Dans la littérature, il existe plusieurs types de concentrations sous vide, caractérisés par le modèle de l'échangeur de chaleur. Le plus utilisé est l' échangeur de chaleur à faisceau tubulaire en carbone car il convient pour tous les acides, en fait qu’il est plus ou moins sensible à la corrosion, a une tendance incrustante sévère, mais ne convient pas pour des acides à forte teneur en chlore.*

*Les échangeurs tubulaires sont constitués de deux parties:*

* *Un faisceau tubulaire de deux à plusieurs centaines de tubes soudés à leur extrémité sur une plaque ;*
* *Une calandre (tube cylindrique de gros diamètre) dans laquelle est placé le faisceau tubulaire. Aux extrémités sont fixées les calottes qui servent de collecteur pour le fluide circulant dans les tubes ;*

*Il existe plusieurs solutions pour favoriser le transfert thermique:*

* *Chicanage de la calandre où on place des cloisonnements sur le trajet du fluide pour éviter qu’il ne suive un chemin préférentiel, la turbulence crée améliore également le transfert.*
* *Cloisonnement pour la circulation dans les tubes ou dans la calandre: on obtient ainsi des échangeurs multipasses côté tubes ou côté calandre. On augmente ainsi les longueurs de circulation (donc la surface d’échange). Ces échangeurs prennent tout leur intérêt pour des échanges vapeur - liquide. Le coefficient de transfert par convection vapeur-paroi lors d’une**condensation est plus élevé que dans le cas d’un transfert liquide-paroi où il n’y a pas de changement de phase. Il ne dépend pas directement de la vitesse de la vapeur: on peut donc faire circuler sans inconvénient la vapeur autour des tubes et bénéficier d’une vitesse élevée du liquide à l’intérieur des tubes.*

***VI-2/ Choix d’un échangeur***

*L’échangeur thermique se définit en fonction du rôle joué (réchauffement, refroidissement, condensation, ébullition), de la nature des fluides en présence (vapeur ou liquide, risques de corrosion) et des débits nécessaires.*

*On cherche à optimiser les frais d’investissement et de fonctionnement. Il faut donc étudier ensemble les aspects purement thermiques (coefficients de transfert, surface d’échange) et les aspects liés à la mécanique des fluides. En effet les résistances thermiques sont d’autant plus faibles que les vitesses d’écoulement sont élevées. Donc si les fluides ont des débits élevés, il est possible de se satisfaire d’une surface d’échange plus faible ce qui diminue l’investissement. Par contre les pertes de charge seront plus élevées ce qui nécessitera des pompes plus puissantes (augmentation du coût d’investissement) et une dépense énergétique plus élevée (augmentation du coût de fonctionnement). L’étude d’optimisation au cas par cas fournira la réponse pour déterminer le choix le plus économique.*

 ***VI-3/ Principe de fonctionnement de l’échangeur***

*L’échange se fait à contre courant grâce à la bonne efficacité de l’échange.*

*L’acide (corrosif) doit circuler à l’intérieur des tubes pour éviter le surcoût des matériaux résistant pour les tubes et la calendre, ainsi que la vapeur d’eau à l’extérieur du tube au coté calendre.*

*Le fluide dans le faisceau des tubes induit des vibrations qui varient en fonction de sa vitesse. A ces vibrations de type mécanique; peuvent se superposer des vibrations acoustiques dues à l’oscillation du fluide dans la calandre. Ces résonances acoustiques sont obtenues par l’excitation correspondant à la fréquence de détachement bourbillonnaire du flux à l’arrière des tubes.*

*L’échangeur est positionné verticalement pour que le film s’écoulant sur les tubes se rassemble sur la calotte inférieure avant de s’écouler à l’extérieur. Si le débit de vapeur est inférieur à la capacité maximale de condensation de l’échangeur, le liquide se refroidit quand il atteint dans sa descente la zone où toute la vapeur est condensée.*

*La présence des gaz incondensables dans la vapeur pour ce changement d’état entraîne une diminution du coefficient de convection car ces gaz jouent le rôle d’un isolant en formant une couche limite autour des tubes. D’où la nécessite d**e conditionner la vapeur d’eau.*

