



**HAL**  
open science

## **Intensification des transferts de chaleur par convection forcée en conduite de section carrée avec des ferrofluides**

Wahid Cherief, Yvan Avenas, Sébastien Ferrouillat, Afef Lebouc, Laurent Jossic, Mickaël Petit

### ► To cite this version:

Wahid Cherief, Yvan Avenas, Sébastien Ferrouillat, Afef Lebouc, Laurent Jossic, et al.. Intensification des transferts de chaleur par convection forcée en conduite de section carrée avec des ferrofluides. Symposium de Génie Électrique 2014, Jul 2014, Cachan, France. hal-01065255

**HAL Id: hal-01065255**

**<https://hal.science/hal-01065255v1>**

Submitted on 18 Sep 2014

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Intensification des transferts de chaleur par convection forcée en conduite de section carrée avec des ferrofluides

Wahid CHERIEF<sup>1,2,3</sup>, Yvan AVENAS<sup>1</sup>, Sébastien FERROUILLAT<sup>2</sup>, Afef KEDOUS-LEBOUC<sup>1</sup>, Laurent JOSSIC<sup>3</sup>, Mickael PETIT<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Univ. Grenoble Alpes, G2Elab, F-38000 Grenoble, France  
CNRS, G2Elab, F-38000 Grenoble, France

<sup>2</sup> Univ. Grenoble Alpes, LEGI, F-38000 Grenoble, France  
CNRS, LEGI, F-38000 Grenoble, France

<sup>3</sup> Univ. Grenoble Alpes, LRP, F-38000 Grenoble, France  
CNRS, LRP, F-38000 Grenoble, France

<sup>4</sup> SATIE, ENS Cachan - CNAM - Université de Cergy Pontoise - CNRS UMR 8029, 94230 Cachan

**RESUME** – Cet article présente une investigation expérimentale de l'étude du transfert de chaleur au sein d'un ferrofluide en convection forcée à flux thermique imposé sous champ magnétique. Le régime d'écoulement étudié est essentiellement laminaire ( $250 < Re < 830$ ). La géométrie du canal de test est carrée, ce qui nous permet d'étudier l'influence de la direction du champ par rapport à celle du flux de chaleur. Les résultats obtenus nous montrent une meilleure intensification des transferts thermiques de plus de 80% dans le cas où le champ magnétique est perpendiculaire au flux de chaleur.

**Mots-clés**— Ferrofluide, refroidissement, coefficient d'échange, paroi à flux imposé, pertes de charge, champ magnétique.

## 1. INTRODUCTION

Ces dernières années le secteur de l'électronique de puissance a connu des progrès considérables grâce à la modernisation des outils technologiques. Cependant, plusieurs contraintes limitent ces progrès et tendent à freiner cette croissance, en particulier, les contraintes liées à la gestion de la chaleur engendrée par les pertes thermiques. En effet, les dispositifs électroniques ont tendance à occuper moins de place et à dissiper plus d'énergie sur des zones très localisées amenant ainsi à devoir gérer des densités de flux de chaleur de plusieurs centaines de  $W.cm^{-2}$ . En conséquence, des systèmes de refroidissement efficaces doivent être intégrés afin de limiter le niveau de température des composants électroniques, assurer leur bon fonctionnement et augmenter leur durée de vie. Pour de telles contraintes thermiques, le refroidissement liquide est souvent utilisé. Les limites de tels systèmes de refroidissement sont toutefois très vite atteintes notamment à cause de la faible conductivité thermique du fluide caloporteur. Depuis une dizaine d'années, les ferrofluides ont fait l'objet d'une activité de recherche intensive. Ce sont des suspensions colloïdales stables contenant des nanoparticules de nature magnétique en suspension dans un liquide (fluide de base). De récentes études ont montré une amélioration du coefficient de

conductivité thermique des ferrofluides lorsqu'un champ magnétique est appliqué [1]. En effet, lorsque le ferrofluide est soumis à un champ magnétique, les nanoparticules s'alignent dans la direction du champ formant ainsi des chaînes. Lorsqu'un flux thermique est orienté dans la même direction que le champ magnétique, la résistance thermique de conduction du fluide diminue. Gavali et al [2] ont mesuré la conductivité d'un ferrofluide avec un fluide porteur à base d'eau contenant 5% de nanoparticules de  $Fe_3O_4$ . Leurs résultats montrent une augmentation de 200% du coefficient de conductivité thermique.

Par ailleurs, les investigations expérimentales menées sur le coefficient de convection thermique des ferrofluides sont prometteuses et tendent à rendre éligibles ces derniers comme futurs fluides caloporteurs. Lajavardi et al [3] présentent une étude expérimentale sur le coefficient de convection pour un ferrofluide à différentes concentrations. Ils concluent que, grâce à l'augmentation de la concentration et du champ magnétique, la capacité thermique massique et la conductivité thermique du ferrofluide sont augmentées et par conséquent les échanges thermiques sont meilleurs. L'investigation expérimentale de Azizian et al [4] montre qu'en régime laminaire, le coefficient de convection local est amélioré de 300% lorsque le champ magnétique est appliqué. Ces auteurs [3][4] émettent l'hypothèse que cette augmentation est due à l'interaction et à l'accumulation des nanoparticules avec le champ magnétique formant ainsi plusieurs chaînes de particules.

