



**HAL**  
open science

## Études numérique et expérimentale de l'écoulement engendré par la compression d'air dans un piston liquide

Mehdi El Gouda, Philomène Vergnol, Mustapha Benaouicha, Thibault Neu,  
Yilin Fan, Lingai Luo

### ► To cite this version:

Mehdi El Gouda, Philomène Vergnol, Mustapha Benaouicha, Thibault Neu, Yilin Fan, et al.. Études numérique et expérimentale de l'écoulement engendré par la compression d'air dans un piston liquide. 25e Congrès Français de Mécanique, Aug 2022, Nantes, France. hal-04280148

**HAL Id: hal-04280148**

**<https://hal.science/hal-04280148>**

Submitted on 10 Nov 2023

**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.

# Études numérique et expérimentale de l'écoulement engendré par la compression d'air dans un piston liquide

E. GOUDA<sup>a,b</sup>, P. VERGNOL<sup>b</sup>, M. BENAOUICHA<sup>b</sup>, T. NEU<sup>b</sup>, Y. FAN<sup>a</sup>, L. LUO<sup>a</sup>

a. Nantes Université, CNRS, Laboratoire de thermique et énergie de Nantes, LTeN, UMR 6607, F-44000 Nantes, France

b. Segula Technologies, Cellule de Recherche & Innovation en ingénierie Navale et Energie, 9 av. Edouard Belin, Rueil-Malmaison

**Mots clés :** Piston liquide, Écoulement diphasique, Méthode VOF, Compression d'air

## Résumé

Cette étude porte sur la modélisation d'un processus de compression d'air dans un piston liquide. Afin d'étudier numériquement cet écoulement, le choix a porté sur l'utilisation de la méthode VOF (Volume of Fluid) qui est adaptée à ce type d'écoulement. La nature 3D de l'écoulement a été mise en évidence à travers la comparaison d'une modélisation 2D et 3D. Une validation expérimentale des résultats est réalisée. Le régime de l'écoulement varie au cours du processus de compression passant de laminaire à transitoire puis turbulent. Ces différents stades sont identifiés et caractérisés à travers une analyse des champs de vitesse et de température.

## Abstract

The present study is a numerical modeling of air compression process using a liquid piston. In order to study numerically this flow, the choice was made to use the VOF (Volume of Fluid) method which is adapted to this type of multiphase flow. The 3D nature of the flow has been highlighted through the comparison between 2D and 3D modeling. An experimental validation of the results is performed. It is found that the flow regime varies during the compression process from laminar to transient to turbulent. These different stages are identified and characterized through analyses of the velocity and temperature fields.

## 1 Introduction

Aujourd'hui, la part des énergies renouvelables dans la consommation finale brute d'énergie grandit en Europe et notamment en France, où elle a augmenté de 8 points depuis 2005. L'objectif pour 2020 est fixé à 20% pour l'Europe et à 23% pour la France. En 2019, la part des énergies renouvelables en France était de 17,2%, ce qui est en-dessous de la trajectoire pour l'atteinte de l'objectif 2020 [12]. Le développement des énergies durables comme l'éolien ou le solaire va ainsi augmenter considérablement

dans les prochaines années. La production d'énergie via ces moyens impose l'utilisation de systèmes de stockage de l'énergie pour pallier l'intermittence de leur production.

Le système REMORA (Réservoir d'Énergie en Milieu Océanique par Rétention d'Air), breveté par Segula Technologies, est un système offshore de stockage d'énergie électrique par air comprimé. Il permet de transformer, en temps de surproduction, l'énergie électrique provenant du réseau en énergie pneumatique stockée dans les réservoirs sous-marins, restituable sous forme d'électricité en temps de sous-production [8, 14].

Le concept du piston liquide a été proposé pour améliorer le rendement des systèmes de stockage à air comprimé en permettant d'accomplir une compression quasi-isotherme. Ce processus est assuré grâce à la maximisation des échanges thermiques entre le gaz comprimé et son environnement, permettant de minimiser le travail à fournir par le piston. Ces échanges thermiques sont favorisés par la faible vitesse d'avancement de la colonne d'eau et l'importante surface d'échange air/parois. Cette surface d'échange est nettement supérieure à celle des pistons classiques puisque la chambre de compression est allongée de manière à avoir un diamètre très petit devant la longueur, ce qui n'est pas ou peu possible avec un piston solide. De plus, le piston liquide permet de s'affranchir des problématiques liées à l'étanchéité et l'usinage du cylindre et du piston [9].

L'intérêt du développement de la technologie basée sur la compression par piston liquide a été prouvée numériquement et expérimentalement en mettant en évidence la diminution de 19% de l'énergie nécessaire pour une compression par piston liquide par rapport au piston classique, ainsi qu'une augmentation de 13% du rendement [17]. Par la suite, plusieurs études numériques ont été réalisées en 0D, 2D cartésien et 2D axisymétrique, dans le but d'étudier différents aspects de la compression par piston liquide. L'écoulement à l'intérieur d'un piston liquide est complexe, car il s'agit d'un écoulement compressible avec des nombres de Reynolds et de Mach relativement faibles. Initialement au repos, il est mis en mouvement et comprimé par l'avancement de la colonne de liquide. Plusieurs étapes d'évolution de l'écoulement de l'air se succèdent, durant lesquelles apparaissent des tourbillons se déplaçant dans la direction opposée à l'avancement du piston [9, 4, 19]. Les instabilités générées par les frictions entre les deux courants conduisent à un changement du régime d'écoulement, qui passe du laminaire au turbulent lors de la compression [10]. A cela s'ajoutent des phénomènes thermiques : la température de l'air augmente sous l'effet de la compression, mais une partie de cette chaleur est évacuée par les parois qui restent à température constante [11].

Gouda et al. ont mis en évidence le changement de régime d'écoulement et de transferts thermiques à travers une étude numérique 2D. La différence entre une modélisation 2D et les résultats expérimentaux a été analysée à travers l'évolution de la température moyenne de l'air [4, 5, 2]. Récemment, dans le cadre du même projet, Neu et Subrenat ont étudié expérimentalement via la méthode PIV (Particle Image Velocimetry) l'écoulement lors d'une compression lente par piston solide [11]. Il a été montré que l'écoulement passe par différentes phases où un changement de régime est observé. La présente étude s'inscrit dans la suite des précédentes études [11, 4] et vise à reproduire numériquement le cas expérimental étudié par Neu et Subrenat [11]. La caractérisation de l'écoulement et des transferts thermiques constitue un verrou majeur pour la compréhension des phénomènes physiques liés à la compression par piston liquide. Ainsi, dans cette étude, une analyse de l'écoulement et des transferts thermiques est conduite à partir des résultats numériques obtenus et validés.