***VI-3-1/ Circulation forcée d'un liquide à l'intérieur d'un tube cylindrique***

*L'expérience montre que le coefficient de convection interne hi dans une section dépend des 7 grandeurs suivantes:*

*Um: vitesse moyenne du liquide*

*ρ: masse volumique du liquide*

*cp: chaleur massique du liquide*

*µ: viscosité dynamique du liquide*

*λ: conductivité thermique du liquide*

*Di: diamètre intérieur du tube*

*x: abscisse de la section considérée avec l'origine placée à l'entrée du tube*



*La détermination des coefficients de transfert de chaleur par l'expérience est impossible à réaliser à cause du trop grand nombre d'expériences nécessaires. L'analyse dimensionnelle permet de simplifier notablement ce problème. Elle montre qu'il existe une fonction F à 3 variables vérifiant la relation:*



*On définit donc 4 nombres sans dimension (il faut toujours veiller à écrire les paramètres de ces nombres dans un système d'unité cohérent, par exemple le système SI):*

* *nombre de Nusselt:*

**

* *nombre de Reynolds:*

**

* *nombre de Prandtl:*

**

* 

*Les nombres de Nusselt, Prandtl et Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques du liquide et le régime d'écoulement du liquide. Le nombre*  *est le terme représentatif des effets de bord: il n'intervient donc plus quand on est suffisamment loin d'une des extrémités du tube.*

*L'expérience est alors utilisée pour déterminer la fonction F, c'est à dire une corrélation mathématique liant ces nombres. Cette relation est bien entendu empirique et on détermine les paramètres des nombres que à une température moyenne entre l'entrée et la sortie du tube ; ce qui pas le cas à l’échelle industriel surtout quand l’écart de la température entre l’entré et la sortie est grand .*

*Si on se trouve dans le cas d'un tube lisse avec écoulement turbulent, on utilise la relation de Colburn:*

 **

*La relation est valable si: 10000 < Re < 120000*

 *0,7 < Pr < 120*

 *L / Di > 60 (L est la longueur du tube)*

*Le calcul de Nu rend alors évident la calcul de hi.*

Condensation d'une vapeur à l'extérieur d'un faisceau de tubes parcourus par un liquide froid:

*Ce cas correspond à la condensation d'une vapeur dans un échangeur tubulaire. Les coefficients de convection avec changement d'état sont meilleurs que dans le cas d'une convection forcée sans changement d'état. Dans cette étude on retiendra qu'on obtient des corrélations dépendant des paramètres suivants pour le coefficient de convection côté vapeur:*

* *propriétés thermiques de la vapeur: λ, lc (chaleur latente de condensation)*
* *propriétés d'écoulement de la vapeur: ρ, µ et g*
* *vitesse de la vapeur*
* *surface refroidissante: L (hauteur des tubes)*
* *différence de température entre la température de condensation des vapeurs et la moyenne des températures de paroi entre les deux extrémités des tubes.*
* *nombre et disposition des tubes*
* *état de surface des tubes*

*La vapeur se condense sur la paroi froide et un film liquide se forme et mouille la paroi. La condensation se poursuit alors mais le transfert s’effectue à travers une couche liquide qui constitue une résistance thermique importante. Si on assiste à la formation de gouttes, celles-ci en grossissant finissent par se détacher des parois et laissent ainsi à nu la paroi des tubes.*

# *K caractérise la qualité intrinsèque de l'échange: il dépend de la nature des deux fluides, de leur débit, de leur température et des caractéristiques géométriques de l'échangeur.*

* ***Dans un tube cylindrique***

**

**

*pour un échangeur vierge Di = cste*

**

*pour une convection forcé le coefficient de conduction du fluide est négligeable devant le coefficient de convection.*

*Donc λ des fluides restent sensiblement invariables le long du tube*

***NB :*** *Les coefficients de conduction des couches limites λc , λf  des cotés chaud et froid interviennent dans le coefficient de transmission .*

 *Par conséquent *

 *Puisque T et t dépendant entre eux avec le coefficient de conduction du matériau séparant les deux fluides*

