

ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DU TRANSFERT THERMIQUE DANS UNE CUVE AGITEE

A.Debab¹, H.Lansari¹ et J.Bertrand²

1. Faculté des sciences, Département de chimie industrielle
U.S.T.O B.P 1505 El-m'nouar ORAN

Fax: 041.53.98.59, E-Mail: Abdelkaderdebab@hotmail.com

2. INP/ENSIACET, 118 ,Route de Narbonne 31077 TOULOUSE
Cedex 4

RESUME

Dans cette communication nous présentons une étude expérimentale du transfert thermique en régime de transition dans une cuve à double enveloppe mécaniquement agitée. Nous examinons une méthodologie de détermination des coefficients d'échanges thermiques ainsi que l'effet de la vitesse d'agitation sur le coefficient d'échange thermique local. Deux types de mobiles ont été expérimentés, il s'agit d'une turbine à pales droites et d'une turbine à pales inclinées.

Mots clés : transfert thermique, agitation, rhéofluidifiant, cuve agitée, régime de transition

NOMENCLATURE

A_i = Surface d'échange thermique (m^2)

C_p = Capacité calorifique du milieu agité (Kcal/Kg °C).

d = Diamètre de l'agitateur (m)

d_{15} = densité de l'huile à 15°C

D = Diamètre intérieur de la cuve (m)

e = Epaisseur de la paroi de la cuve (m)

H = Hauteur de la double enveloppe (m)

h_j = Coefficient d'échange thermique dans la jaquette ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

m = Consistance ($Pa \cdot s^n$)

n = indice de pseudo plasticité

\dot{g} = Vitesse de cisaillement (s^{-1})

T_a = [$T_a = (T_f + T_i)/2$] Température du milieu agité ($^\circ C$)

T_j = [$T_j = (T_{je} + T_{js})/2$] Température du liquide caloporteur ($^\circ C$)

U_i = Coefficient d'échange thermique global ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

V = Volume du liquide agité (m^3)

ρ = Masse volumique du liquide agité (Kg/m^3)

λ_p = Conductivité thermique du matériau (Kcal/m.hr.°C)

η = Viscosité cinématique de l'huile avec additif de VI (mm^2/s)

τ = Contrainte de cisaillement (Pa)

$$Nu = \frac{h_i D}{I} \quad \text{Nombre de Nusselt}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{Nombre de Prandtl}$$

$$Re = \frac{r N d^2}{m} \quad \text{Nombre de Reynolds de l'agitation}$$

$$Vi = \frac{\mu}{\mu_p} \quad \text{Nombre de Viscosité}$$

1. INTRODUCTION

Dans les procédés mettant en œuvre des fluides, l'industrie chimique exploite une grande variété d'appareils (réacteurs, échangeurs, etc) destinés à réaliser des échanges thermiques. Dans la conception de tels appareils, la connaissance du coefficient d'échange local côté liquide de procédé est primordiale étant donné que des valeurs défavorables de ce coefficient impliquent des appareils de grande surface, donc plus coûteux, et un temps de séjour prolongé, donc une production spécifique plus faible.

Parmi ces appareils, nous nous sommes intéressés aux cuves agitées ou plus précisément les ballons de mélange destinés à la formulation des huiles de lubrification au niveau de la raffinerie d'Arzew.

Une huile de lubrification est un mélange entre des huiles de base extraites de coupes pétrolières provenant de la distillation du pétrole brut et plusieurs additifs polymères [1]. Pour reproduire la formulation des huiles de

lubrification, nous avons conçu une installation au niveau de notre laboratoire. Les huiles de base et les additifs que nous avons utilisés, nous ont été fournies par la raffinerie. L'objet de cette communication est d'évaluer expérimentalement les coefficients d'échanges thermiques dans une cuve agitée de 2 litres et de rechercher les moyens d'optimisation du transfert thermique local par voie d'agitation mécanique.