Motozawa et al [5] montrent une amélioration du coefficient de convection de 40% en régime laminaire sous champ magnétique. Leur section de tests présente un canal de géométrie carrée. Le flux de chaleur est imposé sur une seule paroi, les autres étant isolées du milieu extérieur. Ils expliquent que l'amélioration observée du coefficient d'échange est due à une déformation des lignes de courant du champ de vitesse sous l'action du champ magnétique. En effet, le gradient de vitesse au niveau de la paroi est largement augmenté lorsqu'un

champ magnétique est appliqué ce qui permet une amélioration des échanges thermiques. Par ailleurs, les mêmes auteurs remarquent aussi qu'au-delà d'une certaine valeur du nombre de Reynolds, le coefficient d'échange convectif ne présente plus d'évolution sous l'action du champ magnétique.

Tous ces travaux montrent de nettes améliorations des propriétés thermiques des ferrofluides en présence d'un champ magnétique. Toutefois, l'orientation du champ magnétique par rapport à l'écoulement et au flux de chaleur n'a pas été exploré. En effet, dans plusieurs configurations de refroidissement et en particulier en électronique de puissance, la forme géométrique des canaux peut être rectangulaire ou carrée. Par conséquent, l'utilisation d'un ferrofluide dans de telles géométries implique une connaissance des améliorations et/ou diminution dues à l'orientation des lignes de champ magnétique. De ce fait nous nous sommes démarqués dans cette étude par la mesure du coefficient de convection d'un ferrofluide en régime laminaire à travers un canal de géométrie carrée en imposant un champ magnétique (0,54 T) parallèle et perpendiculaire au flux de chaleur. Afin de constituer une étude comparative, nous présentons dans un premier temps une mesure du coefficient de convection d'un ferrofluide sans champ magnétique. Dans un second temps, deux configurations sous champ magnétique sont étudiées, la première étant effectuée en orientant le champ magnétique dans le même sens que le gradient de température et la seconde présentant une perpendicularité entre les lignes de champ et la direction du flux de chaleur. L'étude est complétée par une mesure de pertes de charge permettant ainsi de comparer le comportement rhéologique du ferrofluide avec et sans champ magnétique.

## 2. PRESENTATION DU BANC DE CARACTERISATION DES FERROFLUIDES

Le banc de caractérisation est constitué de deux parties principales : la boucle de mesures thermo-hydrauliques et la source de champ magnétique. Elles seront toutes deux décrites dans les parties suivantes.

### 2.1. Boucle thermo-hydraulique

La figure 1 présente un schéma simplifié de la partie hydraulique de notre banc expérimental. L'écoulement du fluide s'effectue en boucle fermée à travers différents éléments : une section d'essais, un débitmètre, un échangeur de chaleur et une pompe volumétrique. Des mesures thermiques et hydrauliques sont réalisées au niveau de la section d'essais. Celle-ci comporte des thermocouples, deux capteurs de pression et des éléments chauffants (source de chaleur). Elle est constituée de deux plaques en cuivre de longueur 1,5 m séparées par une plaque en matériau isolant. Dans cette dernière, une rainure de 4\*4 mm forme ainsi avec les plaques en cuivre un canal de section carrée correspondant à un diamètre hydraulique de 4 mm (figure 2). Le but de cette démarche est de pouvoir créer une direction privilégiée au flux de chaleur et d'appliquer un champ magnétique parallèlement et perpendiculairement à ce dernier.

Les mesures de température sont effectuées avec des thermocouples insérés dans les plaques en cuivre (figure 2). Afin de générer un flux de chaleur uniforme, notre source de

chaleur est constituée par plusieurs résistances en film. La forme des conducteurs a été réalisée afin de limiter le champ magnétique induit par la circulation du courant électrique dans l'élément chauffant.

Notons que deux autres thermocouples sont insérés en amont et en aval de la section d'essais afin de réaliser un bilan thermique qui permet de quantifier la puissance globale transmise au fluide caloporteur.

La mesure des pertes de charge dans la section d'essais s'effectue avec des capteurs de pression absolue (modèle Keller-33X, précision  $\pm 0,1$  kPa). L'utilisation de ce type de capteur est justifiée par le volume de fluide qu'on souhaite minimiser. En effet, la boucle a été dimensionnée pour un volume de ferrofluide de 100 ml. Cela est dû principalement au coût élevé de certains ferrofluides et à notre détermination à en caractériser plusieurs. La mesure du débit est faite par un débitmètre à engrenage (modèle : DOM-x10, précision  $\pm 1\%$ ). Afin de dissiper l'énergie captée par le fluide lors de son passage dans la section d'essais, un échangeur multitubulaire à écoulements en contre-courant a été dimensionné spécialement pour la boucle.

