

# Analyse de la transition du régime d'échange convectif lors de la compression isotherme d'air par piston liquide : Application au stockage d'énergie

Thibault NEU<sup>1,2,\*</sup>, David GUYOMARC'H<sup>2</sup>, Alain BIGNON<sup>2</sup>, Camille SOLLIEC<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire GEPEA, Institut Mines-Télécom Atlantique (Mines Nantes)  
4 Rue Alfred Kastler – BP 20722 - 44307 Nantes

<sup>2</sup>SEGULA Engineering France,  
1 rue Charles Lindbergh – 44340 Bouguenais

\* (auteur correspondant : [thibault.neu@mines-nantes.fr](mailto:thibault.neu@mines-nantes.fr))

**Résumé** - Dans le cadre du stockage d'énergie par compression quasi isotherme d'air, la compression par piston liquide est étudiée du point de vue des transferts convectifs apparaissant lors de la compression. Un échange thermique interne intense est mis en évidence à partir de la mesure du nombre de Nusselt et de son calcul par des corrélations usuelles. Une transition de régime convectif est également mise en lumière au cours de toutes les compressions étudiées. Le régime convectif interne passe ainsi d'un état laminaire à un état turbulent. Une corrélation permettant de déterminer la position du piston liquide lors de l'apparition de cette transition de régime convectif est ensuite recherchée. La corrélation obtenue permet de déterminer, a priori, la position du piston liquide lors de cette transition de régime convectif. Ces travaux permettront par la suite, l'établissement de la loi d'échange convectif spécifique à la compression par piston liquide.

## Nomenclature :

$D$  diamètre de la chambre de compression,  $m$   
 $h$  coefficient d'échange convectif,  $Wm^{-2}K^{-1}$   
 $L$  longueur de la chambre de compression,  $m$   
 $Nu$  nombre de Nusselt  
 $p$  pression,  $Pa$   
 $Pr$  nombre de Prandtl  
 $Q$  énergie,  $J$   
 $S$  surface d'échange,  $m^2$   
 $T$  température,  $K$   
 $U$  vitesse,  $m s^{-1}$   
 $V$  volume,  $m^3$

## Symboles grecs

$\alpha$  diffusivité thermique,  $m^2 s^{-1}$   
 $\gamma$  coefficient de Laplace  
 $\lambda_A$  conductivité th. de l'air,  $W m^{-1} K^{-1}$

## Indices et exposants

\* adimensionnel  
 $c$  corrigé  
 $D$  diamètre  
 $ini$  état initial  
 $inv$  par méthode inverse  
 $p$  paroi  
 $pis$  piston  
 $tr$  transition de régime

## 1. Introduction

Le stockage d'énergie est un enjeu majeur pour permettre l'utilisation étendue des énergies renouvelables intermittentes. Dans ce contexte d'exploitation massive, le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé s'avère prometteur. Cependant les technologies exploitées actuellement, basées sur des compressions adiabatiques, souffrent d'un rendement médiocre. Leurs évolutions et optimisations en cours de développement, augmentent ce rendement, mais également leur coût et leur complexité. En parallèle, la voie de la compression d'air quasi isotherme pourrait être une alternative permettant d'améliorer le rendement et la rentabilité des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé. Par ailleurs, l'utilisation d'un compresseur à piston liquide permet d'imaginer des dimensions et des formes de chambre de compression favorisant les échanges énergétiques entre le gaz en compression et son

environnement. C'est bien ces échanges thermiques qui permettent de se rapprocher de l'objectif d'une conversion isotherme.

Le système de stockage d'énergie développé est composé de chambres de compression réalisant l'échange énergétique hydro-pneumatique, échangeant elle-même de la puissance hydraulique avec une pompe ou une turbine hydraulique. Ces dernières sont couplées à un moteur/générateur électrique permettant d'échanger de l'énergie avec un réseau électrique. Un milieu extérieur permettant de bons échanges thermiques avec le système hydro-pneumatique est également nécessaire pour maintenir la compression proche d'une transformation isotherme.

L'intérêt de la compression de gaz par piston liquide est notamment expliqué par Van de Ven et al [1] dans une étude numérique comparant les performances entre un piston solide et un piston liquide. Les résultats obtenus pour une compression par piston liquide dans cette modélisation montrent une diminution de 19 % de l'énergie consommée pour une compression par rapport au piston classique. Cependant, et à défaut de mieux, une hypothèse forte est prise dans cette publication sur le choix de la corrélation d'échange. C'est une corrélation classique d'échange convectif en canalisation cylindrique circulaire qui est choisie pour le cas du piston liquide.