2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

L'installation que nous avons conçue et exploitée dans notre laboratoire, est présentée sur la figure I. Elle est constituée essentiellement d'une cuve agitée mécaniquement, d'une capacité de 2 litres et munie de quatre chicanes. Le chauffage est assuré par de l'eau chaude à travers la double enveloppe qui est parfaitement calorifugée. La température du milieu agité doit être maintenue entre 55 et 65°C (fourchette de température recommandée lors du procédé de mélange des huiles de lubrification). L'agitation est assurée par un mobile d'agitation en pompage bas pour maintenir une température homogène au sein du liquide agité. La vitesse d'agitation est mesurée à l'aide d'un tachymètre digital.

Pour commencer l'opération de mélange, nous avons maintenu le mélange d'huile de base à une température de 60°C sous agitation et ensuite le concentré d'additifs a été versé lentement. Le dispositif expérimental est connecté à un micro-ordinateur et l'acquisition numérique de la température du milieu agité et celle du liquide caloporteur est réalisée à l'aide d'une centrale d'acquisition. Un programme est écrit en Turbo Pascal sous Windows, il envoie les ordres au port série et récupère les données pour les stocker dans un fichier texte.

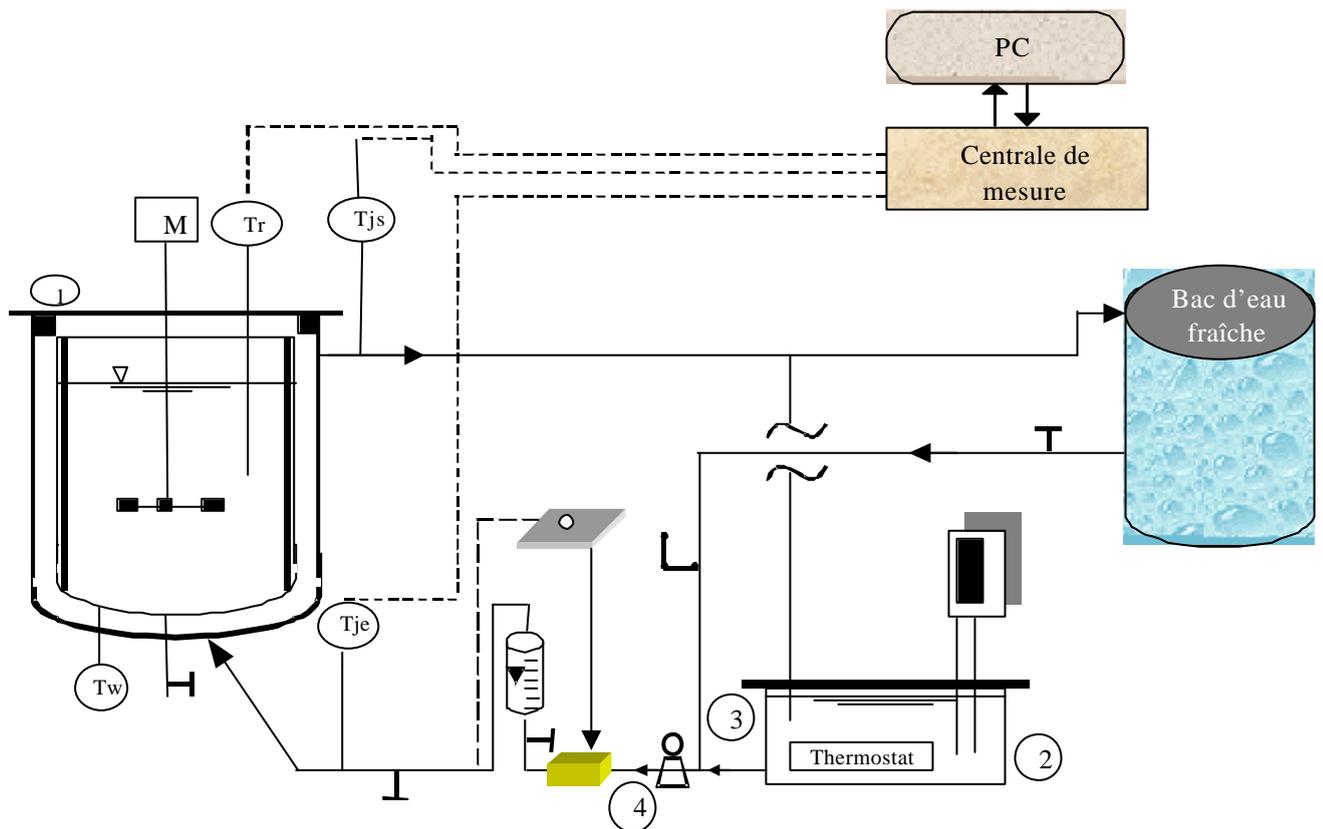


Figure I : Schéma du dispositif expérimental

- 1-Cuve ; 2-bain thermostaté, 3-pompe de circulation dispositif de chauffage
4- dispositif de chauffage

