

Analyse de l'écoulement supersonique avec changement de phase dans un éjecteur conçu pour un cycle de production de froid

Hugues Charton, Christian Perret, Hai Trieu Phan*

Université Grenoble Alpes, CEA, LITEN, Campus INES

*(auteur correspondant : haitrieu.phan@cea.fr)

Résumé - L'éjecteur est le composant central de certains cycles de production de froid. Il utilise le fluide primaire à haute pression pour aspirer, entraîner et comprimer le fluide secondaire à basse pression. Une voie possible pour augmenter l'efficacité énergétique du cycle de production de froid à éjecteur est de diminuer la surchauffe du fluide primaire ce qui peut amener l'apparition de condensation au sein de l'éjecteur. L'objectif de ce travail fut d'étudier l'impact de ces changements de phase sur l'écoulement au sein de l'éjecteur à l'aide des simulations CFD. Plusieurs modèles de résolution numérique d'écoulement au sein d'une tuyère et d'un éjecteur ont été mis en place. Les différents modèles ont tous montré des résultats cohérents sur la résolution de l'aspect hydrodynamique. En revanche seuls les modèles d'écoulement diphasique ont montré des résultats fiables concernant la résolution des champs de température. Parmi ces modèles, le modèle Wet-Steam a très bien fonctionné pour la résolution de l'écoulement au sein d'une tuyère mais a montré ses limites pour l'écoulement au sein d'un éjecteur. Le second modèle est le modèle eulérien homogène qui a montré des résultats réalistes en terme de conditions physiques des phases liquide et vapeur dans l'éjecteur.

Nomenclature

P	Pression, Pa	T	température, K
M	nombre de Mach, -	K	coefficient de transfert thermique, $W/m^2/K$
D	Diamètre, m	I	taux de nucléation, m^{-3}/s
h	enthalpie, J	R	taux de génération de masse, $kg/(m^3 \cdot s)$
v	vitesse, m/s	<i>Symboles grecs</i>	
C	coefficient du modèle de Lee	α	fraction volumique
n	nombre de goutte par unité de volume, m^{-3}	μ	viscosité cinématique, m^2/s
E	énergie totale, J	ρ	densité, kg/m^3

1. Introduction

Dans le contexte actuel de dérèglement climatique de nouveaux cycles thermodynamique visant la récupération de chaleurs fatales ont émergées afin de répondre aux besoins en réfrigération. Parmi eux, les plus étudiés sont les cycles à absorption [1], les cycles à adsorption [2] et les cycles à éjecteurs [3].

Le fonctionnement d'un éjecteur est précisément décrit par Meunier & al [4] et par Braccio & al [5]. Le fonctionnement d'un éjecteur repose sur l'utilisation d'un fluide primaire à haute pression permettant d'aspirer et d'entraîner un fluide secondaire à basse pression. Le fluide primaire est alimenté à travers une buse qui s'apparente à un système de tuyère convergent-divergent ce qui permet d'augmenter fortement sa vitesse tout en diminuant fortement sa pression. Le fluide primaire est supersonique en sortie de la buse. Cette très grande vitesse du fluide primaire est accompagnée par une diminution de la pression dans la chambre de mélange

qui devient inférieure à la pression du fluide secondaire. Le fluide secondaire est alors aspiré dans la chambre de mélange.

Le fluide primaire et le fluide secondaire sont considérés comme parfaitement mélangés au niveau de la zone dite section de mélange dans laquelle le fluide est supersonique. Le fluide traverse la gorge de l'éjecteur à vitesse supersonique. Enfin, c'est au sein du diffuseur que l'écoulement va redevenir subsonique au travers d'un choc. Ainsi le diffuseur de l'éjecteur induit une augmentation de la pression du fluide et diminution de sa vitesse. Afin de déterminer l'efficacité de l'éjecteur il est intéressant de calculer le ratio d'entraînement ω . Ce ratio se définit comme le rapport entre le débit massique du fluide secondaire sur le débit massique du fluide primaire.