 * ne dépend pas aussi de la température.*

 *Finalement m reste sensiblement invariable par rapport à la température.*

***VII/ PHENOMENE DE TRANSFERTS THERMIQUE***

 ***VII-1/ Propriétés thermophysique des fluides***

* ***les caractéristiques du fluide***
* *λ  : coefficient de conductivité thermique*
* *ρac : masse volumique*
* *ηac  : viscosité dynamique*
* ***les caractéristiques de l’écoulement***

*νm : vitesse moyenne du fluide d’échange*

* ***la géométrie de la surface***
* *Diamètre des tubes : Di*
* *positions des tubes : pas intertubulaire*
* *L’écart de la température paroi-fluide ΔT*

D’où f(λ, **, *ρac* , *ηac*, *νm* , D, ΔT,Φ)=0

***VII-2/ Mode de chauffage***

Il existe deux méthodes d’échange ; à co-courant ou à contre courant ; la deuxième le plus répondu (chauffe méthodique) que nous nous intéressons.

 T

 

 T

  t 

 

S



*Dans les échangeurs de la chaleur tubulaire les températures des fluides ne peuvent plus constantes car elles varient tout au long de la surface d’échange.*

 *Comme il y a échange, il y a tendance à égalisation des températures ; l’écart T-t décroît, T diminue et t augmente à mesure que S augmente.*

 *Alors la quantité de la chaleur transmise diminue (coefficient de transmission global diminue) avec l’augmentation de la surface.*

 *L’allongement d’un échangeur à donc de moins en moins d’effet sue l’efficacité.*

 *Par contre ,le prix de l’échangeur augmente toujours sensiblement de la même façon. On conçoit donc qu’il u ait une valeur optimale du point de vue économique.*

 *Le coefficient K (définit par  intervient dans la formule de même titre que S . On ne peut donc le connaître qu’avec peu de précision ou également se tromper sans trop de graves conséquences.*

*La chaleur changée dans l’appareil s’écrit :* ****

*ΔTm= FΔT*

*ΔTm : écart moyen logarithmique de la température (°C)*

*F : facteur correctif de ΔTm*

*G : L’efficacité*

 ** **

 

 ** **

**Représentation élémentaire d’un tube schéma de l’échange**

Pt

|  |
| --- |
|  |

 2Pl

 ***position des tubes dans l’échangeur***

R

Re

Ri

 ***Distribution de la vapeur aux alentours des tubes***



*Tant que l’efficacité est importante tant que F tend vers 1 ; donc la valeur de F nous permet de positionner avec précision les chicanes et/ou les cloisonnement de l’échangeur qui ont pour but d’augmenter la turbulence et par conséquent de favoriser un bon échange. par conséquent on considère que l’échangeur est constitue des portions ; de tel sorte que l’efficacité est proche de un (1) séparé l’une de l’autre par une chicane ou cloisonnement* .

*Les tubes sont disposés verticalement ; on considère que la vapeur s’écoule par une convection uniformément décelé c'est-à-dire que le champ de la température décroît uniformément.*

***VII-3/ Le flux de la chaleur***

*Soit : débit massique de fluide froid(l’acide) qui correspond au flux de la chaleur.*



*: débit massique de fluide chaud( la vapeur d’eau) qui correspond au flux de la chaleur.*

****
*IC: L’enthalpie massique de la condensation du fluide chaud (la vapeur d’eau) à la Température Өc.*

*Le bilan de flux s’écrit:*

**

*Avec: Φpertes : Flux perdu*

*Or, l’échangeur est calorifugé  Φpertes=0*

*Avec: *

*A: surface d’échange global.*

*On prend: *

* Avec : DT=Tic-Tif et Dt=Tfc-Tff*



***VII-4/ Bilan thermique***

*Le bilan thermique d'un échangeur de chaleur où la circulation se fait sans être en contact entre le fluide froid (acide phosphorique)et le fluide chaud à l'état de vapeur à l'entrée et à l'état de liquide refroidi à la sortie. Le fluide chaud subit donc un changement d'état (condensation). On définit le système comme étant constitué du fluide froid et du fluide chaud dans leur traversée de l'échangeur.*

*Les fluides froid et chaud sont respectivement définis par les grandeurs suivantes: débits massiques (et), chaleurs massiques moyennes ( et ) et températures d'entrée  et de sortie. Ic est l'enthalpie massique de condensation du fluide chaud à la température .*