3. ANALYSE DE L'HUILE FORMULEE

3.1. Caractérisation rhéologique

L'écoulement complexe engendré par un mobile d'agitation correspond dans une cuve à des variations locales du gradient de vitesse donc de la viscosité apparente du fluide. La connaissance de cette dernière est importante pour le calcul du nombre de Reynolds de l'agitateur. Pour réaliser les mesures de caractérisation rhéologique, nous avons utilisé un viscosimètre cône plan (Carrimed CSL 500²) de TA Instruments. L'étude a été effectuée sur une plage de température de 20°C à 80°C. Les rhéogrammes obtenus sont composés par des courbes contrainte-gradient de vitesse pour chaque pas de 10°C. L'analyse de chaque courbe a été faite à l'aide des modèles rhéologiques existant dans le logiciel d'analyse disponible dans le Carrimed. Le modèle qui représente mieux nos résultats expérimentaux dans la gamme des gradients de cisaillement explorés a été le modèle en loi de puissance et la viscosité apparente est donnée sous la forme:

$$m_a = m (\dot{\gamma})^{n-1} \quad (1)$$

L'identification des paramètres du modèle donne un indice de pseudoplasticité $n=0.9 - 0.99$ (voir Tableau I.), ce qui montre que l'huile formulée est du type faiblement rhéofluidifiant. Nous constatons aussi que la viscosité apparente décroît avec l'augmentation de la vitesse de cisaillement et diminue avec l'augmentation de la température (voir figure II).

Tableau I : Paramètres du modèle rhéologique

Température °C		10	20	30	40	50	60	70	80
Paramètres du modèle rhéologique	n	0.904	0.929	0.957	0.965	0.974	0.975	0.984	0.99
	m (Pa.s ⁿ)	1.581	0.697	0.313	0.189	0.111	0.072	0.043	0.031

Le comportement viscoélastique de l'huile en présence de 0,75% massique de Paratone qui est un polymère améliorant l'Indice de Viscosité a été déterminé en effectuant des essais **oscillatoires** sur le même rhéomètre (Carrimed CSL 500²). Cette méthode permet d'étudier la variation de la composante élastique (G') et de la composante visqueuse (G'') avec la fréquence d'oscillation. Les résultats de l'analyse sont présentés sur le tableau II, nous remarquons que le module de conservation (G') est relativement faible.

Tableau II : Caractérisation en mode oscillation de l'huile formulée

Fréquence (Hz)	0.01	0.05	0.1	1.0
G' (Pa)	0.0952	0.1196	0.1276	0.2108
G'' (Pa)	0.0711	0.1734	0.3476	3.262

Cette composante viscoélastique est généralement faible mais non négligeable dans les contacts lubrifiés. Elle permet d'éviter la rupture du film d'huile sous hautes températures et forts gradients de cisaillement qui ont pour conséquence néfaste le grippage du moteur.

Des études ont été menées par [2] et [3] sur la lubrification hydrodynamique des paliers et en particulier l'influence des additifs améliorants l'Indice de viscosité du type polyméthacrylate. Ils ont constaté à l'aide d'un Rhéogoniomètre de Weissenberg l'apparition de forces normales dans le palier.

3.2. Analyses de qualité de l'huile

Parmi les analyses de qualité d'une huile de lubrification, nous avons retenu:

- 1- l'Indice de Viscosité (VI), qui est un nombre qui traduit l'importance de la variation de la viscosité avec la température.
- 2- Le point d'éclair d'une huile, est la température minimale à laquelle les vapeurs émises s'allument spontanément en présence d'une flamme, dans des conditions normalisées.
- 3- Le point d'écoulement d'une huile est la plus basse température à laquelle l'huile coule encore lorsqu'elle est refroidie sans agitation dans des conditions normalisées.