Afin de comprendre les phénomènes physiques mis en jeu dans les éjecteurs, plusieurs simulation CFD, monophasique, 2D axisymétrique d'éjecteur, considérant la vapeur d'eau (R718) comme un gaz parfait sont disponibles dans la littérature [6-8]. Ces auteurs ont comparé leurs résultats de simulation avec leurs propres résultats expérimentaux prenant la forme de mesure de ratio d'entraînement dans des éjecteurs. Lors des simulations, plusieurs modèles de turbulence ont été utilisés et testés et la modélisation de la vapeur d'eau comme un gaz parfait sans changements de phases permet d'obtenir des résultats dont la précision est perfectible. Enfin, à l'issue de ses simulation Al-Doori [8] trouve une pression critique inférieure à celle de ses mesures et émet l'hypothèse que l'absence de modélisation du phénomène de condensation est responsable de cette observation. Des simulations d'éjecteurs 2D axisymétriques avec changement de phase ont aussi effectuées. Ariafar & al et Mazzieli & al [9-10] ont effectué ces simulations avec le Wet-Steam model et le modèle de turbulence k- ω SST. Pour ces simulations, Mazzieli & al [10] ont implémenté des fonctions définies par l'utilisateur. Les résultats de ces simulations ont été comparés avec les données expérimentales issues des travaux de thèse d'Al-Doori [8]. Dans un premier temps Ariafar & al [9] ont montré que le modèle Wet-Steam permet une amélioration de la modélisation des phénomènes physiques en comparaison avec des simulations effectuées en gaz parfait monophasique. De plus Mazzieli & al. [10] ont montré que l'utilisation de fonctions définies par l'utilisateur (modèle de condensation, calcul des propriétés thermodynamiques) permet d'améliorer considérablement le niveau de précision des simulations. Cependant ces études ne traitent pas ou peu de la distribution de champ de température au sein de l'éjecteur. Mazzieli & al [10] ont exposé une température minimum simulée de 210K en sortie de la buse d'éjection du fluide primaire. Les chercheurs justifient alors ce résultat par le fait que la formation de glace n'est pas à exclure au sein d'un éjecteur. La formation de glace a d'ailleurs été constatée par Al-doori [8].

Pour des applications à des fins de production de froid, il peut être intéressant d'obtenir le meilleur modèle prédictif possible pour les champs de températures. Pour cette étude, un modèle de simulation Gaz parfait, le modèle Wet-Steam et un troisième modèle mis en place sont testés à l'aide du logiciel de simulation Ansys Fluent, et les champs de températures sont analysés. Cependant, il n'existe pas à la connaissance des auteurs de campagnes expérimentales avec relevé de température au sein d'un éjecteur. Ainsi seule une analyse physique des résultats thermodynamiques obtenus permet de juger les différents modèles.

2. Présentation des modèles

2.1. Modèle Gaz parfait

Le modèle de simulation Gaz parfait résout les équations (1), (2), (3) en considérant la vapeur d'eau comme un gaz parfait. Le modèle RANS k- ω SST est utilisé pour la modélisation de la turbulence.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(E + \frac{v^2}{2} \right) \right) + \nabla \left(\rho v \left(h + \frac{v^2}{2} \right) \right) = \nabla (K_{eff} \nabla T + \nabla \overline{\tau_{eff}} \vec{v}) \quad (3)$$

Dans ces équations, ρ est la densité de la vapeur d'eau, \vec{v} la vitesse du gaz, P la pression, τ le tenseur des contraintes visqueuses, E l'énergie totale, h l'enthalpie et $K_{eff} = (K_l + K_t)$ le coefficient de transfert thermique. Enfin, le système d'équation est fermé par la loi des gaz parfaits $\frac{P}{\rho} = rT$.

Avec r la constante des gaz parfait divisée par la masse molaire de l'eau. Deux simulations ont été effectuées avec ce modèle, l'une avec le solveur en densité et l'autre avec le solveur en pression.