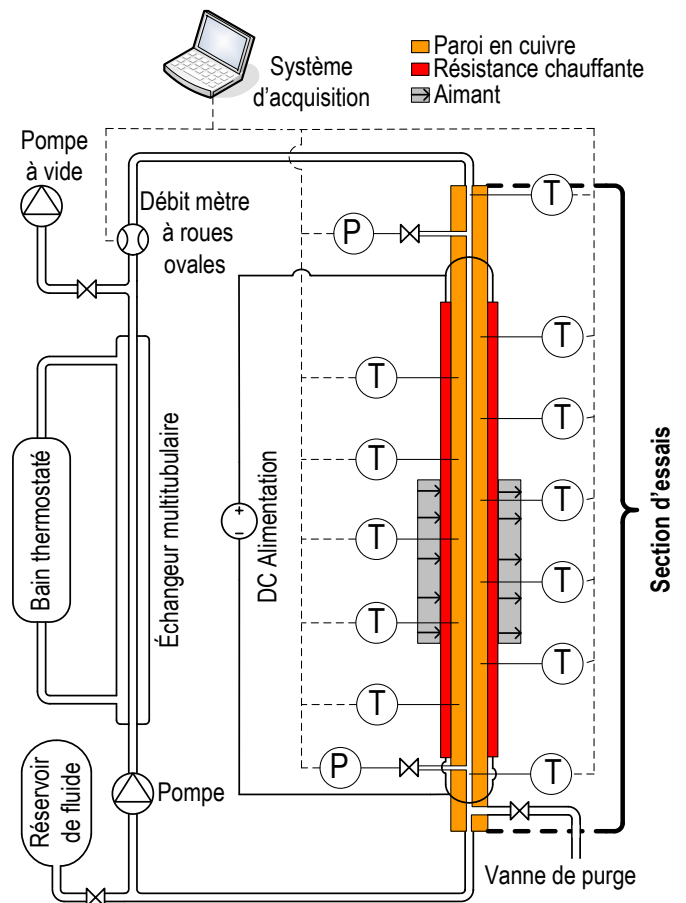


Fig.1 Eléments constitutifs de la boucle thermo-hydraulique

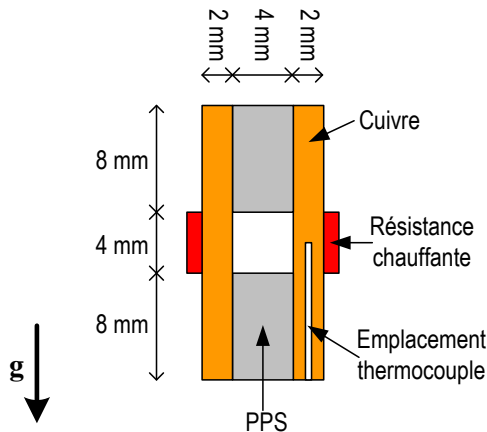


Fig.2 Coupe droite de la section d'essai

## 2.2. Description de la source de champ magnétique

Le dimensionnement de la source de champ magnétique est contraint par plusieurs conditions que nous nous sommes imposées. La principale condition est l'uniformité du champ magnétique dans le canal de 4\*4 mm. Pour cela, des simulations numériques en électromagnétisme réalisées avec le logiciel Flux nous ont permis de construire une source de champ utilisant des aimants permanents en Néodyme Fer Bore (type N48). Une représentation graphique de la source de champ retenue est illustrée sur la figure 3. Cette source permet de générer un champ avec une induction uniforme dans un entrefer de 34 mm. Ce niveau d'entrefer était nécessaire afin de laisser de la place pour l'isolation thermique de la section d'essais.

La figure 4 présente la cartographie de l'induction dans l'entrefer pour une seule culasse. La valeur de l'induction atteinte est de 0,57 T. Par ailleurs, nous avons remarqué que la composante de l'induction selon l'axe y dans l'entrefer est égale à la norme de l'induction. Ce qui fait que la composante x est largement négligeable devant la composante y. De ce fait, nous avons tracé la figure 5 qui représente la composante y de l'induction selon les chemins C1 et C2. Nous déduisons que la zone vérifiant notre cahier de charge s'étend sur 6 mm<sup>2</sup>.

Les mesures effectuées avec une sonde à effet hall sur le circuit magnétique, nous indiquent une valeur de 0,54 T. Nous constatons un léger écart entre la simulation et la mesure. Cet écart peut-être dû à quelques erreurs sur le modèle (maillage, matériau...). Cependant, notre cahier de charge étant bien vérifié (homogénéité de l'induction), on a donc validé cette configuration de source de champ.

La source de champ est composée de plusieurs culasses en fer sur lesquelles sont montés 16 aimants. Afin de créer un champ magnétique englobant toute la zone utile de la section d'essai, nous avons construit 10 culasses magnétiques similaires à celle de la figure 3. Le but de cette démarche est d'avoir une facilité de montage des aimants et d'imposer un champ magnétique dans des zones très locales de la section d'essais comme cela sera le cas pour les tests présentés plus loin. Notons que le circuit magnétique de la figure 3 est équipé

d'un système de réglage d'entrefer permettant de faire varier le niveau d'induction.