Les résultats des analyses sont regroupés dans le tableau III. Ils sont dans la fourchette consignée dans la classification SAE J300 de décembre 1995 des huiles moteurs [1].

Tableau III : Analyse de qualité de l'huile Formulée

Paramètres	Méthodes	Résultats
η à 40°C(mm ² /s)	ASTM D445	175.92
η à 100°C(mm ² /s)	DIN 51562	18.55
VI	ASTM D2270	120
Point d'éclair °C	ASTM D92	244
Point d'écoulement °C	ASTM D97	-12

4. DETERMINATION DES COEFFICIENTS D'ECHANGES THERMIQUES

4.1. Calcul du coefficient d'échange local côté double enveloppe

Le coefficient d'échange (h_j) côté double enveloppe dépend du débit de liquide caloporteur, il a été estimé d'après la corrélation (2) donnée dans [4].

$$Nuj = \left[3.65^3 + 1.61^3 Re_j Pr \left(\frac{D}{H} \right) + 0.664^3 Re_j^{1.5} Pr \left(\frac{D}{H} \right)^{1.5} \right]^{0.33} \left(\frac{\rho(T_j)}{\rho(T_p)} \right)^{0.14} \quad (2)$$

Les résultats de calcul du coefficient d'échange local (h_j) en fonction du débit de liquide caloporteur sont présentés sur le graphe II :

Pour la suite des calculs, nous utilisons la valeur du coefficient d'échange la plus élevée ($h_j=2143,49 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$) correspondant à un régime d'écoulement turbulent ($Re_j = 1,4 \cdot 10^4$).

4.2. Calcul du coefficient d'échange global dans la cuve agitée

Le coefficient d'échange global U_i rapporté à la surface d'échange interne est obtenu à partir de l'équation (3) du bilan thermique dans la cuve agitée.

$$(\mathbf{r} \cdot \mathbf{V} \cdot \mathbf{Cp} + \mathbf{r}_m \cdot \mathbf{V}_m \cdot \mathbf{Cp}_m) \frac{dT_a}{dt} = U_i A_i (T_j - T_a) - \Phi_p + P_a \quad (3)$$

où Φ_p (Watts) représente l'ensemble des pertes thermiques à travers les parois externes de la double enveloppe et le couvercle de la cuve agitée, cette grandeur est négligeable car notre cuve est bien calorifugée.

P_a (Watts) est la puissance dissipée en chaleur par l'agitateur, c'est une quantité non négligeable mais très délicate à estimer [5], elle nécessite l'emploi d'un couple-mètre ou des capteurs de température très sensible (méthode thermique).

En négligeant ces deux grandeurs, l'équation finale du bilan devient :

$$U_i = \frac{(\mathbf{r} \cdot \mathbf{V} \cdot \mathbf{Cp} + \mathbf{r}_m \cdot \mathbf{V}_m \cdot \mathbf{Cp}_m)}{A_i \cdot dt} \cdot \frac{dT_a}{(T_j - T_a)} \quad (4)$$

Les températures ont été mesurées à l'aide des sondes à résistance en platine PT100 de classe A. Le programme d'acquisition affiche la température d'entrée et de sortie de la double enveloppe (T_{je} , T_{js}) ainsi que la température du milieu agité (T_a) en fonction du temps d'acquisition.

L'utilisation directe de l'équation (4) pour déterminer le coefficient d'échange global semble impossible à cause de la non linéarité de l'évolution de la température en fonction du temps. En effet, nous avons supposé que cette dernière évolution était linéaire sur un intervalle de temps très petit $\Delta t = t_f - t_i$, c'est-à-dire nous avons remplacé la grandeur dT_a par $(T_f - T_i)$.

Finalement l'équation (4) peut s'écrire :

$$U_i = \frac{(\mathbf{r} \cdot \mathbf{V} \cdot \mathbf{Cp} + \mathbf{r}_m \cdot \mathbf{V}_m \cdot \mathbf{Cp}_m)}{A_i \cdot \Delta t} \cdot \frac{(T_f - T_i)}{(T_j - T_a)} \quad (5)$$

où T_f la température finale du liquide agité correspondant au temps final t_f et T_i la température initiale du liquide agité correspondant au temps initial t_i .