## 2 Géométrie

La présente étude numérique vient compléter l'étude expérimentale. Ainsi, la même géométrie que celle étudiée par Neu et Subrenat est utilisée pour la modélisation [11]. La chambre de compression 3D est représentée par un cylindre vertical et allongé d'un diamètre de  $D = 0.0158m$  et d'une longueur de  $L_{ini} = 0.906m$  (Figure 1). En 2D plan, le piston est modélisé comme un rectangle correspondant aux dimensions d'une vue en coupe du cylindre d'une largeur de  $D = 0.0158m$  et d'une longueur de  $L_{ini} = 0.906m$  (Figure 1). La chambre est initialement remplie d'air et comporte une entrée d'eau en bas. L'eau est injectée à vitesse constante à  $U_{pist} = 0.033m/s$ .

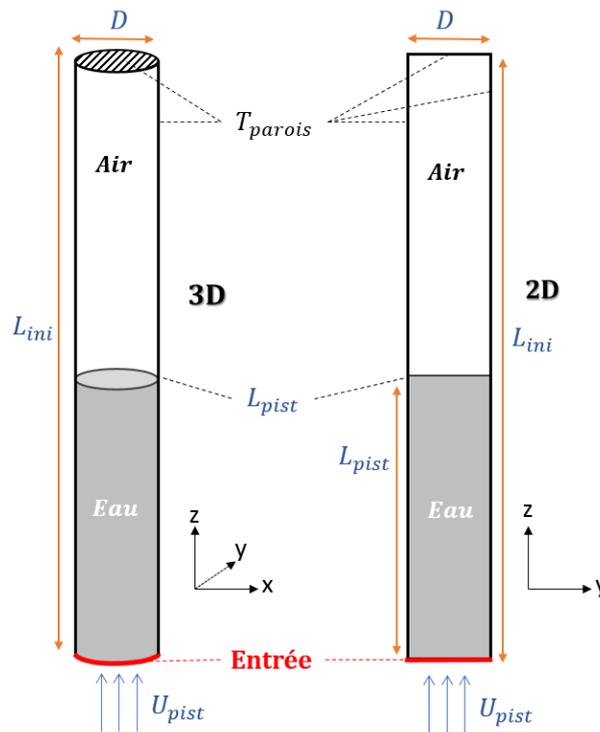


FIGURE 1 – Géométries 2D plan et 3D de la chambre de compression du piston liquide (adaptée de [3])

## 3 Modèle numérique

### 3.1 Méthode VOF pour les écoulements multiphasiques

Pour modéliser l'écoulement multiphasique dans la chambre de compression d'air par piston liquide, la méthode des volumes finis est utilisée pour la résolution des équations de Navier-Stokes compressibles couplée à la méthode VOF (Volume Of Fluid) pour le suivi et la reconstruction de l'interface eau/air [6]. Dans cette section, le modèle mathématique de l'écoulement multiphasique et la méthode VOF sont brièvement présentés. Il est basé sur les équations de Navier-Stokes compressibles. Dans la méthode VOF, nous introduisons la fraction volumique  $\alpha$  dans l'équation (1) qui permet de distinguer les deux phases.

$$\alpha = \frac{V_{eau}}{V_{cell}} \quad (1)$$

Où  $V_{eau}$  est le volume de contrôle de l'eau dans une maille  $V_{cell}$ .

$\tau$  représente les propriétés physiques de chaque fluide (la densité  $\rho$  ou la viscosité  $\mu$ ) dans le mélange (Eq 2) :

$$\tau = \alpha\tau_{eau} + (1 - \alpha)\tau_{air} \quad (2)$$

Les équations de Navier-Stokes pour un écoulement multiphasique et diphasique sont données par :

Équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (3)$$

Où  $\mathbf{U}$  représente le vecteur vitesse.

Équation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) - \nabla \cdot (\mu \nabla \mathbf{U}) = \sigma \kappa \nabla \alpha - \mathbf{g} \cdot \mathbf{x} \nabla \rho - \nabla P_d \quad (4)$$

Avec la courbure moyenne de l'interface  $\kappa$  définie telle que :  $\kappa = \nabla \cdot \frac{\nabla \alpha}{|\nabla \alpha|}$

Et la pression dynamique définie telle que :  $P_d = P - \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{x}$

Équation d'énergie :

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} T) - \nabla \cdot (\mu \nabla T) = - \left( \frac{\alpha}{c_{v,eau}} + \frac{1 - \alpha}{c_{v,air}} \right) \left( \frac{\partial \rho e_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U} e_k) - \nabla \cdot (\mathbf{U} P) \right) \quad (5)$$

$e_k = \frac{|\mathbf{U}|^2}{2}$  est l'énergie cinétique spécifique ;  $c_{v,eau}$  et  $c_{v,air}$  sont les capacités thermiques spécifiques à volume constant pour les phases eau et air, respectivement.

Une équation de transport pour la fraction volumique de l'eau est utilisée pour capturer et suivre l'interface 6

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \mathbf{U} \cdot \nabla \alpha + \nabla \cdot \mathbf{U}_r \alpha (1 - \alpha) = 0 \quad (6)$$

Où  $\nabla \cdot \mathbf{U}_r \alpha (1 - \alpha)$  est un terme d'anti-diffusion utilisé pour compresser l'interface. Ce terme est une contribution artificielle à l'advection de la fraction volumique qui agit uniquement perpendiculairement à l'interface. Il se base sur la définition de la "vitesse de compression"  $\mathbf{U}_r$  qui est la vitesse relative comme  $\mathbf{U}_r = \mathbf{U}_{eau} - \mathbf{U}_{air}$  dans la formulation eulérienne à deux fluides. Le couplage entre cette formulation et la méthode VOF traditionnelle est utilisé par la famille de solveur *interFoam* pour la reconstruction de l'interface [7].