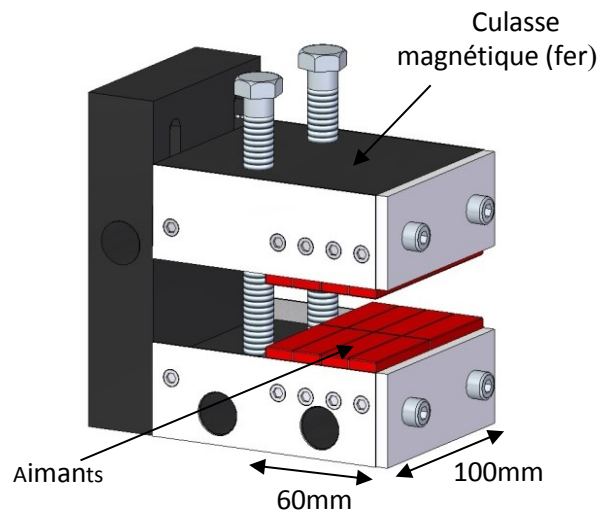


Fig.3 Circuit magnétique à base d'aimants

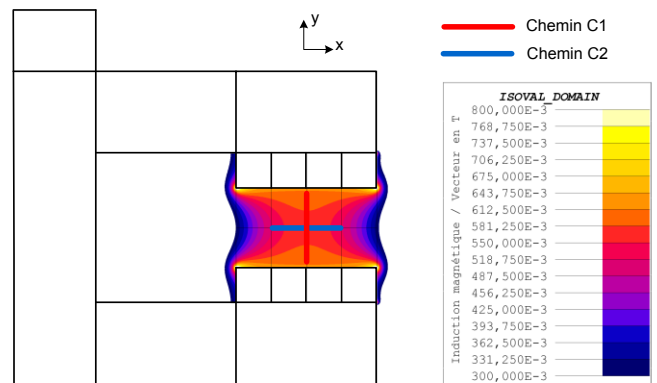


Fig.4 Cartographie de la norme de l'induction dans l'entrefer (34mm).

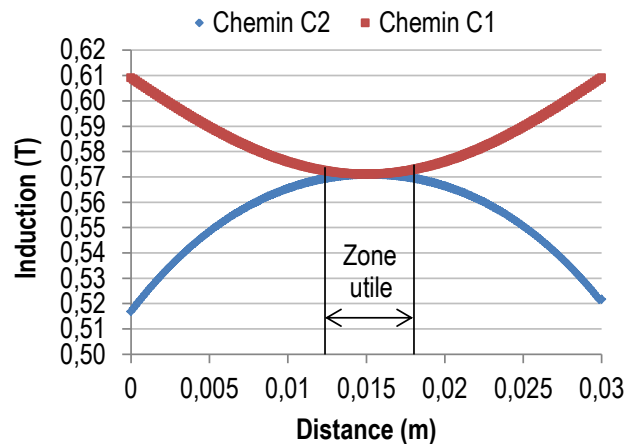


Fig.5 Composante y de l'induction dans l'entrefer.

### 3. PARAMETRES EXPERIMENTAUX ET TRAITEMENT DES DONNEES

La démarche expérimentale suivie dans cette étude est de nature comparative. En effet des comparaisons seront effectuées essentiellement sur les trois configurations suivantes :

- 1) Mesure du coefficient d'échange convectif  $h$  du ferrofluide sans champ,
- 2) Même mesure mais avec champ magnétique parallèle au flux de chaleur (figure 6.a),
- 3) Mesure avec champ magnétique perpendiculaire au flux de chaleur (figure 6.b).

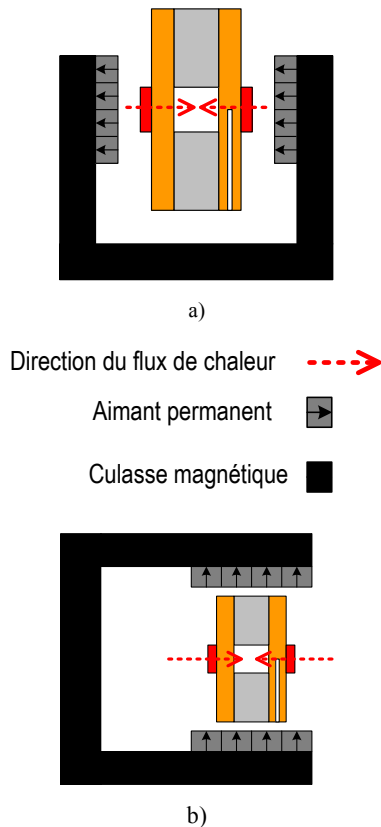


Fig.6 Orientation des lignes de champ par rapport au flux thermique.

#### 3.1. Ferrofluide

Le ferrofluide utilisé dans notre expérimentation est produit par Ferrotec (EFH-1). Le fluide de base est de l'huile minérale. Elle contient des nanoparticules de magnétite ( $Fe_3O_4$ ) en suspension présentant une fraction volumique de 7,3%. Les nanoparticules sont sphériques de taille moyenne 10 nm. Les propriétés physiques du ferrofluide sont données dans le tableau 1.