Le piston liquide fait également l'objet de modélisation en CFD, notamment pour l'optimisation du concept de chambre de compression à grande interface gaz/eau. Cette optimisation conduit à une augmentation de température de seulement 26,6 K pour une compression de 25 bars selon Park [2]. Le nombre de paramètres ajustables étant important, l'optimisation d'un système de compression par piston liquide nécessite un modèle numérique de chambre de compression utilisant une évaluation fiable des échanges thermiques. La comparaison des échanges convectifs mesurés expérimentalement par rapport aux corrélations usuelles connues a montré son incapacité à modéliser cet échange [3]. Une première proposition de corrélation d'échange convectif global a donc été avancée sur la base d'une petite série d'essais [4]. En raison des contraintes expérimentales, la plage de validité de cette dernière est très réduite.

Le cas du piston liquide, traité ici, est caractérisé par l'obstruction des deux extrémités de la chambre de compression et par un dégagement thermique interne lié à la compression. Le très faible alésage par rapport à la course du piston envisagé fait qu'il n'existe pas de corrélation d'échange convectif spécifiquement dédiée à cette configuration. Or, cet échange thermique conditionne fortement les transferts d'énergie engagés pendant le processus de compression et in fine le rendement du système de stockage d'énergie. Nous nous focalisons à présent sur la compréhension plus fine des effets de la géométrie et des paramètres de compression sur le niveau des échanges convectifs mis en jeu. L'objectif futur est de proposer une nouvelle corrélation d'échange convectif pour la compression par piston liquide dans une chambre de compression à grande course.

## **2. Matériels et méthodes**

### **2.1. Banc d'essai**

Le banc d'essai, construit à l'École des Mines de Nantes, a pour objectif de suivre l'évolution de la pression, du volume et de la température dans la chambre au cours du temps pendant toute la phase de compression. Le dispositif expérimental, présenté sur la figure 1, est constitué d'un tube cylindrique en PVC de plusieurs mètres de haut constituant la chambre de compression. Le volume d'air ainsi créé est clos en partie supérieure par une culasse instrumentée. La conception du banc permet l'utilisation successive de différents diamètres de

chambre de compression  $D \in [30-100 \text{ mm}]$  et la commande précise de la position initiale du piston liquide  $L_{ini}$ . Par l'emploi d'une pompe volumétrique, les compressions sont réalisées à vitesse de montée du piston quasi constante  $U_{pis}$  dans une large plage de vitesse. Un capteur de pression est installé sur la culasse afin de suivre l'évolution temporelle de la pression  $p$  dans la chambre ; la pression maximale admissible étant de 10 bars. La montée du niveau d'eau  $L$  est suivie dynamiquement au moyen d'un capteur capacitif non intrusif. Il permet de calculer le volume instantané d'air présent dans la chambre. La culasse est de plus instrumentée avec un thermocouple de  $50 \mu\text{m}$ , positionné 11 millimètres sous son centre, il a pour objet la mesure de la température locale de l'air avec un faible temps de réponse.