2.2. Modèle Eulérien homogène combiné au modèle de Lee d'évaporation-condensation

Dans le cas d'un modèle Eulérien homogène, aussi appelé modèle à 1 fluide ou modèle de mélange, il est considéré un seul fluide de mélange constitué de la phase vapeur et de la phase liquide supposée dispersée de façon homogène. Les équations de Navier Stokes sont résolues pour un fluide unique appelé mélange donc les caractéristiques sont la vitesse $\vec{v}_m = \frac{\alpha_l \rho_l \vec{v}_l + \alpha_v \rho_v \vec{v}_v}{\rho_m}$, la masse volumique $\rho_m = \alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v$ et la viscosité $\eta_m = \alpha_l \eta_l + \alpha_v \eta_v$. Ces grandeurs permettent alors de résoudre les équations de Navier Stokes (4), (5) et (6).

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho_m \vec{v}_m}{\partial t} + \nabla (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla P + \nabla \left(\mu_m \left(\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T \right) \right) - \nabla (\alpha_l \rho_l \vec{v}_{dr,l} \vec{v}_{dr,l}) \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_l \rho_l E_l + \alpha_v \rho_v E_v) + \nabla (\alpha_l \vec{v}_l (\rho_l E_l + P) + \alpha_v \vec{v}_v (\rho_v E_v + P)) = \nabla (K_{eff} \nabla T_m + \nabla \overline{\tau_{eff,v}} \vec{v}_m) \quad (6)$$

Avec : $E_i = h_i - \frac{P}{\rho_i} + \frac{v_m^2}{2}$; $K_{eff} = \alpha_l (K_l + K_t) + \alpha_v (K_v + K_t)$ le coefficient de transfert thermique; $\vec{v}_{dr,l} = \vec{v}_l - \vec{v}_m$ la vitesse de dérive de la phase liquide. En plus de ces équations, Fluent résout aussi une équation qui permet de déterminer la fraction volumique de la phase liquide (7).

$$\frac{\partial \alpha_l \rho_l}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \vec{v}_m) = -\nabla (\alpha_l \rho_l \vec{v}_{dr,l}) + \dot{m}_{l \rightarrow v} - \dot{m}_{v \rightarrow l} \quad (7)$$

Enfin, il faut calculer la vitesse de dérive de la phase liquide. Elle est calculée à l'aide de la vitesse relative $\vec{v}_{r,lv} = \vec{v}_v - \vec{v}_l$ ainsi qu'à l'aide d'un calcul de la force de trainée appliquée sur la goutte. Il faut ensuite calculer les débits massiques d'évaporation $\dot{m}_{v \rightarrow l}$ et de condensation $\dot{m}_{l \rightarrow v}$ qui interviennent dans l'équation, (7). Pour cela Fluent propose une option qu'est le modèle de Lee d'évaporation et condensation [12]. Ce modèle consiste à faire un calcul direct des débits d'évaporation et de condensation à l'aide des formules (8) et (9).

Dans les mailles où $T_l > T_{sat}$:

$$\dot{m}_{l \rightarrow v} = C_1 \alpha_l \rho_l \frac{(T_l - T_{sat})}{T_{sat}} \quad (8)$$

Dans les mailles où $T_v < T_{sat}$:

$$\dot{m}_{v \rightarrow l} = C_2 \alpha_v \rho_v \frac{(T_{sat} - T_v)}{T_{sat}} \quad (9)$$

Avec C_1 et C_2 des coefficients à calibrer à l'aide de résultats expérimentaux ou d'autres simulations. Les valeurs recommandées pour ces coefficients se situent entre 0.1 et 1000 Hz. Cependant Il est possible d'utiliser des valeurs beaucoup plus élevées au risque d'obtenir une moins bonne convergence du calcul. Enfin des tables de valeurs pour les propriétés thermodynamiques des gaz et liquides ont été générés afin de fermer d'équations d'états. Ces tables RGP (Real Gaz Properties) sont générées à l'aide des polynômes NIST (National Institute of Standards and Technology) ainsi que la base de données REFPROP.

