

Elaboration d'une loi d'échange convectif dans le cas d'une compression d'air par piston liquide

T. NEU^a, D. GUYOMARC'H^b, A. BIGNON^c, C. SOLLIEC^d

- a. GEPEA, École des Mines de Nantes ; SEGULA ENGINEERING & CONSULTING,
thibault.neu@mines-nantes.fr
b. SEGULA ENGINEERING & CONSULTING
c. SEGULA ENGINEERING & CONSULTING
d. GEPEA, École des Mines de Nantes

Résumé :

Ces travaux portent sur la mise au point d'une corrélation d'échange convectif adaptée à la compression quasi isotherme d'air par piston liquide. Cet échange thermique entre l'air et les parois de la chambre de compression est déterminant pour limiter l'élévation de la température de l'air au cours de la compression et ainsi se rapprocher de l'isothermicité. La recherche de la corrélation est basée sur une étude dimensionnelle du système complétée par un ensemble de mesures effectuées sur un banc d'essai. Un travail d'optimisation est ensuite réalisé pour déterminer les valeurs des coefficients de cette corrélation permettant de reproduire le plus fidèlement possible l'évolution de l'échange thermique dans la chambre de compression.

Abstract :

This work focuses on the development of a convective exchange correlation for near-isothermal air compression by liquid piston. The heat exchange between air and the compression chamber wall is essential to limit the increase of the air temperature during compression and approach isothermal compression. The correlation is sought after based on a dimensional study and experimental measurements. An optimization work is subsequently implemented to define the values of the correlation coefficients that enable to reproduce the thermal exchange evolution in the compression chamber.

Mots clefs : Piston liquide, compression isotherme, corrélation, convection

1 Introduction

Le stockage d'énergie est un enjeu majeur pour permettre l'emploi étendu des énergies renouvelables intermittentes. Dans ce contexte d'exploitation massive, le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé s'avère prometteur. 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 améliorant le rendement des

systèmes de stockage d'énergie par air comprimé. Ainsi, l'utilisation d'un piston liquide à la place d'un piston solide permet d'imaginer des dimensions et formes de chambre de compression favorisant les échanges énergétiques entre le gaz en compression et son environnement. C'est cet échange thermique qui permet de se rapprocher de l'objectif d'isothermie.

Un tel système de stockage d'énergie est donc composé de chambres de compression réalisant l'échange énergétique hydropneumatique, 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 hydropneumatique est également nécessaire pour maintenir l'isothermie en fonctionnement.

L'intérêt de la compression de gaz par piston liquide a notamment été mis en évidence par Van de Ven et Al [1] dans une étude numérique comparative entre un piston classique et un piston liquide. Les résultats obtenus dans cette modélisation montrent une diminution de 19 % de l'énergie consommée pour réaliser une compression par piston liquide par rapport au piston classique. Cependant, 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 circulaire qui est choisie pour ce cas de 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 modifiables 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 en jeu. Ce travail fait donc suite au développement d'une modélisation 0 D zonale d'une chambre de compression d'air par piston liquide sous Matlab/Simulink. Cette modélisation permet la comparaison de plusieurs corrélations d'échange convectif existantes à un ensemble de mesures globales (pression, volume) effectuées sur un banc d'essai [3]. Aucune des corrélations existantes testées ne reproduit fidèlement l'évolution thermique mesurée lors d'une compression dans le dispositif expérimental. Nous nous focalisons à présent sur la recherche d'une nouvelle corrélation d'échange convectif pendant la phase de compression.

2 Matériels et méthodes

Dans l'objectif d'une étude globale des échanges convectifs de la chambre de compression, le volume d'air est, à chaque instant, considéré comme homogène en pression et température. Des hypothèses supplémentaires de température constante de la paroi interne et d'absence d'échange entre les deux fluides (air et eau) sont considérées.