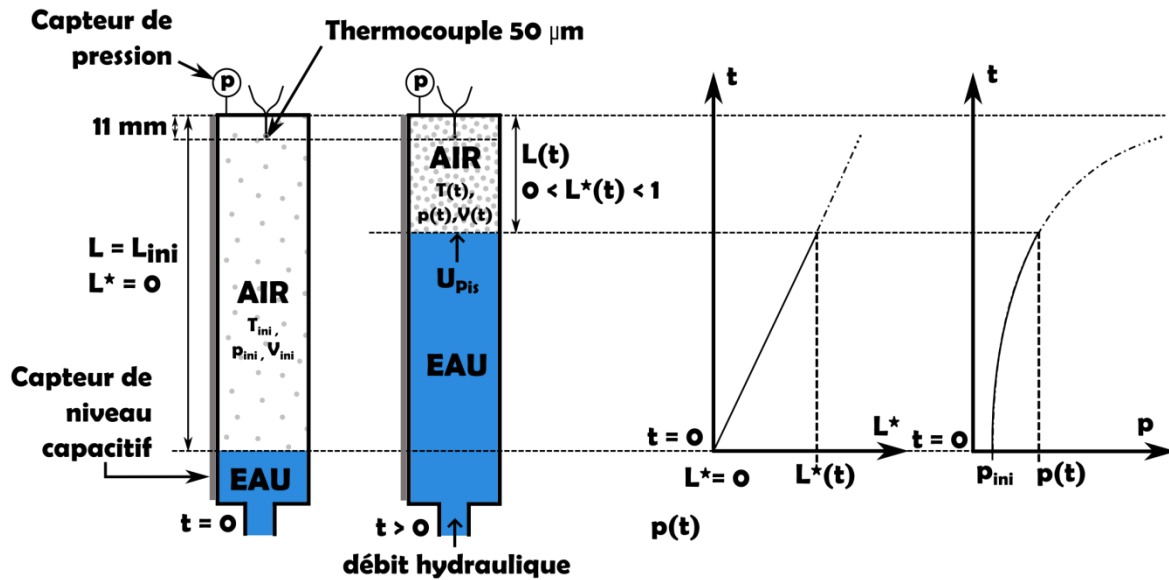


Figure 1 : Schéma de principe du dispositif et évolution type de la position relative et de la pression

Le plan d'expérience comprend 49 essais répartis sur 3 diamètres de chambre de compression ( $D = 30, 60$  et  $100 \text{ mm}$ ). Pour chacun de ces trois diamètres, 5 longueurs de chambre sont testées soit :  $L_{ini} = 2, 3, 4, 5$  et  $6 \text{ m}$ . Pour toutes ces configurations, plusieurs vitesses d'avance du piston liquide, comprises entre  $0,08 \text{ m/s}$  et  $1,2 \text{ m/s}$ , sont mises en œuvre.

L'élévation instantanée du piston liquide est relevée au cours de chaque essai ; ceux-ci sont effectués à vitesse de montée de piston constante. Afin de faciliter les comparaisons entre différents essais portant sur des longueurs de chambre différentes, une position adimensionnelle est définie. La position du piston au cours d'une compression est alors décrite par l'équation (1) sous la forme d'une variable adimensionnelle ayant pour valeur 0 à l'état initial (position basse du piston) et 1 lorsque le piston liquide affleure la culasse.

$$L^*(t) = \frac{L_{ini} - L(t)}{L_{ini}} \quad (1)$$

## 2.2. Méthode inverse de calcul du nombre de Nusselt global

Le volume d'air est, à chaque instant, considéré comme homogène en pression et en température. Des hypothèses supplémentaires de température uniforme et constante de la paroi interne et d'absence d'échange entre l'air et l'eau sont admises.

La mesure directe du flux convectif sur l'intégralité des parois de la chambre de compression n'étant pas aisée, une estimation par méthode inverse est proposée. La méthode inverse de calcul est basée sur le premier principe fondamental de la thermodynamique et la loi de comportement des gaz parfaits. Ainsi la seule mesure de la position  $L(t)$  (permettant de

calculer le volume  $V(t)$  et de la pression  $p(t)$  au cours du temps permet de déterminer une température instantanée et moyenne spatiale  $T(t)$  de l'air emprisonné dans la chambre.

$$T_{inv}(t) = p(t)V(t) \frac{T_{ini}}{p_{ini}V_{ini}} \quad (2)$$

À l'instar des travaux existants sur la modélisation zonale des chambres de moteur à combustion interne, l'évolution de la pression d'un gaz parfait dans un volume de contrôle clos incluant les échanges thermiques peut être exprimée en régime dynamique [5]. A partir du 1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique appliquée à un volume élémentaire d'un gaz parfait et en négligeant l'énergie cinétique et potentielle, l'énergie thermique produite pendant la phase de compression peut être formulée. Cette relation peut alors être injectée dans la formulation du nombre de Nusselt. Ce nombre de Nusselt, déterminé par méthode inverse, peut alors être exprimé à chaque instant à partir des seules mesures de  $L(t)$ ,  $p(t)$  sous la forme suivante :

$$Nu_{D,inv}(t) = \frac{\frac{1}{\gamma - 1} (V(t) dp + \gamma p(t) dV)}{S(t) (T_p - T_{inv}(t)) dt} \frac{D}{\lambda_A} \quad (3)$$

Nous recherchons, dans une première phase, à comparer des corrélations d'échange convectif existantes aux résultats obtenus sur le banc d'essai. Le nombre de Nusselt obtenu par calculs issus de corrélations existantes est alors comparé au nombre de Nusselt inverse.