2.3. Le modèle Wet Steam

Le modèle Wet Steam de Fluent est un modèle de type Eulérien homogène. Il s'appuie dans un premier temps sur les équations (4) à (7). Ensuite, la partie changement de phase du modèle s'appuie sur la théorie de la nucléation pour le calcul des flux de condensation et d'évaporation.

Le modèle Wet Steam suppose que la vitesse de glissement entre les gouttes et la phase gazeuse est négligeable, tout comme les interactions entre les gouttes (coalescence et rupture). Le modèle suppose que le titre massique de liquide β demeure inférieur à 0,1 et que la taille des gouttes est très faible ce qui permet de négliger le volume de la phase liquide. De cette façon, le modèle comprend deux équations de transport, une pour le titre massique de liquide β (10) et une pour le nombre de gouttes par unité de volume n (11).

$$\frac{\partial \rho \beta}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \beta) = R \quad (10)$$

$$\frac{\partial \rho n}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v n) = \rho I \quad (11)$$

Cette fois ci la masse volumique du mélange se définit comme $\rho = \frac{\rho_v}{(1-\beta)}$. $R = \frac{4}{3} \pi \rho_l r_*^3 I$ est le taux de génération de masse en $kg/(m^3 \cdot s)$ dû à l'évaporation et à la condensation. $r_* = \frac{2\sigma}{\rho_l RT \ln\left(\frac{P}{P_{sat}(T)}\right)}$ est le rayon critique de Kelvin-Helmholtz tel que $r > r_*$ implique que la goutte va grossir et tel que $r < r_*$ implique que la goutte va s'évaporer. Enfin I est le taux de nucléation (nombre de nouvelles gouttes par unité de volume par seconde) calculé à l'aide de (12).

$$I = \frac{q_c}{(1 + \theta)} * \left(\frac{\rho_v^2}{\rho_l}\right) * \sqrt{\frac{2\sigma}{m_{molécule}^3 * \pi}} * \exp\left(-\left(\frac{4\pi r_*^2 \sigma}{3k_B T}\right)\right) \quad (12)$$

Avec : $m_{molécule}$ la masse d'une molécule, q_c un coefficient d'évaporation, k_B la constante de Boltzmann, $\theta = \frac{2(\gamma-1)}{\gamma+1} * \left(\frac{h_{lv}}{RT}\right) * \left(\frac{h_{lv}}{RT} - 0.5\right)$ un facteur de correction du caractère non isotherme du phénomène. Dans le cas du modèle Wet Steam, l'équation d'état est une équation de gaz réelle assez complexe spécialement trouvée pour résoudre les problèmes de vapeur humide. Cette loi ainsi que les propriétés thermodynamiques du fluide utilisées sont détaillés dans le guide théorique d'ANSYS Fluent.

3. Méthode

3.1. Géométrie de l'éjecteur

Comme mentionné précédemment, les résultats expérimentaux de Ruangtrakoon & al [11] sont utilisés pour évaluer les résultats de simulation. Ainsi les caractéristiques principales de la géométrie modélisée sont présentées dans le tableau 1.

	Chambre de mélange	Gorge de l'éjecteur	Diffuseur	Entrée du fluide secondaire	Buse du fluide primaire
Longueur (mm)	130	114	180	44	67
Diamètre maximal (mm)	24	19 (constant)	40	46.6	7.75

Tableau 1 : Caractéristiques de l'éjecteur modélisé [6]

Pour ce qui est de la buse d'entrée du fluide primaire, le fluide entre dans un tube de 7.5 mm de diamètre, puis passe dans un convergent dont le col est à 1.4 mm de diamètre avant de traverser un divergent dont l'angle d'ouverture est de 10°.