La capacité thermique du ferrofluide a été déterminée expérimentalement grâce à un calorimètre. La mesure est faite sous température en l'absence du champ magnétique. Le résultat obtenu présente une évolution linéaire en fonction de la température. La loi de comportement traduisant l'évolution du

$C_p$  ( $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$ ) en fonction de la température ( $^{\circ}C$ ) pour le ferrofluide EFH-1 est :

$$C_p = 0,00419T + 1,37854 \quad (1)$$

Tableau 1. Propriétés physiques du fluide magnétique.

	$\rho$	$C_p$	T	$\mu$
	$kg.m^{-3}$	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	K	mPa.s
Huile minérale	920	1670	293,15	-
Magnétite ( $Fe_3O_4$ )	5180	670	293,15	-
Ferrofluide	1210	-	293,15	6

#### 3.2. Conditions expérimentales

Le flux de chaleur est appliqué sur les faces supérieure et inférieure en cuivre de la section d'essais. La zone chauffée possède une dimension de  $4*1000\ mm^2$ . Les mesures de température dans la paroi sont faites par 10 thermocouples disposés à intervalles réguliers de 100 mm. La figure 7 illustre la position des thermocouples ainsi que celle des résistances chauffantes. Nous remarquons rapidement que les thermocouples sont insérés alternativement dans les plaques supérieure et inférieure de la section, cela dans le but d'avoir plus d'informations sur le comportement du fluide. Dans le cadre de cet article, la source de champ magnétique possède une longueur de 400 mm. Cela signifie que seuls quatre circuits magnétiques (figure 3) sont utilisés. Cette configuration nous permettra d'observer les effets thermo-hydrauliques d'entrée et de sortie du fluide dans la zone sous champ.

Les premiers tests effectués avec la section d'essais à faibles nombre de Reynolds ont révélé l'existence d'un phénomène de convection naturelle à l'intérieur du canal de mesures. Dans ce cas de figure, le flux de chaleur était orienté dans le même sens que le vecteur de pesanteur. Afin de limiter donc cet effet de convection naturelle interne, la section d'essais a été positionnée de manière est ce que le flux de chaleur émanant des résistances chauffantes soit perpendiculaire au vecteur de pesanteur (cf. figure2).

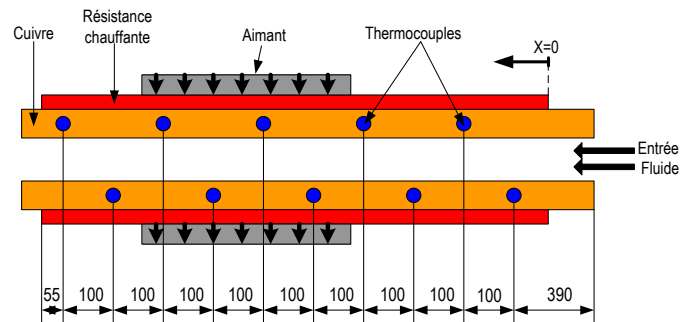


Fig.7 Emplacement des thermocouples (mm) le long de la section d'essais.

#### 3.3. Traitement des données expérimentales

Pour caractériser les transferts de chaleur par convection forcée, nous utilisons la notion de coefficient d'échange convectif local  $h(x)$ . Pour le calculer, il faut connaître la densité

de flux de chaleur imposée au fluide et la différence de température entre la paroi et le fluide. Pour estimer la densité de flux de chaleur le long de la section d'essais, nous pouvons tout d'abord calculer la puissance gagnée par le fluide. Celle-ci est déterminée de la manière suivante :

$$P = \rho Q_V C_p (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}) \quad (2)$$

Puis, en supposant un flux de chaleur imposé uniforme sur l'ensemble de la section d'essais, le coefficient d'échange convectif local peut être déduit comme suit :

$$h(x) = \frac{P}{S(T_{\text{paroi}}(x) - T_{\text{fluide}}(x))} \quad (3)$$

Toujours en supposant que la densité de flux de chaleur est uniforme et sachant que la géométrie du canal est invariante le long de la section d'essais, il est possible d'estimer l'évolution de la température de mélange du fluide par :

$$T_{\text{fluide}}(x) = \frac{PL}{Q_V C_p} x + T_{\text{entrée}} \quad (4)$$

La température de paroi  $T_{\text{paroi}}(x)$  interne du canal est prise égale à la température du thermocouple inséré dans la paroi en cuivre car, pour les puissances surfaciques étudiées de l'ordre de  $2,5 \text{ W.cm}^{-2}$ , l'écart entre ces deux températures est inférieur à  $0,1^\circ\text{C}$ . Cet écart reste inférieur à l'incertitude absolue de mesure des thermocouples estimée après étalonnage à  $0,3^\circ\text{C}$ .

#### 4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

##### 4.1. Mesures hydrauliques

Les capteurs de pression utilisés présentent une incertitude de  $\pm 0,1 \text{ kPa}$  et permettent une mesure sur une gamme allant de 0 à 3 bars. La validation hydraulique de la section d'essais n'a pas pu être réalisée pour les régimes d'écoulement laminaire étudiés en eau (faible viscosité) compte tenu des faibles pertes de pression mesurées, ces valeurs étant du même ordre de grandeur que la précision des capteurs de pression. Toutefois, les mesures faites avec le ferrofluide, six fois plus visqueux que l'eau, ont montré une très bonne convergence avec les résultats théoriques (figure 8).