### 2.3. Corrélations classiques de convection en géométrie cylindrique

La littérature ne propose aucune corrélation d'échange convectif dont le domaine de validité comprend les expérimentations traitées ici. Il est ainsi proposé d'étudier comparativement des corrélations d'échange convectif usuelles, mais largement hors de leur domaine normal d'application.

On peut sélectionner quatre types de configuration plus ou moins éloignés de la nôtre. En première approche et en raison de leurs ressemblances géométriques, il est envisagé de considérer les travaux existants pour les écoulements en conduite cylindrique lisse. Il s'agit de l'écoulement en conduite, en régime laminaire (4) ou turbulent (5). L'échange thermique spécifique, lié à une zone d'entrée d'une conduite (6) est également sélectionné pour la comparaison. La longueur d'entrée est ici assimilée à la longueur  $L(t)$ . Une ressemblance de principe entre la compression par piston liquide et par piston solide est également observée. Une corrélation spécifique aux chambres de combustion de moteur thermique, uniquement pendant la phase de compression de l'air (7), est aussi prise en considération. Ces différentes corrélations sont rassemblées dans le tableau 1.

	<i>Corrélation</i>	<i>Auteur</i>
Conduite lisse, régime laminaire	$Nu_D = 3,657$	(4) Nusselt
Conduite lisse, régime turbulent	$Nu_D = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	(5) Colburn
Régime d'entrée de conduite	$\overline{Nu_D} = 3,66 + \frac{0,0668 (D/L) Re_D Pr}{1 + 0,04 [(D/L) Re_D Pr]^{2/3}}$	(6) Hausen [6]
Chambre de combustion	$Nu_D = 3,26 D^{-0,2} \left( \frac{p}{1000} \right)^{0,8} (2,28 U_{Pis})^{0,8} T^{-0,55} \frac{D}{\lambda_A}$	(7) Woschni [7]

Tableau 1 : *Corrélations du nombre de Nusselt testées*

### 3. Profils caractéristiques des grandeurs au cours d'une compression

La température de l'air dans la chambre de compression est une donnée importante pour déterminer la part d'énergie de la compression convertie en énergie interne et indirectement la part évacuée vers l'environnement.

La méthode inverse employée permet, en complément de la mesure, de déterminer une température moyenne volumique à partir des mesures de pression et de la position du piston liquide. Cette valeur représente une moyenne spatiale de la température dans tout le volume d'air comprimé à un instant donné. La température mesurée est, quant à elle, celle obtenue par le thermocouple positionné à 11 mm sous la culasse. La figure 2 présente, à titre d'exemple, l'évolution de ces deux températures au cours d'une compression. Cet essai porte sur une chambre de compression de 100 mm de diamètre, une vitesse de montée du front liquide de 0,12 m/s et une longueur initiale de 6 m.

A l'image du cas présenté, l'intégralité des mesures a montré une augmentation de la température de l'air en deux phases au cours des compressions. Les niveaux de température atteints sont variables en fonction des paramètres expérimentaux. L'évolution de températures (mesure directe et méthode inverse) présente une discontinuité caractéristique. Ce phénomène est très certainement le révélateur d'une transition d'un régime d'échange convectif de type laminaire vers un échange convectif turbulent.