3.2. Maillage et conditions aux limites

Une fois la géométrie identifiée, elle a été reproduite à l'aide du logiciel Design modeler puis un maillage a été construit. Le maillage comporte 26000 mailles. Il a été vérifié avec un maillage deux fois plus raffiné que la précision du maillage n'impactait quasiment pas les résultats du calcul. Seule une moitié de la géométrie a été modélisée et une condition d'axi-symétrie est utilisée sur l'axe central de l'éjecteur. Le y^+ du maillage est compris entre 1 et 10 sur la paroi extérieure et entre 1 et 120 pour la paroi intérieure. Il est important d'associer les conditions limites aux différentes limites du maillage. Les conditions limites de l'écoulement sont les suivantes : une pression de 476160 Pa et une température de 150 °C sont imposées pour l'entrée du fluide primaire. Une pression de 1037 Pa et une température de 7.5 °C sont imposées pour l'entrée du fluide secondaire. Enfin, la pression en sortie est imposée à 3000 Pa. Les conditions de pression en entrée correspondent aux conditions de saturation de la vapeur d'eau associées aux températures.

4. Résultats et discussions

Afin de réaliser l'étude des résultats de simulation les champs de Pression, nombre de Mach, température et fraction massique ont été extraits le long de la ligne centrale de l'éjecteur.

4.1. Modèle monophasique

La pression, la température et le nombre de Mach relevés sur la ligne centrale de l'éjecteur et sont tracés sur la Figure 1. Il apparaît que la température évolue d'une façon similaire à la pression. La température atteint sa valeur maximale à l'entrée du fluide primaire et diminue par détente du fluide dans la gorge de l'éjecteur. La température minimale atteinte au sein de l'éjecteur est de -212 °C. De plus, la température atteint des valeurs bien en dessous de 0 sur une grande proportion, de l'éjecteur. Bien que des valeurs négatives de températures soient réalistes, des valeurs aussi proches du zéro absolu ne le sont pas et prouvent que le modèle n'est

pas réaliste. Ce modèle qui ne prend en compte la condensation observée expérimentalement est donc grandement limité.

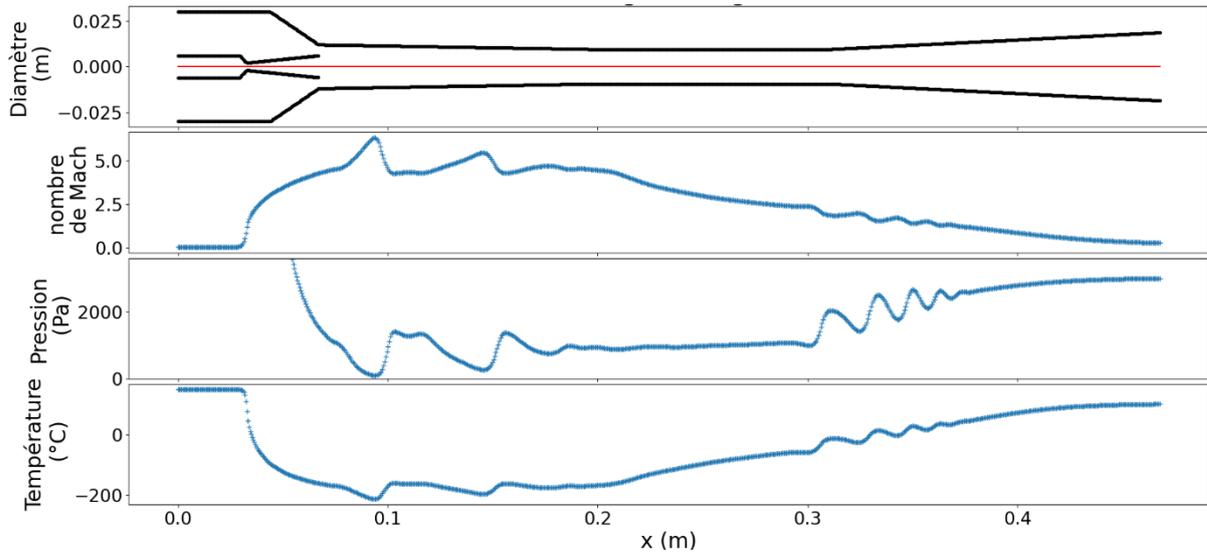


Figure 1 : Résultats de simulation avec le modèle monophasique, gaz parfait, solveur en densité

4.2. Modèle Wet-Steam

La Figure 2 présente les champs de pression, nombre de Mach, température et fraction massique de liquide le long de l'éjecteur sur la ligne rouge.