2.1 Banc d'essai

Le banc d'essai, construit au laboratoire de l'École de Mines de Nantes, a pour objectif de suivre l'évolution de la pression et du volume de la chambre au cours du temps pendant toute la phase de compression. Le dispositif expérimental schématisé sur la *figure 1* est constitué d'un tube cylindrique en PMMA (Polyméthacrylate de méthyle) d'environ 2 m de haut et 30 mm de diamètre intérieur. Le réseau d'eau domestique produit la montée du piston liquide en quelques secondes ; ce temps de montée du piston est réglé par une vanne. Un capteur de pression absolue mesure la pression $p(t)$ dans

la chambre de compression. Le niveau d'eau est suivi dynamiquement au moyen d'un capteur capacitif non intrusif, il permet de calculer le volume instantané d'air présent dans la chambre $V(t)$.

En mesurant $p(t)$ et $V(t)$ il est possible de déterminer indirectement une température moyenne spatiale et instantanée $T(t)$ de l'air emprisonné dans la chambre à l'aide de l'équation des gaz parfaits :

$$T(t) = \frac{p(t)V(t)}{mR} \quad (1)$$

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 [4]. À partir de l'équation du 1^{er} principe de la thermodynamique appliquée à un volume élémentaire d'un gaz parfait et en négligeant l'énergie cinétique et potentielle, il est possible d'exprimer la variation de pression dans la chambre :

$$dp = \frac{\gamma - 1}{V(t)} \delta Q(t) - \gamma p(t) \frac{dV}{V(t)} \quad (2)$$

L'énergie transférée par convection sur les parois internes de la chambre de compression est calculée à l'aide de la loi de Newton :

$$\delta Q(t) = S(t) h(t) (T_p - T(t)) dt \quad (3)$$

A l'aide des équations (1), (2) et (3) il est alors possible d'exprimer et de calculer le coefficient d'échange convectif en fonction des mesures de $p(t)$ et $V(t)$, il s'écrit :

$$h(t) = \frac{\frac{1}{\gamma - 1} (V(t) dp + \gamma p(t) dV)}{S(t) \left(T_p - \frac{p(t)V(t)}{mR} \right) dt} \quad \text{et} \quad Nu = \frac{h(t) \ell(t)}{\lambda} \quad (4)$$

Ainsi, pour chaque essai il est possible d'exprimer l'évolution temporelle du nombre de Nusselt global mesuré. L'objet des étapes suivantes est d'établir une corrélation permettant de calculer ce nombre de Nusselt en fonction des paramètres physiques du problème, comme il est d'usage en pareille situation.

2.2 Analyse dimensionnelle des échanges convectifs pendant la phase de compression

Ne connaissant pas, a priori, les grandeurs physiques dominantes dans l'échange thermique étudié, une analyse dimensionnelle a été réalisée en utilisant les grandeurs physiques suivantes :

- Le coefficient d'échange convectif : h
- La capacité thermique de l'air à pression constante : C_p
- La viscosité dynamique de l'air : μ
- La vitesse du front liquide : U
- La longueur de chambre en contact avec l'air : ℓ
- Le diamètre de la chambre : D
- La pesanteur : g
- La différence de température entre l'air et la paroi : θ

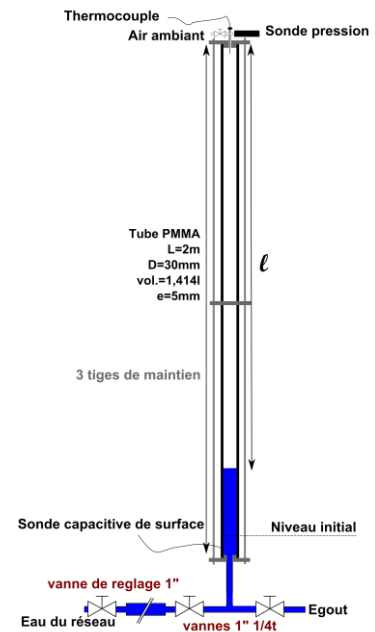


Figure 1 : Schéma général du banc d'essai

- La masse volumique de l'air : ρ
- La conductivité thermique de l'air : λ

La méthode de Rayleigh a permis de mettre en évidence une relation entre différents nombres sans dimension usuels:

$$\left(\frac{h \ell}{\lambda}\right) = k \left(\frac{U \rho \ell}{\mu}\right)^a \left(\frac{\mu C_p}{\lambda}\right)^b \left(\frac{U^2}{C_p \Delta T}\right)^x \left(\frac{U^2}{g \ell}\right)^y \left(\frac{D}{\ell}\right)^z$$