La mesure de la perte de charge est effectuée à une température de  $20^\circ\text{C}$ . Les pertes de charge théoriques sont estimées par l'équation suivante dans le cas d'un canal carré [6] :

$$\Delta P = 0,89 \frac{64}{\text{Re}} \frac{L}{D_h} \rho \frac{V^2}{2} \quad (5)$$

Les résultats observés en comparant la perte de charge obtenue avec et sans excitation magnétique sont donnés sur la figure 9. La mesure est faite pour des nombres de Reynolds allant de 37 à 850. L'application du champ magnétique sur le ferrofluide se traduit par une augmentation des pertes de charge allant jusqu'à 15% ( $\pm 3\%$ ) par rapport au ferrofluide sans champ. Par ailleurs on constate que l'orientation des lignes de champ magnétique n'a aucune influence significative sur la perte de charge ce qui est logique de par les symétries du

système. Par conséquent, l'énergie à fournir pour mettre en mouvement le ferrofluide est quasiment identique dans le cas parallèle et perpendiculaire.

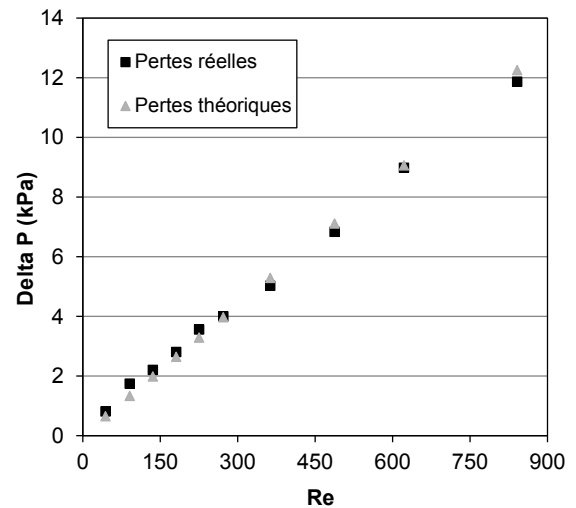


Fig.8 Pertes de charge avec le ferrofluide sans champ magnétique.

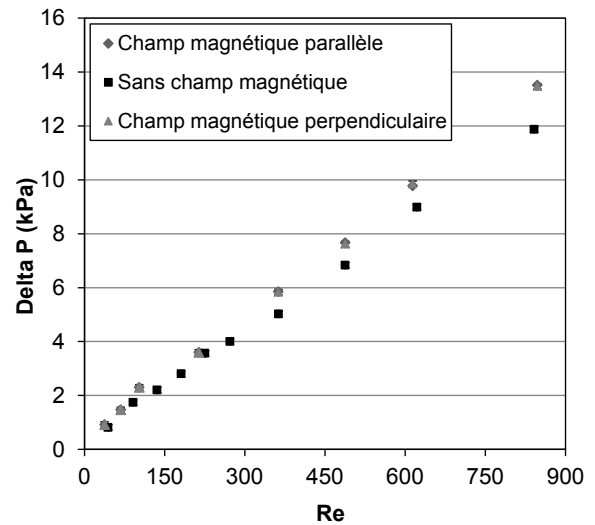


Fig.9 Pertes de charge pour différentes orientations du champ magnétique.

##### 4.2. Mesures thermiques

La méconnaissance de la conductivité thermique du ferrofluide ne permet pas de déterminer le nombre de Nusselt. L'analyse de ces résultats sera donc basée sur le coefficient de transfert convectif  $h$ . Ces coefficients de convections locaux sont déduits du bilan énergétique global de notre section d'essais comme cela est présenté dans le paragraphe 3.3.

La puissance électrique totale injectée dans les quatre résistances est de 100 W. Les résultats de mesure sont donnés pour trois nombre de Reynolds : 255, 445 et 828. Afin de valider la mesure par thermocouples sous champ magnétique, nous avons effectué une série de tests préliminaires avec de l'eau sans champ puis, dans un second temps, en imposant un champ de  $0,54 \text{ T}$ . Les températures mesurées restent bien

identiques, ce qui montre que les mesures par thermocouple ne sont pas modifiées par le champ magnétique appliqué. Par ailleurs, des tests de reproductibilité de nos résultats expérimentaux ont été effectués. Tous les résultats sont reproductibles à la limite de la plage d'erreur admissible par les appareils de mesures.

Les figures 10, 11 et 12 représentent l'évolution du coefficient d'échange convectif local  $h$  en fonction de la position des thermocouples dans la section d'essais. Nous remarquons que la zone sous l'influence de l'excitation magnétique présente un coefficient d'échange élevé. Lorsque le champ magnétique est orienté dans le même sens que le flux de chaleur imposé, nous constatons une amélioration du coefficient d'échange  $h$  à l'abscisse 660 mm de plus de 39% par rapport au cas sans champ, et cela pour un  $Re = 255$ . Lorsque les lignes de champ magnétique sont perpendiculaires au flux thermique imposé, nous observons une augmentation allant jusqu'à 82% comparée au cas sans champ dans les mêmes conditions.