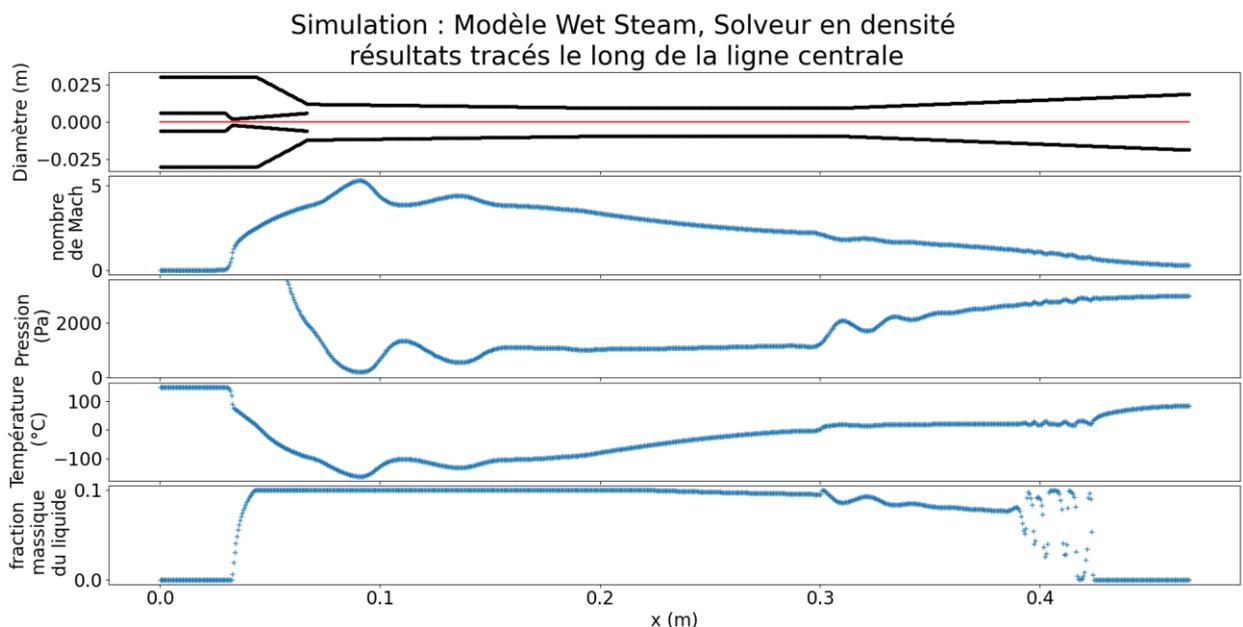


Figure 2 : résultats de la simulation effectuée avec le modèle Wet-Steam, solveur en densité

Il apparaît sur la Figure 2 que les variations de températures sont encore une fois très liées aux variations de pression au sein de l'éjecteur. La température minimale est cette fois de -163 °C . Cette valeur est plus élevée que la valeur minimale atteinte sur la simulation en gaz parfait mais elle demeure bien en dessous de 0 °C . Les températures calculées au sein de l'éjecteur sont donc meilleures que dans la simulation monophasique mais toujours pas cohérentes physiquement. L'analyse du champ de fraction massique de liquide permet de donner une première explication sur les raisons de l'échec du modèle Wet-Steam. Il apparaît

que la fraction massique de liquide est d'abord nulle dans la buse du fluide primaire puis croit brutalement au niveau du col de la tuyère. En aval du col, la limite de fraction massique en liquide de 0.1 est atteinte sur de nombreuses mailles. Enfin, la fraction massique en eau liquide finit par osciller puis décroître dans le divergent de l'éjecteur. Le fait que la fraction massique atteigne la limite de 0.1 indique que la condensation est limitée lors de l'utilisation du modèle. Une condensation limitée induit que la chaleur latente libérée lors de la condensation est sous-estimée lors du calcul, expliquant ainsi les faibles températures calculées.