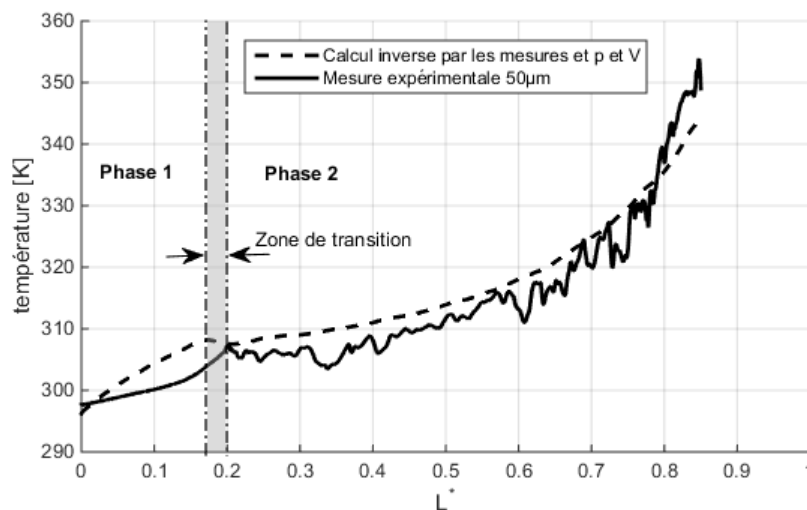


Figure 2 : Evolution des températures pour un essai type

Pour la mesure par thermocouple, la température de l'air au cours d'une compression présente pour la quasi-intégralité des mesures deux allures successives distinctes. On observe ici une première phase d'évolution continue et régulière de la température entre la position initiale et la position relative  $L^* \approx 0,2$ . Cette première phase est suivie d'une autre où on observe des fluctuations temporelles significatives. La position du piston liquide de  $L_{tr}^* \approx 0,2$  correspond ainsi à la transition d'allure de la température mesurée par le thermocouple. En fonction des paramètres expérimentaux, cette transition est observée pour des positions relatives de piston liquide  $L_{tr}^*$  variant entre 0,1 et 0,8. En deçà de  $L_{tr}^*$ , le thermocouple est baigné dans de l'air immobile ou à température homogène. La seconde phase correspond à l'apparition d'un mélange et d'un mouvement de l'air. Cette phase est révélée par des fluctuations de température importantes.

Dans le cas du calcul inverse de la température, un changement local de la pente est aussi visible au cours des compressions, on peut également différencier les deux phases d'évolution. Dans le cas présenté, la transition entre les deux phases est positionnée au

moment de l'inversion de la pente de la température inverse, soit  $L_{tr}^* = 0,17$ . Les positions relatives du piston liquide lors de cette transition, déterminées par ces deux méthodes, sont proches pour tous les essais. La mesure de température par le thermocouple et le calcul de la température par la méthode inverse fournissent chacun une indication sur l'existence d'une transition de régime convectif pendant la compression. La température inverse étant plus représentative de l'état global de l'air, cette dernière est sélectionnée pour déterminer le lieu de transition.

L'évolution du nombre de Nusselt en fonction de la position du piston, calculée par la méthode inverse, est tracée pour ce même cas sur la figure 3. La comparaison du nombre de Nusselt inverse avec les corrélations citées au début de document y est également présentée. Les fluctuations régulières du nombre de Nusselt inverse sont uniquement liées aux techniques expérimentales, en particulier à la pompe volumétrique qui induit des pulsations périodiques de la vitesse de montée du piston liquide.

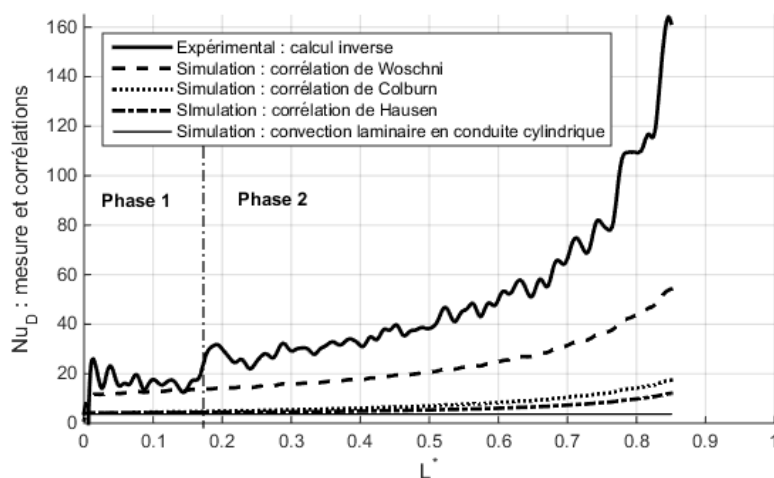


Figure 3 : Evolution des nombres de Nusselt obtenus par méthode inverse et par corrélations

On constate sur ce graphe qu'aucune des corrélations testées ne reproduit fidèlement l'évolution du nombre de Nusselt mesuré. L'échange thermique interne est significativement plus intense que lors d'un écoulement en conduite. Même si la corrélation de Woschni dédiée aux moteurs à combustion interne s'approche plus du nombre de Nusselt expérimental, le niveau d'échange convectif proposé n'est pas suffisant, en particulier pendant la phase turbulente. Nous notons également que la transition entre les phases 1 et 2 correspond à une augmentation brutale du nombre de Nusselt inverse, ce phénomène conforte l'hypothèse qu'un changement de régime convectif a bien lieu. Nous focaliserons la suite des travaux sur la recherche d'une formulation empirique de la position du piston lors du déclenchement de la transition de régime convectif. L'objectif futur sera la recherche d'une corrélation spécifique du nombre de Nusselt pour chacune des deux phases.