Soit :

$$Nu = k Re^a Pr^b Ec^x Fr^y Al^z \quad (5)$$

Avec Nu le nombre de Nusselt, Re le nombre de Reynolds, Pr le nombre de Prandtl, Ec le nombre d'Eckert, Fr le nombre de Reech-Froude et Al le rapport d'allongement. Les coefficients k , a , b , x , y et z sont des scalaires à déterminer à partir des données expérimentales associées à l'équation 4.

2.3 Méthode de recherche des coefficients de la corrélation

Le travail de recherche des coefficients de la corrélation est basé sur l'analyse de six mesures réalisées sur le banc d'essai pour des durées de compression comprises entre 1,2 s et 3,2 s.

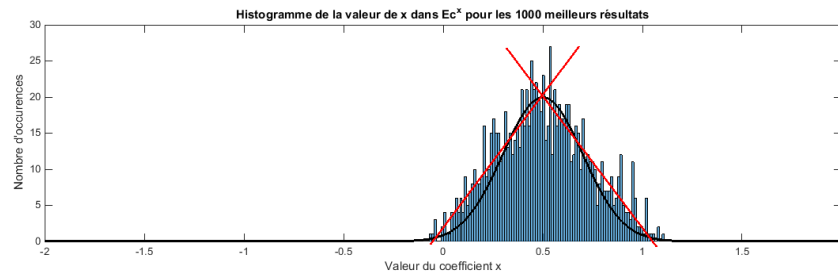
La recherche des 6 coefficients de pondération de la corrélation donnant le nombre de Nusselt est réalisée à l'aide d'une fonction-objectif à minimiser. Cette fonction est basée sur le calcul de l'aire, présente entre les deux courbes du nombre de Nusselt en fonction de la position du piston. Ces deux nombres de Nusselt proviennent de la valeur du nombre de Nusselt mesuré indirectement par la formule (4) et de la valeur du nombre de Nusselt restitué par la corrélation (5). Seules les évolutions comprises dans la plage d'évolution de la position du front du piston liquide de 20% à 60% de la longueur totale de la chambre de compression sont utilisées ici.

Une faible valeur de cette fonction-objectif correspond ainsi à une différence minimum entre les valeurs du nombre de Nusselt calculées et celles restituées par la corrélation. Les valeurs des coefficients (a , b , x , y et z) de cette corrélation sont fixées librement ou de manière aléatoire entre -2 et 2. La valeur de k est ensuite déterminée sur la base de la différence des valeurs moyennes du nombre de Nusselt obtenu par les deux méthodes de calcul.

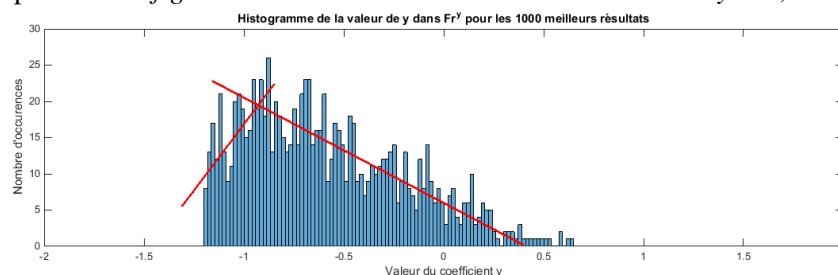
Sur le principe d'une méthode de Monte-Carlo, ce calcul est réalisé 5 millions de fois en laissant varier aléatoirement les coefficients des puissances (a , b , x , y et z). Seuls les mille meilleurs résultats minimisant la valeur de la fonction-objectif sont conservés. C'est enfin le tuple des 6 coefficients le plus représentatif contenu dans ces mille résultats qui est sélectionné.