Les propriétés physiques du milieu agité ont été calculées d'après les relations données dans [6] et qui sont:

$$C_p = \frac{1}{\sqrt{d_{15}}} (0,403 - 0,00081 T'_a) \quad (6)$$

$$I = 360 \frac{0,00028}{d_{15}} (1 - 0,00054 T'_a) \quad (7)$$

Les résultats des valeurs moyennes du coefficient d'échange global U_i calculé d'après l'équation (5) à l'aide d'un programme informatique sont regroupées dans le tableau V.

Tableau V : Valeurs moyennes du coefficient d'échange global

Turbine à 6 pales droites (TPD)		Turbine à 3 pales inclinées (TPI)	
N(tr/mn)	U_i (W/m ² °C)	N(tr/mn)	U_i (W/m ² °C)
250	129.30	250	83.95
450	188.70	450	116.22
550	210.50	550	133.29
650	240.82	650	146.68
850	276.20	850	189.72
1050	284.13		
1250	315.99		

4.3. Estimation du coefficient d'échange thermique local coté liquide agité.

Dans les cuves agitées, le coefficient d'échange de chaleur par convection forcée entre la paroi interne et le liquide agité h_i dépend de la vitesse de rotation de l'agitateur N et de la géométrie de la cuve agitée.

La corrélation entre les différents nombres adimensionnels pour une cuve de géométrie standard est donnée par l'équation générale suivante :

$$Nu = A. (Re)^{0.67} (Pr)^{0.33} (Vi)^{0.14} \quad (8)$$

Etant donnée que la viscosité dynamique du milieu et le type d'opération à réaliser conditionnent le choix du mobile d'agitation, la constante A est une caractéristique de chaque agitateur d'après [7].

A partir de l'équation précédente nous pouvons exprimer le coefficient d'échange local en fonction de la vitesse de rotation de l'agitateur de la manière suivante :

$$h_i = C.(N)^{0.67} \quad (9)$$

où (C) est une constante qui dépend du type d'agitateur et des propriétés physiques du liquide agité.

D'après la loi d'addition des résistances, la résistance globale au transfert de chaleur s'écrit:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_j} + \frac{e}{I_p} + \frac{1}{h_i} + r_{ff} \quad (10)$$

En remplaçant le coefficient d'échange h_i par son expression (éq.9), l'équation (10) devient :

$$\frac{1}{U_i} = \phi + \frac{1}{C(N)^{0.67}} \quad (11)$$

La constante ϕ regroupe les résistances au transfert de chaleur par conduction, convection du côté de la double enveloppe et par encrassement dans la double enveloppe.

En traçant $1/U_i$ en fonction de $1/N^{0.67}$ on obtient une droite de pente $1/C$ et d'ordonnée à l'origine égale à ϕ .