*On doit définir les flux de chaleur qui correspondent à des gains ou pertes d'énergie par unité de temps pour un fluide et sont donc des puissances thermiques exprimées en kcal.h-1. Dans le cas le* *plus général le flux de chaleur s'écrit comme la somme d'un terme dû à une variation de température et d'un terme dû à un changement d'état.*

*On écrit pour chaque fluide  et  les flux de chaleur respectivement perdu par le fluide chaud et gagné par le fluide froid:*

* et *

*Par application du principe de la conservation de l'énergie on écrit donc le bilan suivant:*

**

*Donc dans le cas où les pertes avec l’extérieur sont nulles ou négligeables, la somme des flux des différents fluides est nulle.*

*On a:*

 *(1)*

*Avec ΔTm= FΔT*

*α et β sont des coefficients pour tenir compte les pertes avec a≤ 1 et b≥1*

*Donc*



*F: Facteur correctif de ΔTm nous permet de positionner avec précision les chicanes et/ou les cloisonnements de l’échangeur qui ont pour but d’augmenter la turbulence et par conséquent de favoriser un bon échange*

*K: Le coefficient de transmission global moyen pour l’ensemble de la surface*

*A: surface d’échange totale*

*Puisque T et t varient aussi le long de la surface du tube*

*On ne peut écrire que:*

* * *(2)*

*τ: Temps qui correspond à une quantité de chaleurtraversant l’échangeur.*

*On simule l’étude de l’échangeur à un seul tube*

*L’équation (1) devient :*

 (3)

*L’équation(2) devient:*

* (4)*

*En différentiant l’équation (3)*

**

**

**

☞ 

☞

* 

*Soit  (5)*

*☞ *

*☞ *

*☞ *

*F est un facteur correctif qui dépend de la complexité de la configuration... Cela permet de dimensionner les échangeurs.*

***Etude de :*** **

*En effet ;*

**

* **
* **
* * : On considère que la fluidité des fluides coté chaud et froid reste constante*
* **
* *⇔ *

*Soient F(t) fonctions primaires de f(t) ⇔ *

*G(T) fonctions primaires de g(T) ⇔*

**

**

 **

*est – ce que en peut devellepper G(T) au voisinage* 

**

**

*a = b =1 s’il n’a pas des pertes*

* *les pertes dépend de la :*

*-rugosité des tubes coté chaud et froid.*

*-régime d’écoulement.*

*-distribution des tubes*

*-l’écart de la température coté chaud et froid*

*-nombre des chicanes et/ou cloisons.*

***cas où il na pas de perte :***

* **

*Avec* 

*: f(t) varie de la même façon que g(T)*

*c à d : * *varie de la même façon que* 

*puisque *

* 

* *

**

 *varie de la même façon que* 

*Par conséquent m peut être reste constante ; il ne dépend pas de la température .*

***VII-4-2/ Etude de l’indépendance de m et de la température :***

 *S’il n’y a pas de perte de charge : la vitesse transversale reste constante le long de tube.*

# ***La deuxième formule de la moyenne***

***Rappel***

*Soit f une fonction continue positive décroissante, et g une fonction continue sur [a  , b] alors ∃ c∈ [a , b] tq *

* et  deux fonctions indépendants de la température avec.*

*En effet ;*

* est-ce constante ?*

* : fonction continue positive décroissante avec la température*

* : fonction continue sur *

D’après la deuxième formule de la moyenne ∃ tm∈ tel que :

*Donc ; et  deux fonctions indépendants de la température*

*Finalement ; on peut séparé les deux fonctions intégrales comme suit :*

*☞*

*(T-t diminue avec l’augmentation de KS)*

T-t = ? 