3 Elaboration de la corrélation du nombre de Nusselt

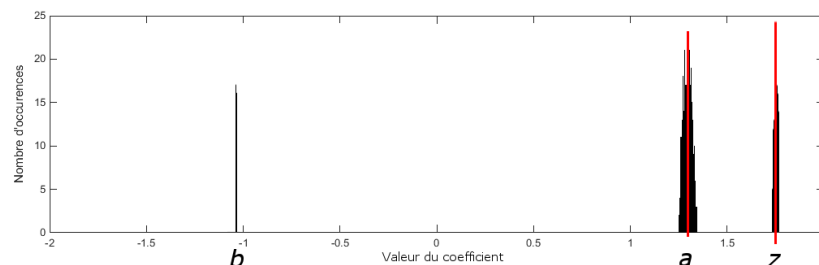
En raison du faible nombre d'essais et d'un manque de paramètres physiques pouvant être modifiés sur le banc d'essai, la recherche directe du tuple optimum échoue actuellement. Cependant, l'observation statistique de chaque coefficient issu des mille meilleurs résultats fournit des informations. Les coefficients optimisés a et b varient dans tout l'intervalle possible [-2 ; 2] alors que x , y et z ressortent restreints dans des intervalles réduits, respectivement [-0,1 ; 1,1], [-1,4 ; 1] et [-1,5 ; 2]. L'allure de l'histogramme de répartition de ces trois coefficients prend également une forme particulière, montrant une zone de l'intervalle maximisant le nombre d'occurrences. L'histogramme du coefficient x (figure 2) présente l'intervalle de variation le plus réduit ainsi que la forme la plus caractéristique après application de l'optimisation. La valeur la plus représentative du coefficient x apparaît comme étant de 0,5.

Figure 2 : Histogramme de la valeur du coefficient x

Le calcul d'optimisation est réalisé à nouveau en fixant la valeur du coefficient x à 0,5. A nouveau, l'étude des histogrammes permet d'affiner la valeur des autres coefficients. Ainsi a et b varient toujours dans l'intervalle $[-2; 2]$ alors que y et z sont compris dans des intervalles encore plus restreints, respectivement $[-1,2; 0,7]$ et $[-0,2; 2]$. L'intervalle de variation le plus faible portant sur le coefficient y est présenté en figure 3. La valeur maximale de la tendance est $y = -0,9$.

Figure 3 : Histogramme de la valeur du coefficient y

La démarche est poursuivie en fixant à chaque étape le coefficient dont la plage de variation obtenue à l'étape précédente est la plus faible. Ainsi, les coefficients a , z et b sont déterminés successivement dont les histogrammes respectifs sont représentés en figure 4. Les résultats des cinq étapes d'optimisation sont présentés dans le tableau 1.

Figure 4 : Histogrammes combinés des valeurs des coefficients a , z et b

Etape	a	b	x	y	z
1	$[-2; 2]$	$[-2; 2]$	$[-0,1; 1,1]$	$[-1,4; 1]$	$[-1,5; 2]$
2	$[-2; 2]$	$[-2; 2]$	0,5	$[-1,2; 0,7]$	$[-0,2; 2]$
3	$[1,25; 1,35]$	$[-2; 0,7]$	0,5	-0,9	$[1,45; 1,95]$
4	1,3	$[1,15; -0,96]$	0,5	-0,9	$[1,74; 1,77]$
5	1,3	$[-1,03^+; -1,03^+]$	0,5	-0,9	1,75

Tableau 1 : Résultats des 5 étapes de l'optimisation des coefficients de la corrélation

Enfin, la valeur du coefficient k est optimisée pour minimiser à nouveau la fonction objectif en utilisant les coefficients a , b , x , y et z déjà sélectionnés. Ainsi, cette première approche de la corrélation du nombre de Nusselt dans une chambre de compression par piston liquide conduit à l'expression empirique suivante :

$$Nu = 1,58 Re^{1,3} Pr^{-1,03} Ec^{0,5} Fr^{-0,9} Al^{1,75} \quad (6)$$

Le domaine de validité est limité à des compressions dont la durée est comprise entre 1,2 s à 3,2 s et dont la variation de pression est au maximum de 6,5 bars. Cette corrélation est également limitée à la compression d'air dans une chambre de compression de 0,03 m de diamètre et 2 m de longueur.