Le couplage pression/vitesse est assuré par un algorithme *Pimple* plus adapté aux écoulements compressibles. Le modèle numérique est ainsi implémenté dans le code open-source OpenFoam, à travers le solveur *CompressibleInterFoam* [16]. Les conditions initiales et aux limites du modèle numérique sont décrites dans le tableau 1. Un pas de temps adaptatif a été choisi pour optimiser le temps de calcul. Ce pas de temps est choisi de manière à respecter deux critères importants, le nombre de Courant global ( $Co = \frac{u_i \Delta t}{\delta x} < 1$ ) et le nombre de courant à l'interface  $Co_{interface} < 0.35$ . Deshpande et al. et Roenby et al. recommandent un  $Co_{interface} < 0.5$ . Au cours de notre étude, il s'est avéré la nécessité d'un  $Co_{interface}$  plus petit [1, 13].

Variables	Conditions initiales	Conditions aux limites	
	Domaine	Paroi	Entrée
$U$ (m/s)	$U_x = 10^{-5}$ , $U_y = 10^{-5}$ , $U_z = 10^{-5}$	adhérence $U_{parois} = 0$	$U = U_{pist}$
$P$ (Pa)	101325	$\frac{\partial P}{\partial n} _{\Gamma} = 0$	$\frac{\partial P}{\partial n} _{\Gamma} = 0$
$T$ (K)	293	293	293

TABLE 1 – Conditions initiales et aux limites de la modélisation de la compression d’air par piston liquide

### 3.2 Propriétés physiques de l’écoulement

L’écoulement dans la chambre de compression est un écoulement diphasique gaz-liquide. Le gaz comprimé est l’air, et le piston est une colonne d’eau. L’air est modélisé comme un gaz parfait [17, 4, 18]. Les propriétés physiques initiales de chaque fluide sont listées dans le tableau 2.

Propriété	Eau	Air
$\rho$ (kg.m <sup>-3</sup> )	$9.98 \times 10^2$	1.222
$\mu$ (kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> )	$1 \times 10^{-3}$	$1.8 \times 10^{-5}$
$c_p$ (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$4.185 \times 10^3$	$1 \times 10^3$

TABLE 2 – Propriétés physiques de l’air et de l’eau modélisés

Durant la compression de l’air, sa température augmente. Ainsi, ses propriétés physiques changent. Afin de modéliser ces changements, la viscosité de l’air évolue en fonction de la température suivant l’équation de Sutherland (Eq. 7) [15].

$$\mu(T) = \mu_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (7)$$

Où  $C = 110.4$  est le coefficient de Sutherland,  $T_0 = 273.15$  K est la température de référence et  $\mu_0 = 18.27 \cdot 10^{-6}$  est la viscosité de référence.

Dans un écoulement multiphasique, il est nécessaire de définir le nombre de Reynolds pour chaque phase, un nombre de Reynolds de l’air  $Re_{air}$  et un autre de l’eau  $Re_{eau}$ .

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} U_{pist} D}{\mu_{air}} \simeq 104 \quad (8)$$

$$Re_{eau} = \frac{\rho_{eau} U_{pist} D}{\mu_{eau}} \simeq 1704 \quad (9)$$

### 3.3 Modèle de turbulence

Le choix du modèle de turbulence pour la modélisation numérique de l’écoulement engendré par la compression de l’air dans un piston liquide est critique. Il doit être adapté aux différents régimes que traversent l’écoulement. Bien que le nombre de Reynolds de la phase air  $Re_{air}$  est relativement faible, le choix d’un modèle de turbulence est nécessaire. En effet, une étude portant sur le choix du modèle de turbulence a été réalisée dans une précédente étude et a identifié le modèle LES (Large Eddy Simulation), notamment le sous-modèle WALE (Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity) comme étant le plus approprié [4]. Ainsi, ce modèle LES-WALE est choisi pour cette étude.

## 4 Résultats et discussion

### 4.1 Étude de convergence en maillage

Une modélisation 2D a été réalisée afin d'étudier l'influence du maillage et des schémas numériques de résolution sur les résultats des simulations. L'avantage de la géométrie 2D réside dans un temps de calcul qui est nettement plus court que celui d'un modèle 3D. Néanmoins, ces simulations montrent des différences dans les résultats obtenus par les deux modèles (2D et 3D). En effet, les résultats obtenus en 3D sont plus réalistes que ceux obtenus en 2D. Aussi, ils sont utilisés pour la comparaison avec les résultats expérimentaux et pour une analyse plus approfondie de l'écoulement.

Une étude d'indépendance du maillage a d'abord été menée afin de déterminer la taille du maillage appropriée pour les simulations CFD, tant pour les modèles 2D que 3D. Le critère de comparaison des maillages est basé sur l'évolution de la température moyenne de l'air et de la température locale en fin de compression lorsque le gradient de température est élevé.

Référence simulation	Géométrie	Type de maillage	Nombre de mailles	$T_{air,moy,f}$ (K)	$T_{air,f}$ (K)
M2D1	2D	Rectangulaire	$6 \times 10^4$	362.1	422
M2D2	2D	Rectangulaire	$2 \times 10^5$	363.9	408
M2D3	2D	Rectangulaire	$4 \times 10^5$	364	410
M3D1	3D	Hexaèdres	$2.75 \times 10^5$	336.1	366
M3D2	3D	Hexaèdres	$4.5 \times 10^5$	326.3	360
M3D3	3D	Hexaèdres	$9 \times 10^5$	325.5	357.5
M3D4	3D	Hexaèdres	$1.8 \times 10^6$	325.4	357

TABLE 3 – Étude de convergence des différents maillages testés

Les différents maillages étudiés ainsi que les résultats obtenus sont présentés dans le tableau 3.

Pour la modélisation 2D, entre 0 et 1s, les évolutions de températures dans le temps résultantes sont presque identiques les unes aux autres. Après 1s et jusqu'à la fin, l'écart se creuse entre les résultats issus de la simulation M2D1 et les deux autres. Les températures finales locales maximales résultantes des simulations M2D2 et M2D3 sont respectivement de  $410K$  et  $408K$ , contre  $420K$  pour celle de M2D1. La température finale diminue lorsque le nombre de mailles augmente. L'étude de sensibilité au maillage, basée sur la température moyenne de l'air, révèle donc que les résultats des simulations convergent à partir de  $2 \times 10^5$  mailles (M2D2) puisque la température de l'air ne change plus de manière significative.