  

 



*☞ *

*☞ *

*☞ *

*☞ *

*☞  (6)*

*Avec* 

* *m > 0 ;  alors le fluide chaud se refroidit plus que le froid ne s’échauffe*
* *m < 0 ;  alors le fluide froid se réchauffe plus que chaud ne se refroidit*

*(5) et (6) ⇒☞*  *(7)*

* **

**

**

**

*Si on considère l’échangeur comme ensemble*

*K : reste le même puisque le flux est permanent*

*S : sera multiplier par n ainsi que et *

 *m : paramètre liant les propriétés thermophysiques de fluide chaud et fluide froid*

**

**

**

**

**



***VII-4-3/ etude generale de m***

*Soit *

*☞ *

*☞ *

*☞*

*☞*

*☞*

*☞*

*☞*

*On pose :*

 *X = T-t*

 **

 *KS = g(S,X)*

*☞ *

*☞ *

*☞ *

*☞ *

*☞ *

**





*m ne dépend pas de X et S*

 





* *m > 0 ;  alors le fluide chaud se refroidit plus que le froid ne s’échauffe*
* *m < 0 ;  alors le fluide froid se réchauffe plus que chaud ne se refroidit*

***VIII/ RELATION ENTRE COTE EXTERNE ET COTE INTERNE***

***VIII-1/ Flux de chaleur***

T

 θe

θi t

*Le flux de chaleur est permanent dans les trois stades :*

* *du fluide froid à la paroi interne*

**

* *à travers la paroi*

**

* *de la paroi au fluide chaud*

**

*Les trois quantités sont égales : les calories perdues par le fluide chaud sont récupérer par le fluide froid.*









******

***Il faut introduire F dans l’équation ?***



**

*Le coefficient de transmission global K dépend de Ri, Re, λ, hi et he*

*On multiplie par  ; on obtient *

*On multiplie par  ; on obtient *

*Soit *

**

**

**

**

*d’où *

**

**

**

*Donc, pour mettre en évidence le champs d’amélioration des performances de l’échangeur tubulaire il faut optimiser l’équation (7) afin d’identifier la configuration optimale des chicanes.*

*En effet ; l’échangeur est constitue de n tubes :*

*Donc K : reste le même puisque le flux est permanent*

*S : sera multiplier par n ainsi que et *

*Alors pour simplifier l’étude il suffit de travailler par l’équation(7)*

***IX/ ETUDE GENERALE***

*Le dimensionnement d’un échangeur est lie aux propriétés thermophysiques des fluides chaud , froid et des matériaux de construction.*

*En effet ;*

**

**

**

* : correspond à l’état d’échange idéal.*

* : correspond à l’état d’encrassement critique*

***IX-1/ Etude de :*** **

*et*  *ne dépendent pas de la température*

 **

*Donc ; *

******

*où* ****** *et* 

******

******

******

******

***étudions : *** *ou *

******

******

**IX-2/  *Etude de la fonction ***

***L’échange ne peut se faire que pour :***

******

***  ***

******

******

******

*Avec* ******

***Traçons****:* ******

avec

**

**

*Avec*

**

**IX-3/ *étude de :***

**

Soit  avec  : *écart de la température au temps τ = 0*

* : écart de la température au temps τ*





****

* ***Traçons****: f(ω,m, KS) = 0*







 * (1) et(2)* avec



*Soit la fonction(1)*

 



 *Avec *

* *Etudier la stabilité du fonction Ki*
	+ *Les extremums*
		- *Rayon critique*
		- *L’état de marche*
			* *Pertes de charge*

# ***X/ APPLICATION: CONCENTRATION D’ACIDEPHOSPHORIQUE***

*Nous nous focalisons notre étude d’application à l’échangeur de la chaleur tubulaire de la concentration d’acide phosphorique.*

*Dans le cas d’un échangeur de la chaleur tubulaire, distigné pour la production d’une quantité d’acide phosphorique.*

*L’équation (7) s’écrit comme suit :*

**

**

*avec  et *

*NB :*  *cet écart est un cas particulier de ΔT.*

***données expérimentales***

|  |  |
| --- | --- |
| *Acide concentré* | *Dimensions* |
|  |  |

* *Pour la vapeur basse pression*

**

***X-1.1/ Etude de :*** **

*On’a :*

******

avec 

******

***
***

**

**

**

* *

**

*Pour *

**

**

**

***  ***

*** ***

***  ***

*** ***

******

*a = b =1*

******

*Le bilan thermique de flux s’écrit comme suit :*

**

*Pour :*

*On’a : *



*Dans les tubes l’échange ne peut se faire que pour.*

******

 ******

* *

**

**

******

 ******

***On trace : ***

******

******

*a = b= 1*

***X-1.2/ Etude de : ***

*Nous revenons a :*

******

*avec* ******

***On trace :  ;*** *a = b =1*

******

******

**

**

**

***X-2/ Etude de : ***

***Nous étudions m=F(α-β)***

*a = b =1*

*Avec* ******

******

******

******

******

******

******

*F : correspond a un bon état d’échange.*

*Avec le nombre de chicanes de chicanes égale au moins a 2 ; ce qui vérifier expérimentalement.*