## 4. Recherche d'une corrélation de détermination de la position du piston liquide lors de la transition de régime

### 4.1. Effet de la longueur initiale de la chambre

L'effet de la longueur initiale de la chambre est analysé pour toutes les séries d'essais qui correspondent à une même vitesse de piston et un même diamètre de chambre. L'analyse des positions relatives du piston liquide lors de la transition de régime en fonction de la longueur initiale de la chambre de compression conduit à une loi linéaire pour tous les essais. L'application d'une régression linéaire à chacune de ces séries conduit à des coefficients de

penne compris entre -0,028 et -0,067 avec une moyenne de - 0,041. Cette loi linéaire s'écrit alors ( $f$  est une fonction inconnue, qui dépend des autres paramètres expérimentaux) :

$$L_{tr}^* = -0,04 L_{ini} + f(U_{pis}, D) \quad (8)$$

#### 4.2. Effet de la vitesse du piston liquide

Nous étudions à présent l'influence de la vitesse de montée du piston liquide sur la position de la transition. Pour des essais conservant tous les autres paramètres égaux, la diminution de la vitesse du piston liquide engendre une transition plus précoce. Nous mettons en lumière un effet linéaire du produit de la vitesse du piston liquide et du carré du diamètre de chambre de compression sur la position relative d'apparition de la transition. Il est ainsi possible d'établir une fonction linéaire affine représentant l'évolution de la position du piston liquide lors de la transition sous la forme suivante :

$$L_{tr}^* = 120 U_{pis} D^2 + f'(L_{ini}, D) \quad (9)$$

#### 4.3. Effet du diamètre de la chambre de compression

Bien que nous ayons réalisé des mesures utilisant différents diamètres de chambre de compression, il a été impossible de conserver une même vitesse d'avance du piston à tous les diamètres. Afin de permettre une comparaison des essais à différents diamètres, il est judicieux de ramener les valeurs mesurées à une même longueur et vitesse. Les positions relatives du piston lors de la transition sont corrigées à l'aide des corrélations déterminées précédemment. Par combinaison linéaire des équations (8) et (9), on peut formuler une position relative corrigée dont l'expression est la suivante :

$$L_{tr,c}^* = L_{tr}^* - 120 U_{pis} D^2 + 0,04 L_{ini} \quad (10)$$

Cette formulation permet de calculer la position relative de transition pour une même vitesse de piston et une même longueur de chambre de compression pour tous les essais réalisés. De cette manière, seule la variation du diamètre doit agir sur la valeur de cette position relative. Ainsi, on peut établir une fonction représentant l'évolution de la position du piston liquide lors de la transition de régime d'échange convectif sous la forme :

$$L_{tr,c}^* = \frac{0,0234}{D} \quad (11)$$

#### 4.4. Loi d'évolution de la position relative du piston lors de la transition de régime

A partir des trois fonctions obtenues précédemment, la position relative du piston s'écrit :

$$L_{tr}^* = -0,04 L_{ini} + 120 U_{pis} D^2 + \frac{0,0234}{D} \quad (12)$$

Avec  $2 \text{ m} < L_{ini} < 6 \text{ m}$  ;  $0,08 \text{ m/s} < U < 1,2 \text{ m/s}$  et  $30 \text{ mm} < D < 100 \text{ mm}$ .

La figure 4 représente la position relative du piston  $L^*$  lors de la transition de régime convectif calculée par cette corrélation en fonction des données expérimentales. Ce graphique permet d'évaluer la représentativité de la corrélation par rapport aux résultats réels. L'application d'une régression linéaire sur la série de points fait apparaître une droite moyenne dont la pente est très proche de 1 et un coefficient de corrélation  $r^2$  de 0,93. On note que la dispersion des valeurs est plus forte lorsque la valeur de la position relative est importante. Toutefois, la corrélation reproduit assez fidèlement l'évolution de la position de la transition pour les différentes conditions expérimentales testées.