Pour l'étude de maillages en 3D, un maillage structuré (hexaédrique, O-Grid) est utilisé. Une étude portant sur trois différents nombres de mailles est réalisée. Bien que l'effet du maillage sur la température moyenne de l'air semble limité à partir de  $4.5 \times 10^5$  mailles (M3D2), la comparaison d'autres paramètres permet de choisir le maillage le plus approprié.

À la fin de la compression, où le gradient de température est élevé et au milieu de la compression, où les vitesses les plus élevées sont observées, l'utilisation d'un maillage plus raffiné montre un effet important sur l'évolution de la température locale et de la vitesse locale. Ainsi, Le maillage hexaédrique avec  $9 \times 10^5$  (M3D3) élément a été choisi pour les analyses ultérieures et pour le reste de l'étude.

## 4.2 Comparaison 2D-3D de l'écoulement

L'évolution de la température moyenne dans l'air pendant la compression, présentée dans la figure 3 montre une différence de trajectoire des résultats de la modélisation 2D par rapport à ceux obtenus par la modélisation 3D et par l'étude expérimentale.

En effet, la courbe de température 2D est plus élevée que les courbes de températures 3D et expérimentale tout au long de la compression (Figure 3, mais elle présente la même forme : un premier stade de 0s à 5s où elle augmente d'environ  $3K/s$ , contre environ  $2K/s$  pour les courbes de modélisation 3D et expérimentales. Entre 6s et 8s, un point d'inflexion apparaît sur la courbe : la pente de la courbe de température 2D devient plus faible, tandis que les deux autres présentent un palier. À partir de 10s, la température augmente de plus en plus rapidement jusqu'à la fin de la compression.

En plus de la différence de température moyenne, l'intérêt de la modélisation 3D est mis en lumière grâce à la comparaison des champs de vitesse et de température en 2D plan et en 3D. L'écoulement présente effectivement d'importantes différences entre les deux cas (Figure 2).

Durant la première phase, l'écoulement 2D est identique au 3D, mis à part les extrema de vitesse et la température moyenne qui n'ont pas les mêmes valeurs (2). Après 5s, c'est la zone d'air située près de l'interface eau/air qui est perturbée en premier, contrairement à ce qu'il se passe en 3D (Figure 2). C'est juste après  $t = 6s$  que les différences entre les phénomènes 2D et 3D sont les plus importantes. En 2D, des tourbillons se forment et se positionnent de manière régulière de part et d'autre du courant central (Figure 2b). En 3D, l'écoulement est parfaitement axisymétrique jusqu'à  $t \sim 10s$  où une transition de régime d'écoulement est observée passant d'un écoulement structuré à un écoulement chaotique (Figures 2a, 5). Les mêmes différences sont observés sur les champs de température.

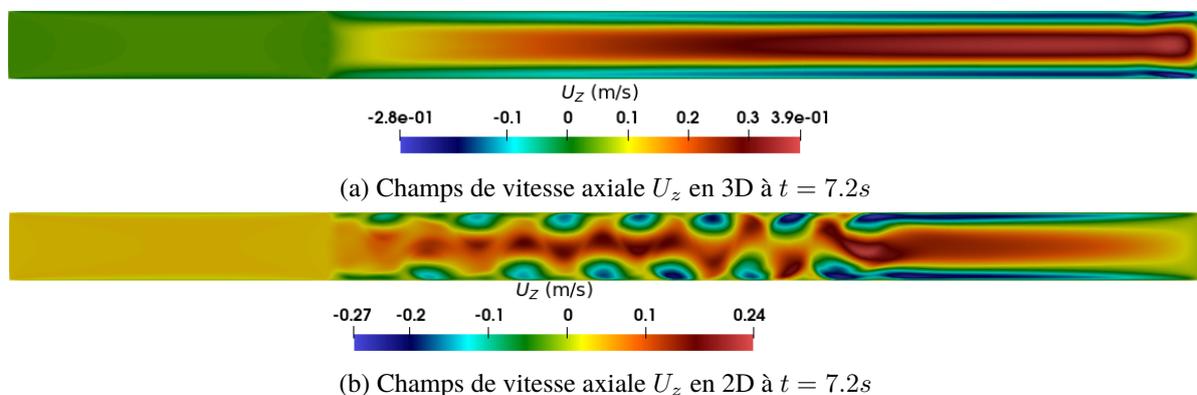


FIGURE 2 – Comparaison des champs de vitesse  $U_z$  issus des modélisations 2D et 3D  $t = 7.2s$

## 4.3 Validation expérimentale des résultats

Les résultats numériques ont été comparés aux données expérimentales de Neu et Subrenat [11] dans les mêmes conditions de compression d'air ( $U_{pist} = 0.033m/s$ ,  $t_{comp} = 21s$ ,  $T_{parois} = 293K$ ) afin de valider le modèle numérique utilisé. L'évolution de la température et de la pression moyennes de l'air ainsi que les champs de vitesse de l'air ont été comparés.

La figure 3 montre une comparaison de l'évolution de la température moyenne de l'air ( $T_{moy,air}$ ) entre les résultats numériques et expérimentaux. Les deux courbes montrent une évolution similaire au cours du processus de compression. En effet, la courbe de température moyenne de l'air se situe dans la plage

d'incertitude des données expérimentales :  $\sigma = \pm 1.6K$ . L'écart maximal observé à la fin de la compression ( $t = 21s$ ) est inférieur à  $2K$ . Il est à noter que la température moyenne de l'eau ne présente pas d'évolution notable au cours du temps de compression. L'évolution de la pression moyenne de l'air les résultats numériques et les données expérimentales a aussi été comparée, les deux courbes de modélisation 3D et expérimentale montrent une évolution similaire (Figure 4). A  $t = 21s$ , en fin de compression, le piston parcourt 76% de sa longueur  $L_{ini}$ , soit  $L_{pist} = 0.693m$  et la pression finale atteint  $P_f = 4.8 \times P_{ini} = 4.8 \times 10^5 Pa$ .