***On trace : f(α,β,m)=0***

**

*a = b =1*

*Avec* ******

******

******

******

******

******

******

***X-3/ Etude de :KS = f(X, m)***

**

* avec *

******

**

**

**

**

*Alors *

******

**

**

*donc *

**

*Puisque *

*KS n’a de sens physique que pour des valeurs positives.*

**

***On résume :***

**

*Avec *

******

**

*Traçons : f(ω, m ,KS)=0*

***XI/ INTERPRETATION***

*Représentation graphique de KS :*

*Quel est le trajectoire optimal de KS qui correspond un bon échange de la chaleur*

***Première méthode :***

Soit la fonction suivante :

**

**

*avec  et *

*C’est une fonction à sept variables:*

**

***première cas :***

*f1(ΔT,KS) = 0 avec  des paramètres.*

***Deuxième cas :***

*f2 (ΔT, qac, KS) = 0 avec  des paramètres.*

***Troisième cas :***

*f*3 (ΔT, qve, KS) = 0 avec  des paramètres.

**





**









***Deuxième méthode :***

**

**

*avec  et *

* ***étudions m***

**

*soit *

*avec*

******

******





**





***étudions***

* *g1(qve, m)=0 avec des paramètres.*
	+ *g2(qac ,qve, m)=0 avec  des paramètres*

*Déterminant le minimum et le maximum de m.*

**deuxième cas :**

* ***Etudiant KS***

**

*Traçons : f(ω, m ,KS)=0*

* + *h1 (ΔT, KS) = 0 avec n, m des paramètres.*
	+ *h2 (ΔT, n, KS) = 0 avec m un paramètre*

**

******





***XII/ CONCLUSION (acide phosphorique)***

*L’écart de la température entre coté fluide chaud et fluide froid varie en fonction des chaleurs massiques, débits massiques, surfaces d’échange totale et le coefficient global de transmission.*

*En effet ; l’écart élevé de la température entre coté fluide chaud et fluide froid provoque une vaporisation de l’acide phosphorique dans les tubes et par conséquent une augmentation de la pression et la vibration des tubes. Ce qui entraîne à une diminution de l’efficacité de l’échangeur. Alors pour favoriser un bon échange il faut diminue l’écart de la température .Par ailleurs le coefficient global de transmission augmente.*

*L’élévation de ΔT provoque une vaporisation de la l’acide phosphorique dans les tubes à cause de l’augmentation de la température de la vapeur d’eau (Température de surchauffe élevée).*

*L’élévation de ΔT entraîne quelques inconvénients :*

*\* Inégalité des dislocations d’où efforts de condensation de la paroi.*

*\* Zone très froid, d’où possibilités de condensation et de corrosion.*

*Lorsque les propriétés physique de la vapeur d’eau varie la densité d’acide phosphorique varie.*

CONCLUSION GENERALE

**

**

**

*Le coefficient global de transmission K, la surface d’échange A et l’écart de la température entre les fluides chaud et froid sont dépendants entre eux avec les propriétés thermophysiques des fluides circulant à savoir :*

* *Les caractéristiques des fluides : ρ , cp*
* *Les caractéristiques d’écoulement :Ue ,Ui vitessesmoyennes*

# La géométrie de la surface

* + *Diamètre interne des tubes Di*
	+ *Epaisseur des tubes Re - Ri*
	+ *Pas intertubulaires : Pi = D*
* *Le facteur correctif de ΔTm , et l’écart des températures coté chaud et froid.*

*K caractérise la qualité intrinsèque de l’échange : il dépend de la nature des deux fluides, de leur débit, de leur température et des caractéristiques géométriques de l’échangeur.*

**XIII/ *BIBLIOGRAPHIE***

*1/ Cooper, M.G., Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - A wide-range examination using reduced properties. Adv. in Heat Transfer, Vol. 16, pp 157-239, 1984*