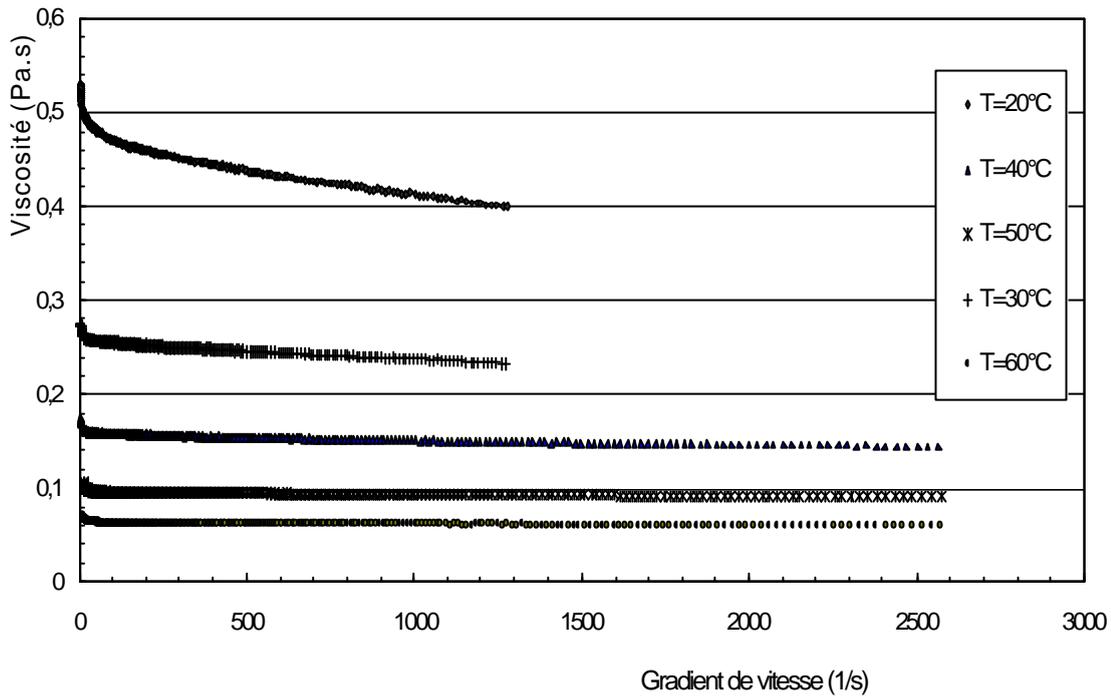
En déterminant expérimentalement les constantes C et ϕ les relations quantitatives sont résumées dans le tableau VI suivant:

Tableau VI- Corrélations donnant les différents coefficients d'échange thermique.

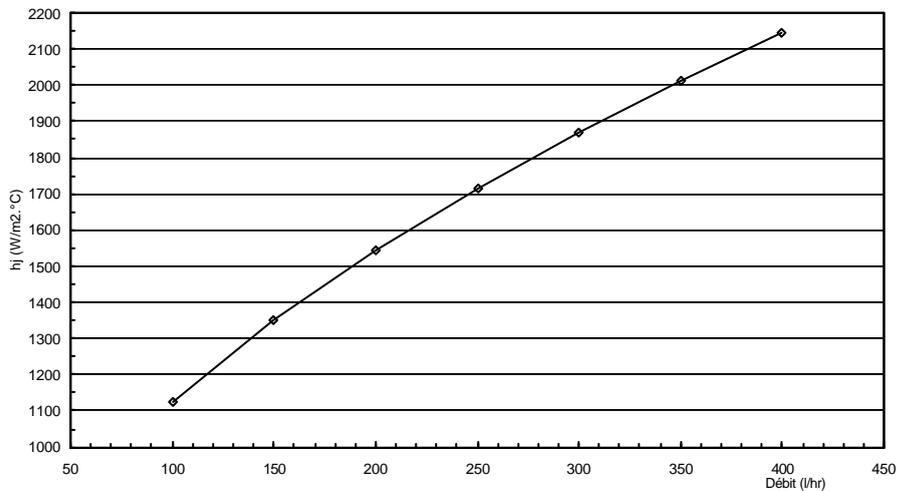
Type de mobile	TPD	TPI
Coefficient global U_i	$1/U_i = 0,0007 + 0,2765/N^{0,67}$	$1/U_i = 0,0006 + 0,4571/N^{0,67}$
Coefficient local h_i	$h_i = 3,6973.N^{0,67}$	$h_i = 2,1584.N^{0,67}$

Les quatre corrélations précédentes sont valables en régime intermédiaire $Re < 400$.