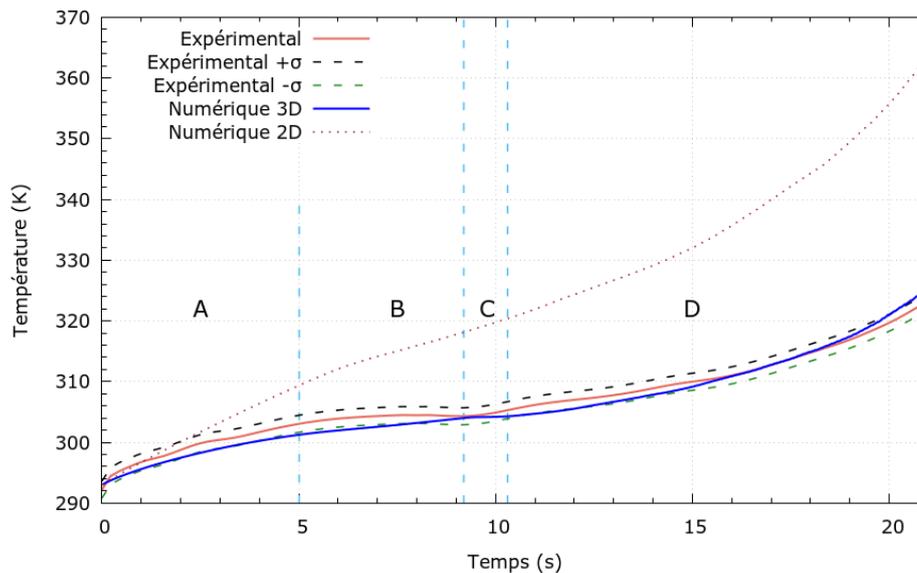


FIGURE 3 – Comparaison entre résultats expérimentaux ([11]) et numérique en 2d et en 3D de l'évolution de la température moyenne de l'air ( $\sigma = 2.7K$  est l'incertitude de mesure expérimentale) (adaptée de [3])

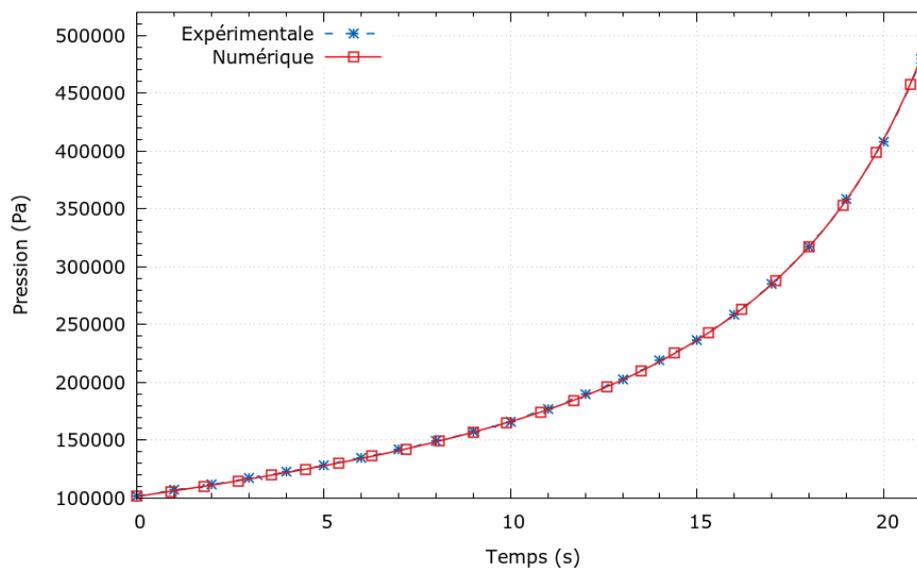


FIGURE 4 – Comparaison entre résultats expérimentaux ([11]) et numérique de l'évolution de la pression moyenne de l'air (adaptée de [3])

## 4.4 Analyse de l'écoulement et des transferts thermiques

Les différents stades qui sont visibles sur la courbe de température correspondent aux différents stades d'écoulement (A,B,C,D) qui se succèdent au cours de la compression et sont également visibles sur le champ de vitesse (Figure 3).

En effet, dans le premier stade A (entre 0s et 5s), l'écoulement se présente sous la forme d'un écoulement structuré, illustrée par les figures 5a et 6a à  $t = 2.5s$ , où le piston liquide se trouve à  $L_{pist} = 0.066m$  (Figures 5a,6a). Durant cette première partie, l'écoulement est axisymétrique composée d'un écoulement central qui est entouré d'un écoulement proche parois se déplaçant dans le sens inverse par rapport à celui du piston (Figure 5a). L'écoulement central est le plus rapide : la vitesse maximale est de  $U_z = 0.13m/s$ , soit 4 fois la vitesse d'avancement du piston  $U_{pist} = 0.033m/s$ . La zone la plus rapide est située plus proche du piston que de la culasse. L'écoulement proche parois se déplace à la même vitesse que le piston, mais dans le sens opposé. Ces deux écoulements sont séparés par une zone de vitesse nulle. Des zones de recirculation relient ces deux écoulements au niveau du piston et de la culasse. En effet, le fluide, porté par l'écoulement central, arrive au bout de la chambre et repart dans le sens inverse proche parois (Figure 5a).

La température moyenne de l'air à  $t = 2.5s$  est de 298K, soit 5K de plus que la température initiale de la chambre et que la température imposée aux parois. Un gradient de température est présent à toutes les parois qui entourent l'air (Figure 6a), où la température passe progressivement de 293K (collé à la paroi) à 300K (à environ 0.01m de la paroi). La température du reste du domaine de l'air est uniforme à 300K, tandis que l'eau reste uniformément à 293K. A la fin de ce premier stade, à  $t = 5s$ , l'interface eau/air se trouve à  $L_{pist} = 0.0165m$ . La pression moyenne régnant dans l'air est 1.3 fois plus grande que la pression initiale. A cet instant, l'écoulement central est plus rapide : la vitesse positive maximale est de  $U_z = 0.25m/s$ , soit plus de 8 fois la vitesse du piston.