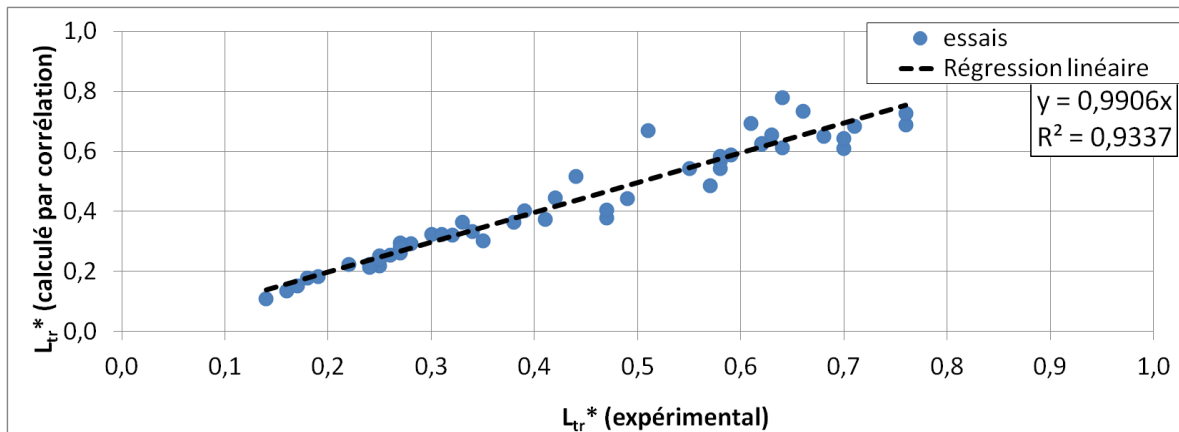


Figure 4 : Comparaison des positions du piston liquide lors de la transition

Il est important de noter que le même jeu de mesures est utilisé pour rechercher la corrélation et la vérifier. Il est ainsi impossible, en l'état, de valider complètement cette corrélation. Des essais complémentaires, en utilisant une pompe de débit nominal différent, permettront une validation plus robuste.

## 5. Conclusion et perspectives

Les résultats obtenus confortent l'hypothèse de l'existence d'une transition de régime convectif au cours d'une compression d'air par piston liquide dans des chambres à grand allongement. La transition observée se produit à des positions de piston liquide différentes en fonction des conditions opératoires. La méthode mise en œuvre permet cependant de prédire la position du piston liquide dès qu'apparaît la transition de régime convectif. Nous avons pu ainsi obtenir une corrélation représentant bien les résultats obtenus expérimentalement. Cette corrélation demande toutefois à être validée par de nouveaux essais. La littérature ne proposant pas de corrélation d'échange convectif pour un tel cas, une corrélation dédiée doit être établie. Cette dernière comportera certainement deux formes différentes, chacune adaptée aux régimes convectifs apparaissant successivement lors de la montée du piston.

### Références :

- [1] J.D. Van De Ven, P.Y. Li, Liquid piston gas compression, *Applied Energy* (2009), 2183-2191.
- [2] J. Park, P.I. Ro, S.D. Lim, A.P. Mazzoleni, B. Quinlan, Analysis and optimization of a quasi-isothermal compression and expansion cycle for Ocean Compressed Air Energy Storage (OCAES), *Proc. Oceans* (Hampton Roads, Etats-Unis 2012).
- [3] T. Neu, D. Guyomarc'h, A. Bignon, C. Sollicec, Modélisation de la compression d'air par piston liquide—Application au stockage d'énergie renouvelable intermittente, *Proc. XII<sup>ème</sup> CIFQ*, (Sherbrooke, Québec, Canada, 8-10 juin 2015).
- [4] T. Neu, D. Guyomarc'h, A. Bignon, C. Sollicec, Elaboration d'une loi d'échange convectif dans le cas d'une compression d'air par piston liquide, *Proc. 22<sup>ème</sup> CFM* (Lyon, France, 24-27 août 2015)
- [5] O. Le Corre, S. Rousseau, C. Sollicec, One Zone Thermodynamic Model Simulation of a Stationary Spark Ignition Gas Engine : Static and Dynamic Performances, *SAE Technical Paper 982694*, (1998).
- [6] F.P. Incropera, D.P. De Witt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, Wiley, pp. 395-495, (1990).
- [7] G. Woschni, A Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE Technical Paper 670931*, (1967).