Notons que les deux derniers points en sortie de la section d'essais des figures 10, 11 et 12 sont caractérisés par un coefficient d'échange thermique élevé. Cette élévation n'est pas due à l'influence du champ sur le ferrofluide mais plutôt le résultat d'une dissipation thermique à l'extrémité de la section d'essais par le biais du cuivre. Cet effet d'ailette provoque un gradient thermique entre la zone où le thermocouple est situé et l'extrémité du canal. Cette remarque est aussi valable pour le thermocouple localisé à l'entrée de la section d'essais avec, en plus, un effet d'entrée liée à l'établissement thermique. De plus nous pouvons dire que le point localisé par l'abscisse 360 mm subit un gradient de champ dû aux fuites générées par les bords de la culasse magnétique. La valeur mesurée de l'induction dans ces zones reste inférieure à 20 mT.

Remarquons aussi qu'à la sortie de la zone sous champ, les échanges thermiques demeurent meilleurs par rapport au cas sans champ. Cela peut s'avérer intéressant dans certaines applications. Ce phénomène peut être dû à une modification du profil du champ de vitesse comme dans le cas d'une entrée dans un canal (effets d'entrée).

L'étude hydraulique menée sur l'orientation du champ nous informe que la perte de charge reste inchangée dans le cas parallèle et perpendiculaire. Cependant cela n'est pas le cas des échanges thermiques. Effectivement, une augmentation de 43% est constatée entre les cas parallèle et perpendiculaire pour un même débit ( $Re = 255$ ) et pour la position 660 mm. Afin de connaître alors la contribution de la vitesse sur les échanges thermiques, nous présentons graphiquement (figure 13) le rapport entre le coefficient de convection en présence ou non d'un champ magnétique en fonction du nombre de Reynolds. Nous pouvons dire que pour une même puissance de pompage, les échanges thermiques sont améliorés en fonction de l'orientation du champ magnétique. De plus, l'utilisation de ce type de fluide semble plus intéressante pour des régimes d'écoulement faiblement laminaires.

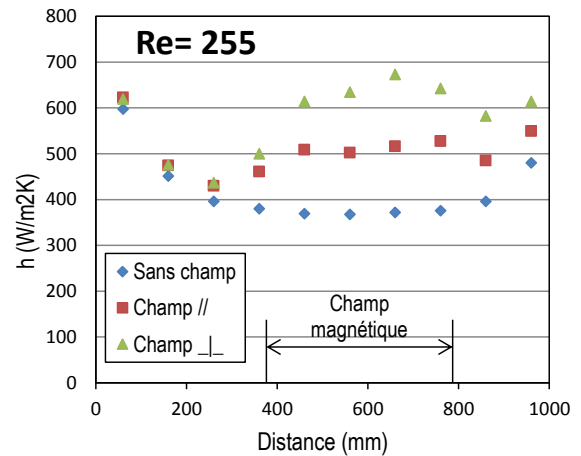


Fig.10 Evolution du coefficient de convection dans la section d'essais avec  $Re=255$ .

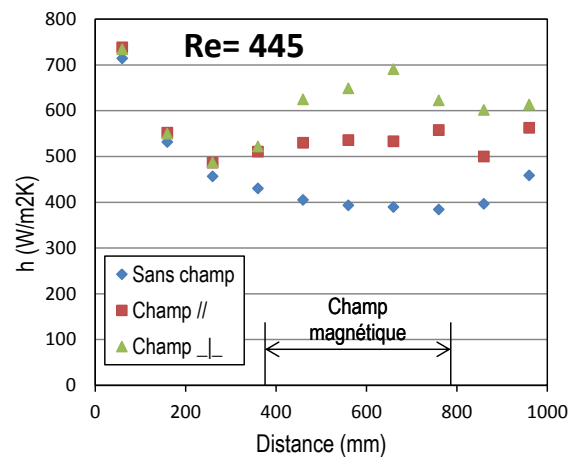


Fig.11 Evolution du coefficient de convection dans la section d'essais avec  $Re=445$ .

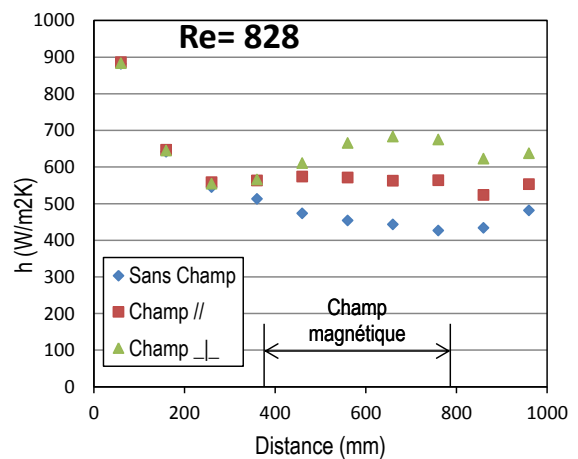


Fig.12 Evolution du coefficient de convection dans la section d'essais avec  $Re=828$ .