Le stade B commence à  $t = 5s$  et dure 5.5s. À  $t = 7.5s$ ,  $T_{moy,air} = 303K$ , soit 10K de plus que la température initiale. La couche limite thermique présente aux parois est plus fine, la température maximale atteinte au centre de la chambre étant maintenant de 310K (Figure 6b). La zone la plus chaude est plus proche de la culasse que de l'interface, elle se superpose à la zone des plus hautes vitesses. Au niveau de la zone d'air près de l'interface eau/air (jusqu'à environ 8cm après l'interface), l'air le plus éloigné des parois (le long de l'axe central de la chambre) est légèrement plus froid que l'air autour. Les gradients de température dans l'écoulement peuvent s'expliquer par le phénomène suivant : L'air se déplace entraîné par l'eau injectée. Un écoulement dans le sens du piston (positif) se forme. Ensuite, l'échauffement de l'air engendré par sa compression crée un écoulement central plus chaud que celui proches parois (isothermes où  $T_{parois} = 293K$ ). Cette différence de température crée une différence de densité qui entraîne les particules les plus froides vers le bas par effet de gravité. Celles au centre du piston arrivent donc avec une température plus élevée en haut de la chambre puis se retournent au niveau de la culasse pour se déplacer dans le sens inverse, collées aux parois. Elles se refroidissent pendant ce déplacement à cause de leur proximité aux parois. Elles repassent ensuite dans l'écoulement central, en passant au niveau de l'interface eau/air qui est également plus froide.

Une perturbation de l'écoulement donne lieu au stade C qui est relativement rapide (de  $t = 9s$  à  $t = 10.5s$ ) où l'écoulement se déforme graduellement. En effet, la zone proche de la culasse étant la première à changer complètement (Figure 5c). L'écoulement central subit des ondulations tout le long de la chambre. Au bout de 9s, le piston a parcouru  $L_{pist} = 0.3m$ . La pression moyenne de l'air est 1.5 fois plus grande que la pression initiale. La vitesse positive maximale observée au cours de la compres-

sion est atteinte :  $U_z = 0.38m/s$ . L'écoulement proche parois qui est plus rapide dans la zone proche de la culasse, atteint  $U_z = -0.25m/s$ .

La température moyenne est de  $T_{moy,air} = 305K$ , soit 12K de plus que la température initiale. La zone où la température est la plus élevée est toujours proche de la culasse, et l'écoulement au centre de du cylindre, proche de l'interface, est toujours un peu plus froid que l'air qui l'entoure (Figure 6c). La couche limite thermique aux parois est toujours présente mais devient de plus en plus fine dans la zone proche de la culasse, et la température maximale est de  $T_{max,air} = 320K$ . Les ondulations et la déformation de l'écoulement visibles sur le champ de vitesse sont également visibles sur le champ de température, il n'est plus axisymétrique. Ce stade marque le passage d'un régime d'écoulement laminaire à un régime chaotique.

Cet état de transition d'un écoulement structure à un écoulement chaotique donne rapidement place au dernier stade D (Figure 5d), où l'écoulement est désagrégé en une multitude de tourbillons et reste ainsi jusqu'à la fin de la compression. Malgré cela, l'écoulement central est encore différentiable de l'écoulement annulaire (Figure 5d). Au bout de 21s, le piston a parcouru  $L_{pist} = 0.693m$  et la pression est 4.9 fois plus grande que la pression initiale. Les extrema de vitesse sont plus faibles qu'avant, dans le sens positif ( $U_z = 0.17m/s$ ) comme dans le sens négatif ( $U_z = -0.2m/s$ ). La température moyenne de l'air en fin de compression est de  $T_{moy,air} = 325.5K$ . La zone où la température est la plus élevée reste la zone proche de la culasse, avec des températures allant jusqu'à  $T_{air} = 360K$ . La désagrégation de l'écoulement visible sur le champ de vitesse est aussi visible sur le champ de température qui est aussi chaotique 6d.