4 Validation de la corrélation

La température moyenne de la chambre obtenue par la corrélation est ensuite comparée à celle déduite des mesures expérimentales. Deux exemples représentatifs des résultats portant sur l'évolution de la température de l'air dans la chambre de compression sont présentés ici. La *figure 5* correspond à une compression de 1 à 4,7 bars en 2,95 s. La température finale atteint 352 K expérimentalement et 357 K avec la corrélation proposée. L'évolution thermique calculée par la nouvelle corrélation propose ici une évolution fidèle de la température sur la majeure partie de la compression. Cependant, la température dans la dernière phase de compression est surestimée par la corrélation.

La *figure 6* résulte d'une compression de 1 bar à 6,7 bars en 1,23 s, soit une compression plus importante et rapide que pour l'exemple précédent. La température finale atteinte expérimentalement est de 415 K alors que le calcul avec la corrélation propose 434 K.

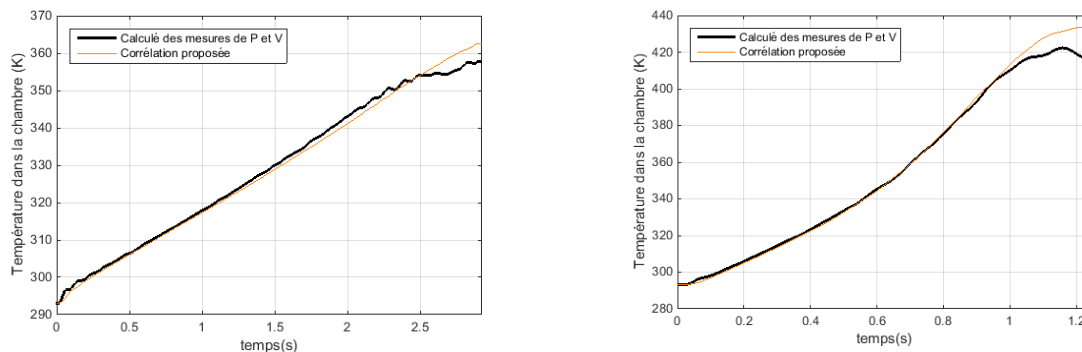


Figure 5 et 6: Comparaison de l'évolution temporelle de la température d'air obtenue expérimentalement au résultat calculé pour une compression atteignant 4,7 bars (à gauche) et une compression atteignant 6,7 bars (à droite).

Dans cet exemple également, l'évolution de la température calculée est fidèle à la mesure expérimentale sur la majeure partie de la compression. La dernière phase de la compression présente également une surestimation de la température.

5 Conclusion

Bien que la méthode de Monte-Carlo proposée échoue à fournir la meilleure corrélation au premier calcul, son application itérative converge vers une solution. Ces premiers résultats proposent dès à présent une corrélation empirique reproduisant l'évolution thermique dans une chambre de compression pour les essais réalisés. Cependant, ces coefficients ne sont valables que sur une plage très restreinte de conditions pour un faible nombre d'essais. Plusieurs mesures et analyses supplémentaires sont nécessaires pour valider le choix des paramètres de la corrélation et affiner ses coefficients. D'autre part, les résultats expérimentaux confirment que l'emploi d'un piston liquide pour réaliser une compression réduit significativement la température maximale de l'air par rapport à un cas purement adiabatique. Des optimisations importantes sont cependant encore nécessaires afin de répondre aux besoins de modélisation numérique du stockage d'énergie par air comprimé.

Références

- [1] J.D. Van De Ven, P.Y. Li, Liquid piston gas compression, *Applied Energy* (2009), pp. 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), *Oceans* (2012), Hampton Roads, Etats-Unis, pp. 1-8
- [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, XII^{ème} Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la thermique des systèmes, 8-10 juin 2015 Sherbrooke, Québec, Canada.
- [4] 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.