*2/ C H Wang and V K Dhir. ëEffect of Surface Wettability on Active Nucleate Site Density during Pool Boiling of Water on a Vertical Surface.í Transaction of ASME, Journal of Heat Transfer, vol 115, 1993, p 659.*

*3/ Groll, M., Mertz, R., Improved evaporation heat transfer surfaces for cost-effective heat exchangers for the process industries, Contract No. JOU2-CT94-0362, Progress Reports 1-3, 1994-1995*

*4/ Golden, S. W., “Revamp Process Design-Optimum Crude Unit Product Yields,” Petroleum Technology Quarterly, Summer 1997, pp.53-59.*

*5/ Hewitt, G. F., Handbook of Heat Exchanger Design, Begel House, Inc., New York, 1992, p. 3.17.7-5.*

*6/ Incropera, F. y D De Witt, 1990, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, John Wiley & Sons, USA.*

*7/ J. Taborek, Shell-and-tube heat exchangers: single-phase flow, in Heat Exchanger Design Handbook,Vol. 3 (1988) pp. 3.3.1±3.3.11-5.*

*33. J. Taborek, Shell-and-tube heat exchangers: single-phase flow, in Heat Exchanger Design Handbook,Vol. 3 (1988) pp. 3.3.1±3.3.11-5.*

*8/ Saunders, Shell-and-tube heat exchangers: elements of construction, in Heat Exchanger Design Handbook Vol 4 (1988) pp. 4.2.1-1±4.2.5-24.*

*9/ Stephan, K., Abdelsalam, M., Heat transfer correlations for natural convection boiling. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 23, pp 73-87, 1980*

*10/ Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6th edition, TEMA, New York, 1978.*

*11/ Saunders, Shell-and-tube heat exchangers: elements of construction, in Heat Exchanger Design Handbook Vol 4 (1988) pp. 4.2.1-1±4.2.5-24.*

*12/ Sultan, M., Judd, R.L., Spatial distribution of active sites and bubble flux density. ASME J. Heat Transfer, Vol. 100, pp 56 - 62, 1978*

*13/ Thonon, B., Mercier, P., Compact to very compact heat exchangers for the process industry. Process intensificationin practice, Ed. J. Semel, 2nd Int. Conf. on Process Intensification, Antwerp, 1997*

*14/ Thonon, B., Compact heat exchangers applied to industrial and environmental processes. Eurotherm Seminar 62, Grenoble, France, 1998*

*15/ Tolubinskii, V.I., Boiling heat transfer and vapour bubbles growth rate. Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo 1974, Vol.4, pp 40-44, 1974*

*16/ TEMA, Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 7th Edition, New York, (1988).*

*17/ Shah, R.K., Editor - Compact Heat Exchangers for the Process Industries. Begell House Inc, New York, 1997*

*18/ Shah, R.K., Editor - Compact Heat Exchangers for the Process Industries. Begell House Inc, New York, 1999*

*19/ Shum, M.S., Finned heat transfer tube with porous boiling surface and method for producing same. U.S. Patent 4.182.412, 1980*

*20/ Webb, R.L., Heat transfer surfaces having a high boiling heat transfer coefficient. U.S. Patent 3.696.861, 1972*

*21/ Webb, R.L., Nucleate boiling on porous coated surfaces. Heat Transfer Eng., Vol. 4, pp 71 - 82, 1983*

*22/ Webb, R.L., Pais, C., Pool boiling data for five refrigerants on three tube geometries. ASHRAE Transaction, Vol. 97, 1991*

*23/ Xin, M., Chao, Y., Analysis and experiment of boiling heat transfer on T-shaped finned surfaces. Proc. 23rd Nat. Heat Transfer Conf. , Denver, 1985*

*24/ Yilmaz, S., Hwalek, S., Westwater, J., Pool boiling heat transfer performance for commercial enhanced tube surfaces. ASME Paper No. 80-HT-41, Orlando, 1980*

*25/ Yilmaz, S., Westwater, J., Effect of commercial enhanced surfaces on the boiling heat transfer curve. Advances in Enhanced Heat Transfer, ASME, HTD Vol. 18, pp 73, 1981*