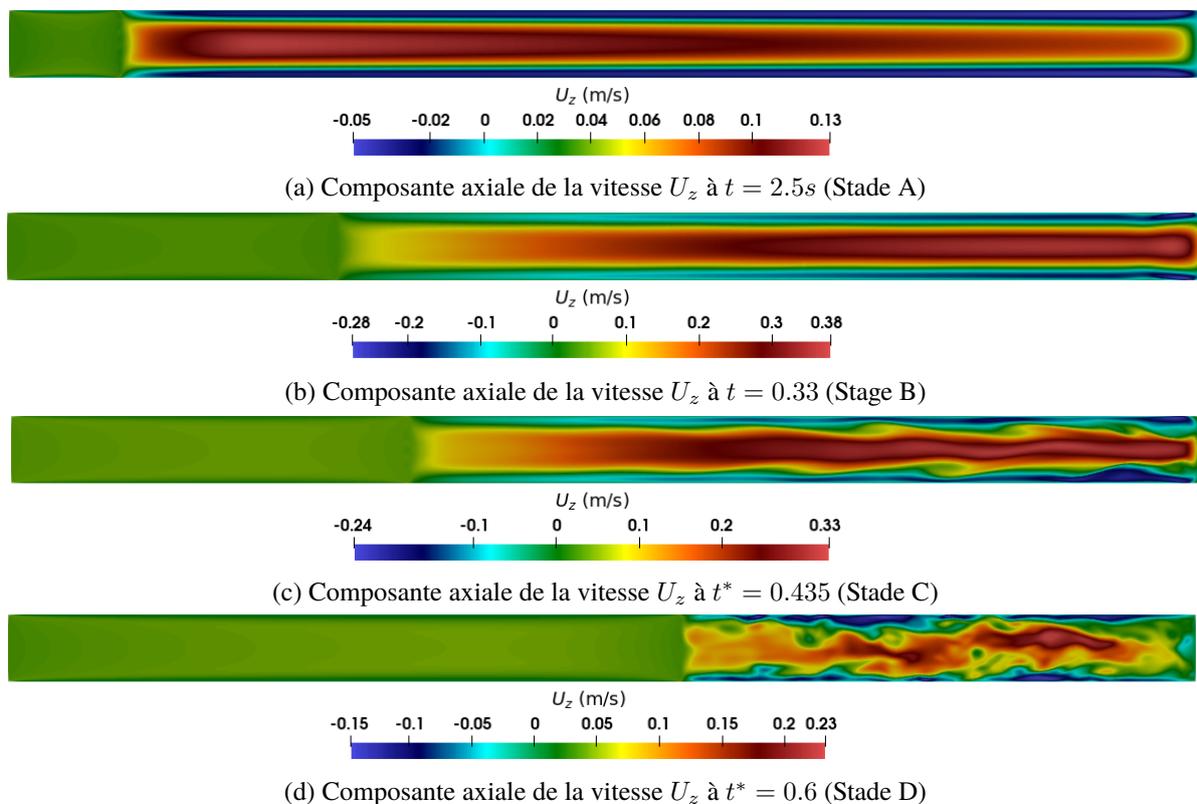
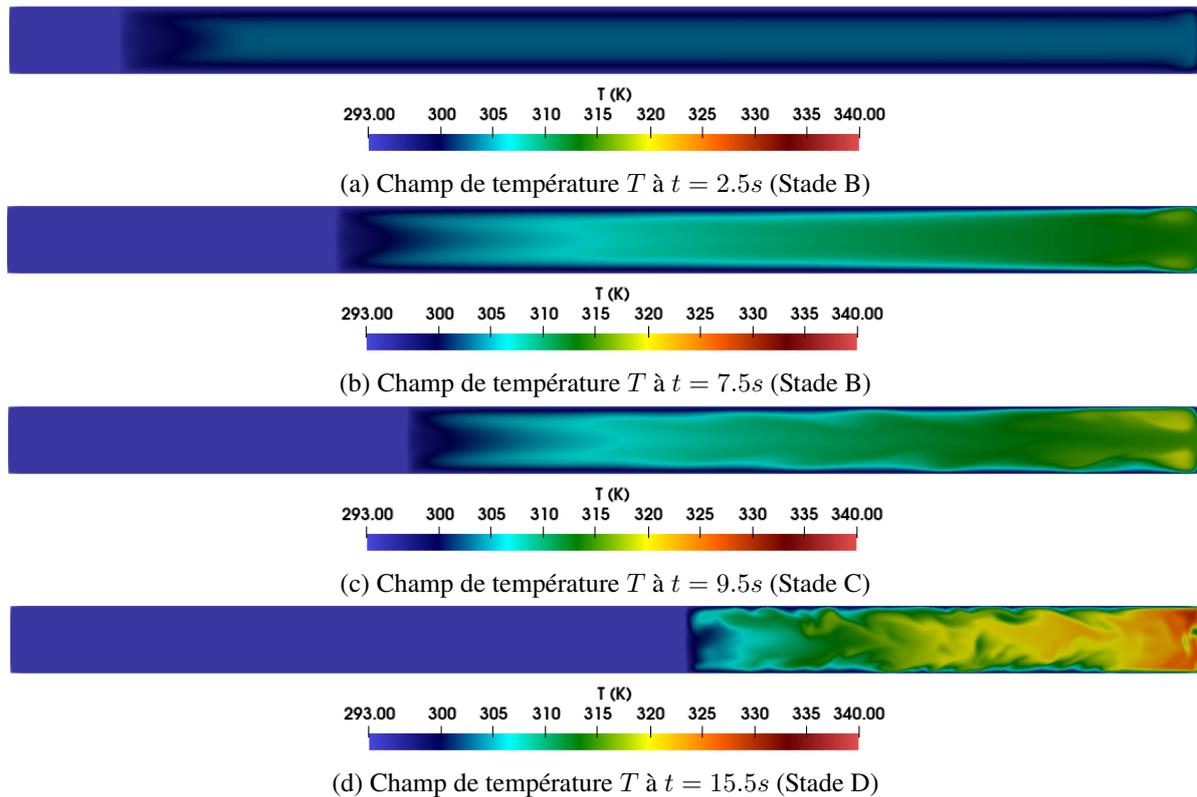


FIGURE 5 – Champ de vitesse  $U_z$  à différents moments de la compression (adapté de [3])

FIGURE 6 – Champ de température  $T$  à différents moments de la compression (adapté de [3])

## 4.5 Analyse de la vitesse locale

L'évolution de la vitesse locale est analysée à différentes positions, notamment à la position longitudinale ( $L_z = 0.817m$ ) et à différentes positions radiales ( $R = 0$  étant le centre du piston). L'évolution temporelle montre la variation de la vitesse dans différentes directions, ce qui permet une meilleure compréhension et analyse de l'écoulement.

La figure 7 montre l'évolution de la vitesse pour plusieurs positions radiales à la position axiale  $L_z = 0.817m$ . La vitesse de l'air augmente au début de la compression et jusqu'à  $t = 5s$  où l'on observe la vitesse maximale. Celle-ci est de 8 fois la vitesse du piston  $U_z = 8 \times U_{pist}$ . L'écoulement est totalement axisymétrique jusqu'à  $t \sim 8s$ . On peut voir que les positions symétriques par rapport au centre ( $R=0.025m$  et  $R=-0.025m$  par exemple) ont exactement le même profil de vitesse. Comme nous l'avons vu dans la section précédente, la transition se produit autour de  $t \sim 10s$ . Cette observation de vitesse locale confirme aussi le passage d'un écoulement structuré et laminaire à un écoulement chaotique.

Une comparaison avec les résultats expérimentaux est également réalisée. Elle montre que de  $t = 0s$  à  $t \sim 6.5s$  les courbes expérimentales et numériques (à  $R=0.00m$  et  $R= 0.025m$ ) coïncident. Une vitesse maximale et un profil similaires peuvent être observés. Bien que, dans les résultats expérimentaux, la vitesse commence à diminuer une fois le maximum atteint (Figure 7), la transition est observée numériquement avec un retard inférieur 1.5s. Ce décalage a été observé dans toutes les positions où la comparaison a été faite. Ceci peut être expliqué par plusieurs facteurs qui sont l'influence du dispositif expérimental sur l'écoulement (Utilisation de laser et injection de particules pour la PIV), la rugosité des matériaux utilisés expérimentalement qui peut favoriser la perturbation de l'écoulement. De plus, un piston solide est utilisé dans l'étude expérimentale. Numériquement, les parois sont supposés iso-

thermes, ce choix peut avoir un impact conduisant à un écoulement plus stable et un échange de chaleur accru retardant la transition du régime de l'écoulement.