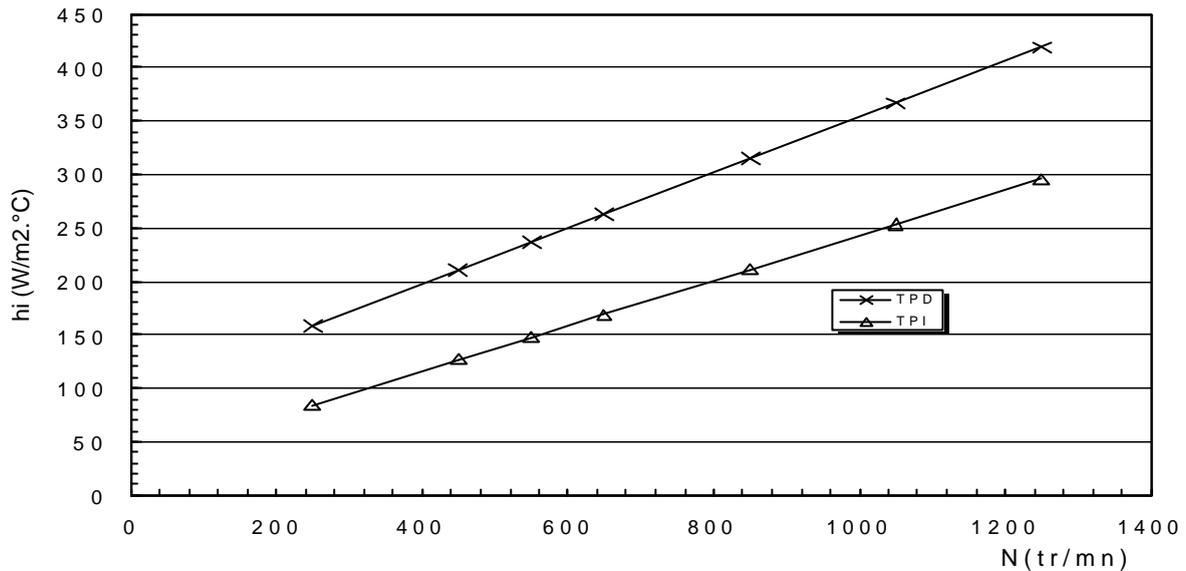
La variation du coefficient d'échange local h_i côté liquide agité en fonction de la vitesse de rotation de chaque agitateur est reportée sur le graphe III.



Graphe I : Evolution de la viscosité apparente en fonction de la température et du gradient de vitesse



Graphe II : Variation du coefficient d'échange local h_j en fonction du débit du liquide caloporteur



Grphe III : Evolution du coefficient d'échange h_i
Moyen en fonction de la vitesse d'agitation.

5- CONCLUSION:

L'addition de polymères dans des huiles pour moteur confère au fluide un comportement rhéofluidifiant et améliore l'Indice de Viscosité. La méthodologie expérimentale utilisée a permis de déterminer une corrélation entre le coefficient d'échange global et la vitesse de rotation de chaque agitateur. Ce paramètre est crucial pour dimensionner une cuve de mélange.

Dans cette étude, nous avons mis en évidence l'influence de la vitesse d'agitation sur le coefficient de transfert thermique local. Les résultats montrent clairement que la turbine à pales droites utilisée est plus efficace que la turbine à pales inclinée.

En perspectives de ce travail, nous poursuivons la modélisation de la température du milieu agité en fonction du temps, en se servant des deux corrélations déterminées expérimentalement.

6-BIBLIOGRAPHIE

- [1] Ayel J. et Born M., "Lubrifiants et fluides pour automobiles", Ed. Technip, (1998).
- [2] M.Robin, "La lubrification hydrodynamique des paliers – Influence des additifs de viscosité", *Revue I.F.P.*, XXXIII. 5, (1978), pp.793-826.
- [3] J.Bartez, "About the reversible and irreversible flow properties of polymer thickened engine oils", *Colloques Internationaux du C.N.R.S.*, 233, (1974), pp.123-136.
- [4] Werner A. and W. Schmidt, "Heat transfer in agitated tank jackets with liquid media", *Ger. Chem Eng.*, N°9,(1986), pp.362-371.
- [5] Ibrahim S. and A.W. Nienow, "Power curves and Flow Patterns for a range of impellers in newtonian Fluids: $40 < Re < 4.10^5$ ", *Trans. Inst. Chem. Eng.*, N°73, part A, (1995), pp.485-491.
- [6] F. Strek and S. Masiuk, "Heat transfer in liquid Mixers", *Internat. Chem. Eng.*, 7,4, (1967), pp.693-702.
- [7] Fletcher P., "Heat transfer coefficients for stirred batch reactor design", *The Chem. Eng.*, April (1987), pp.33-37.