4.3. Modèle Eulérien Homogène

La Figure 3 présente les champs de pression, nombre de Mach, température et fraction massique de liquide le long de l'éjecteur sur la ligne rouge.

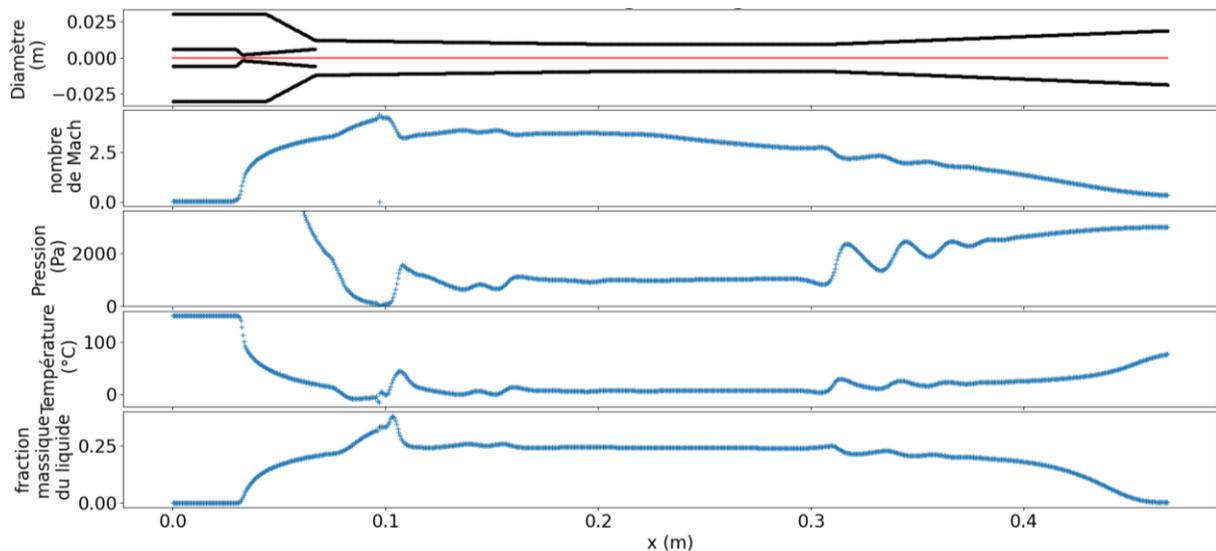


Figure 3 : résultats obtenus avec le modèle eulérien homogène, solveur en pression

Tout comme pour les deux simulations précédentes, il apparaît sur la Figure 3 que les variations de pression sont toujours très liées sur le calcul du champ de température. La température minimale atteinte est de -14 °C ce qui est une valeur beaucoup plus vraisemblable comparée aux résultats des autres modèles. En effet, bien que cette valeur soit négative, la présence d'un potentiel phénomène de solidification de l'eau liquide n'est pas à exclure. Ainsi l'absence de modélisation de solidification et fusion dans le calcul peut expliquer la température minimum de -14 °C . L'analyse du champ de fraction massique d'eau liquide permet d'expliquer ce meilleur résultat. Ici la fraction massique de liquide croît à partir du col de la tuyère jusqu'à atteindre une valeur maximale de 0.37 au sein de la chambre de mélange. La fraction massique stagne alors à une valeur d'environ 0.25 jusqu'au divergent de l'éjecteur où elle va décroître jusqu'à atteindre une valeur quasiment nulle en sortie. Ainsi, l'absence de limite sur la condensation de la vapeur d'eau au sein du calcul est ce qui a permis au calcul d'atteindre des valeurs de température vraisemblables.