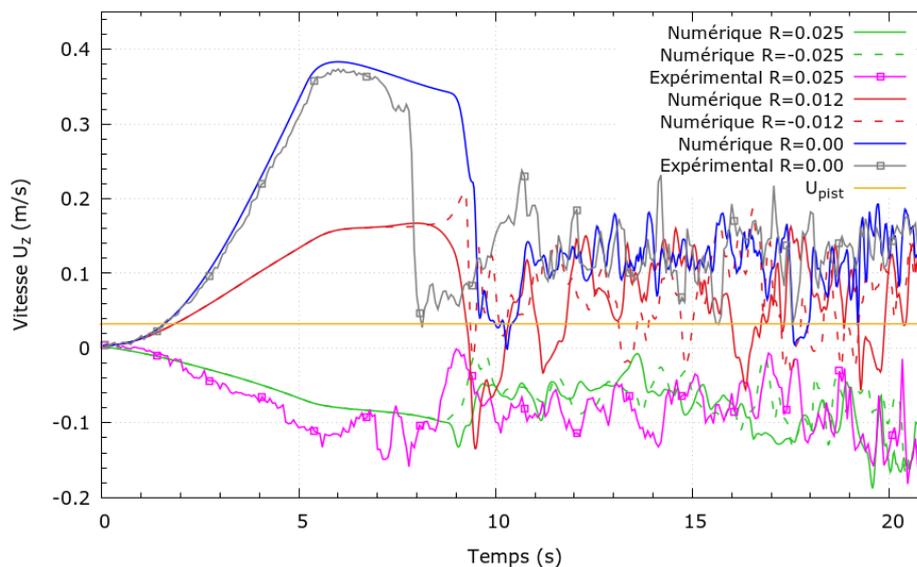


FIGURE 7 – Comparaison de l'évolution de la vitesse locale  $U_z$  à  $L_z = 0.817m$  entre résultats expérimentaux et numériques (adapté de [3])

## 5 Conclusion

Cette étude porte sur la modélisation numérique de l'écoulement multiphasique eau/air lors d'une compression par piston liquide pour une application aux systèmes de stockage d'énergie par air comprimé. Les résultats numériques ont été comparés avec ceux obtenus expérimentalement puis validés. La comparaison entre modélisations 2D et 3D montre nettement le caractère tridimensionnel de l'écoulement. Quatre stades majeurs que traverse l'écoulement ont été identifiés et caractérisés. Un écoulement axisymétrique est observé jusqu'à mi-compression, ensuite l'écoulement devient chaotique. Ainsi, il a été mis en évidence la transition du régime d'écoulement de laminaire à chaotique en passant brièvement par un régime transitoire. Cette transition du régime d'écoulement a été aussi bien observée numériquement qu'expérimentalement autour de  $t = 10s$ . À la fin de la compression, l'évolution finale de la température moyenne de l'air est de  $\Delta T = 32.4K$  (29.9K expérimentalement).

## Références

- [1] S. S. Deshpande, L. Anumolu, and M. F. Trujillo. Evaluating the performance of the two-phase flow solver interFoam. *Computational Science & Discovery*, 5(1) :014016, 11 2012.
- [2] E. M. Gouda. *Investigation of a compressed air energy storage system : flow and heat transfer numerical modeling in a liquid piston*. PhD thesis, Nantes Université, 2021.
- [3] E. M. Gouda, M. Benaouicha, T. Neu, Y. Fan, and L. Luo. Flow and heat transfer characteristics of air compression in a liquid piston for compressed air energy storage. *Energy*, 254 :124305, sep 2022.

- [4] E. M. Gouda, M. Benaouicha, T. Neu, L. Luo, and Y. Fan. Méthode VOF pour la simulation numérique de l'écoulement de l'air comprimé et du transfert thermique associé dans un piston liquide. In *24e Congrès Français de Mécanique (CFM2019)*, pages 220–226, Brest, Aug 2019.
- [5] E. M. Gouda, M. Benaouicha, T. Neu, P. Vergnol, F. Yilin, and L. Luo. 2D versus 3D numerical modeling of flow and heat transfer in a liquid piston air compressor. In *ICNAAM 2021 19th International Conference Of Numerical Analysis And Applied Mathematics*, Rhodes, Greece, 2021.
- [6] C. W. Hirt and B. D. Nichols. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of Computational Physics*, 39(1) :201–225, 1981.
- [7] Z. H. Ma, D. M. Causon, L. Qian, C. G. Mingham, and P. Martínez Ferrer. Numerical investigation of air enclosed wave impacts in a depressurised tank. *Ocean Engineering*, 123 :15–27, sep 2016.
- [8] T. NEU. Device And Method For Converting And Storing Electric Energy In The Form Of Compressed Air, 12 2016.
- [9] T. Neu. *Etude expérimentale et modélisation de la compression quasi isotherme d'air pour le stockage d'énergie en mer*. PhD thesis, Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique, 6 2017.
- [10] T. Neu, C. Sollicec, and B. dos Santos Piccoli. Experimental study of convective heat transfer during liquid piston compressions applied to near isothermal underwater compressed-air energy storage. *Journal of Energy Storage*, 32 :101827, 12 2020.
- [11] T. Neu and A. Subrenat. Experimental investigation of internal air flow during slow piston compression into isothermal compressed air energy storage. *Journal of Energy Storage*, 38 :102532, 6 2021.
- [12] C. PHAN and C. PLOUHINEC. Chiffres clés des énergies renouvelables. Edition 2020. - Détail. Technical report, Ministère de la transition écologique, 2020.
- [13] J. Roenby, H. Bredmose, and H. Jasak. A computational method for sharp interface advection. *Royal Society Open Science*, 3(11), 11 2016.
- [14] Segula Technologies. REMORA | Segula Technologies.
- [15] W. Sutherland. The viscosity of gases and molecular force. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 36(223) :507–531, aug 1893.
- [16] The OpenFOAM Foundation. OpenFOAM | Free CFD Software | The OpenFOAM Foundation.
- [17] J. D. Van de Ven and P. Y. Li. Liquid piston gas compression. *Applied Energy*, 86(10) :2183–2191, 10 2009.
- [18] X. Weiqing, D. Ziyue, W. Xiaoshuang, C. Maolin, J. Guanwei, and S. Yan. Isothermal piston gas compression for compressed air energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 155 :119–779, jul 2020.
- [19] C. Zhang, J. H. Wieberdink, F. A. Shirazi, B. Yan, T. W. Simon, and P. Y. Li. Numerical investigation of metal-foam filled liquid piston compressor using a two-energy equation formulation based on experimentally validated models. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, volume 8 B, page V08BT09A045. ASME, 11 2013.