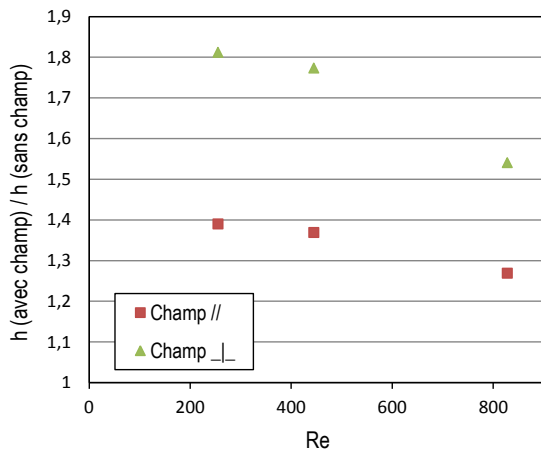


Fig.13 Amélioration de h en fonction du nombre de Reynolds.

En effet, en augmentant le nombre de Reynolds, les pourcentages de gain en termes de h diminuent. Pour un Reynolds de 828 et dans le cas parallèle on est à 27% d'amélioration par rapport au cas sans champ. Dans le cas perpendiculaire et avec le même Reynolds, on ne constate que 54% d'élévation. Cette approche semble mettre en évidence un intérêt majeur pour les faibles nombres de Reynolds. Pour des régimes d'écoulement pleinement turbulent ( $Re > 2300$ ), l'écoulement contrôle majoritairement les transferts thermiques, rendant l'intensification des échanges de chaleur par l'usage de ferrofluides sous champ magnétique moins performant. Par conséquent, il serait intéressant dans les investigations futures de faire des mesures pour des nombre de Reynolds supérieurs à 1000 afin de déterminer les limites de la contribution de la source de champ magnétique dans l'intensification des transferts de chaleur dans les ferrofluides.

## 5. CONCLUSIONS

L'intensification des échanges de chaleur par convection forcée dans un canal carré en utilisant un ferrofluide a été démontrée expérimentalement :

- des améliorations de plus de 80% et de 38% sont constatées respectivement dans le cas d'un champ perpendiculaire et parallèle au flux thermique,
- l'orientation du champ dans le sens perpendiculaire au flux thermique permet un gain en échange thermique de plus de 40% par rapport au cas parallèle sans observer d'augmentation de la puissance de pompage,
- à la sortie de la source de champ magnétique, l'échange demeure amélioré par rapport à l'entrée de la zone de champ.

Néanmoins, au-delà d'une certaine valeur de nombre de Reynolds la contribution du champ magnétique semble être

diminuée. Selon l'application visée, un compromis devra donc être trouvé afin de minimiser les pertes d'énergies et d'augmenter les échanges. Afin d'observer la contribution conjointe de l'effet des nanoparticules et du champ magnétique sur le comportement thermique du ferrofluide, une comparaison avec le fluide de base (sans la présence de nanoparticules) doit être réalisée. Ceci devra permettre de quantifier l'intérêt global d'utiliser un ferrofluide sous champ magnétique par rapport à un même fluide de base.

Enfin, il faut noter que la généralisation des résultats présentés ici n'est pas évidente. Par exemple, cette étude a été effectuée avec un seul type de fluide. Nous allons donc à l'avenir tester différents fluides (différentes concentrations de nanoparticules et différents fluides de base) afin de vérifier si les ordres de grandeurs et les phénomènes physiques observés sont encore valables. Nous ferons également des tests en modifiant la valeur de l'induction. Cela nous permettra de voir si la présence d'une induction aussi forte que celle présentée ici est nécessaire.

À plus long terme, il faudra mettre au point des méthodes d'analyse et de visualisation des écoulements et de la répartition des nanoparticules afin d'expliquer les phénomènes qui régissent cet accroissement des transferts de chaleur sous champ magnétique.

## 6. REMERCIEMENTS

Ce travail a été financé par l'Institut Polytechnique de Grenoble dans le cadre du Bonus Qualité Recherche Ferrofluide.

## 7. REFERENCES

- [1] J. Philip et al "Enhancement of thermal conductivity in magnetite based nanofluid due to chainlike structures.", *Applied Physics Letters*, 91, 203108 (2007).
- [2] A. Gavili, F. Zabihi, T. Dallali Isfahani, J. Sabbaghzadeh. "The thermal conductivity of water base ferrofluids under magnetic field" *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 41, Pages 94-98, ISSN 0894-1777, September 2012.
- [3] M. Lajvardi et al "Experimental investigation for enhanced ferrofluid heat transfer under magnetic field effect." *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Volume 322, Pages 3508-3513, Issue 21, ISSN 0304-8853, November 2010.
- [4] J.R. Azizian et al., "Effect of magnetic field on laminar convective heat transfer of magnetite nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 68, Pages 94-109, ISSN 0017-9310, January 2014.
- [5] M. Motozawa et al "Variation of forced convective heat transfer in rectangular duct flow of a magnetic fluid under magnetic field.", 13th Int. Conf. on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions (ERM2012). Turquie (2012).
- [6] I.E. Idel'cik, "Mémento des pertes de charges", éditions Eyrolles, 3<sup>e</sup> édition, 1986.