Conclusion

Trois modèles d'écoulements différents ont été testés afin de simuler l'écoulement de vapeur d'eau au sein d'un éjecteur conçu pour un cycle de production de froid. Les résultats ont été physiquement analysés. Le premier des trois modèles est un modèle monophasique qui ne prend pas en compte les changements de phases. Ce modèle n'a pas donné de résultats physiquement cohérent d'un point de vue thermodynamique. Le second modèle est le modèle Wet-Steam. Ce

modèle prend en compte les phénomènes de changement de phase liquide vapeur jusqu'à une certaine limite de fraction massique de liquide. Cette limite ayant besoin d'être dépassée, les résultats n'étaient toujours pas cohérents d'un point de vue thermodynamique. Enfin, le dernier modèle est un modèle Eulérien homogène couplé au modèle de Lee d'évaporation et de condensation ainsi qu'à des tables RGP pour les calculs de propriétés thermodynamiques. Il est apparu que ce modèle a donné des résultats thermodynamiques vraisemblables.

Références

- [1] Voeltzel V., Phan H.T., Blondel Q., Gonzalez B. and Tauveron N., **2020**, Steady and dynamical analysis of a combined cooling and power cycle, *Thermal Science and Engineering Progress* 19, 100650. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100650>
- [2] Godefroy A., Perier-Muzet M., Mazet N., **2019**, Thermodynamic analyses on hybrid sorption cycles for low-grade heat storage and cogeneration of power and refrigeration, *Applied Energy* 255 113751. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113751>
- [3] Elbel S., Lawrence N., **2016**, Review of recent developments in advanced ejector technology, *International Journal of Refrigeration* 62 1–18. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031>
- [4] Meunier F. and Neveu P., **2018**, Convertisseurs thermiques - Machines frigorifiques. Pompes à chaleur. Thermotransformateurs, *Froid industriel*. <https://doi.org/10.51257/a-v2-be9734>
- [5] Braccio S., Guillou N., Le Pierrès N., Tauveron N. and Phan H.T., **2023**, Mass-Flowrate-Maximization Thermodynamic Model and Simulation of Supersonic Real-Gas Ejectors Used in Refrigeration Systems, *Thermal Science and Engineering Progress* 37 : 101615. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101615>
- [6] Ruangtrakoon N., Thongtip T., Aphornratana S. and Sriveerakul T., **2013**, CFD Simulation on the Effect of Primary Nozzle Geometries for a Steam Ejector in Refrigeration Cycle, *International Journal of Thermal Sciences* 63: 133 45. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.07.009>
- [7] Bumrunghthaichaichan E., Ruangtrakoon N., and Thongtip T., **2022**, Performance Investigation for CRMC and CPM Ejectors Applied in Refrigeration under Equivalent Ejector Geometry by CFD Simulation, *Energy Reports* 8: 12598 617. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.09.042>
- [8] Al-Doori G., **2013**, Investigation of Refrigeration System Steam Ejector Performance Through Experiments and Computational Simulations, Phd Thesis, University of Queensland.
- [9] Ariaifar K., Buttsworth D., Al-Doori G. and Malpress R., **2015**, Effect of Mixing on the Performance of Wet Steam Ejectors, *Energy* 93: 2030 41. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.082>
- [10] Mazzelli F., Giacomelli F. and Milazzo A., **2018**, CFD Modeling of Condensing Steam Ejectors: Comparison with an Experimental Test-Case, *International Journal of Thermal Sciences* 127. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.01.012>
- [11] Ruangtrakoon N., Aphornratana S. and Sriveerakul T., **2011**, Experimental Studies of a Steam Jet Refrigeration Cycle: Effect of the Primary Nozzle Geometries to System Performance, *Experimental Thermal and Fluid Science* 35: 676 83. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.01.001>
- [12] Lee W.H., **1979**, A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Modeling, *Technical Report LA-UR 79-975*. Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, New Mexico.

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude au Commissariat à l'Énergie Atomique et aux énergies alternatives pour leur support financier à cette étude.