

Modélisation numérique d'un générateur à plaques et films tombants pour machine à absorption NH₃ / H₂O

Numerical modeling of a falling film plate generator for NH₃ / H₂O absorption machine

M. Wirtz^{1, 2,*}, H.T. Phan¹, B. Stutz², F. Boudehenn¹

¹ Univ. Grenoble Alpes, CEA, LITEN, DTBH. F-38000 Grenoble, France

² LOCIE, Univ. Savoie Mont Blanc, CNRS UMR5271, Savoie Technolac, 73376 Le Bourget Du Lac France

* Auteur correspondant : mathilde.wirtz@cea.fr

Résumé – La production de froid dans une machine à absorption NH₃/H₂O nécessite l'utilisation d'un rectifieur en sortie du générateur afin d'éliminer les traces d'eau dans la vapeur d'ammoniac produite. La quantité d'eau à éliminer dépend de la typologie du désorbeur utilisé, de ses dimensions et de son mode de fonctionnement. Le travail numérique présenté décrit les influences du mode de fonctionnement et de différents paramètres géométriques sur les performances de générateurs à plaques et films ruisselants permettant d'orienter le design du composant. Le modèle numérique utilisé décrit les transferts de masse et de chaleur au sein de l'échangeur au travers de corrélations de la littérature, de l'utilisation d'équations de bilan et d'équations d'équilibre à l'interface.

Mots-clés : Générateur ; Machines à absorption ; Modélisation numérique

Abstract –

The cold production in a NH₃/H₂O absorption machine requires the use of a rectifier at the generator outlet to remove traces of water in the ammonia vapor produced. The quantity of water to be removed depends on the type of the used desorber, its dimensions and its operating mode. The numerical work presented describes the influences of the operating mode and of various geometrical parameters on the performance of falling film plates generators in order to orient the design of the component. The numerical model describes the heat and mass transfers within the heat exchanger through correlations from the literature, the use of balance equations and equilibrium equations at the interface.

Keywords : Generator ; Absorption machine ; Numerical modeling

Nomenclature

| | | | | | |
|-----------------------|------------------------------------|---------------------------------------|-----------------------|-------------------------------------|-----|
| <i>C_p</i> | Capacité calorifique | [J.kg ⁻¹ K ⁻¹] | <i>z</i> | Fraction de flux massique | [-] |
| <i>dA_i</i> | Surface d'échange | [m ²] | <i>Indices</i> | | |
| <i>dM</i> | Flux massique transféré | [kg.s ⁻¹] | <i>1</i> | État initial | |
| <i>H</i> | Enthalpie | [J.kg ⁻¹] | <i>2</i> | État après transferts | |
| <i>h</i> | Coefficient de transfert thermique | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | <i>H₂O</i> | Eau | |
| <i>k</i> | Coefficient de transfert de masse | [m.s ⁻¹] | <i>NH₃</i> | Ammoniac | |
| <i>Q</i> | Chaleur | [W] | <i>L</i> | Liquide | |
| <i>T</i> | Température | [K] | <i>V</i> | Vapeur | |
| <i>U</i> | Coefficient de transfert thermique | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | <i>in</i> | Entrée du segment (<i>inlet</i>) | |
| <i>x</i> | Fraction liquide | [-] | <i>out</i> | Sortie du segment (<i>outlet</i>) | |
| <i>y</i> | Fraction vapeur | [-] | <i>parti</i> | Partiel | |
| <i>ṁ</i> | Débit massique | [kg/s] | | | |

1. Introduction

Les machines à absorption présentent un intérêt pour la production de froid par rapport aux machines à compression traditionnelles lorsque l'on a accès à des sources de chaleur abondantes et gratuites, à moyenne température (20°C – 30°C) pour le refroidissement, et à haute température (70°C - 180°C) pour le chauffage. Les réseaux de chaleur solaire ou la valorisation des énergies fatales (usines d'incinération) ainsi que le transport maritime font partie de ces situations. Deux couples de fluides sont principalement mis en œuvre dans les machines à absorption : le couple H₂O/LiBr et le couple NH₃/H₂O. Le couple NH₃/H₂O présente l'avantage de s'accompagner de conditions de fonctionnement à haute pression favorables aux transferts et à la compacité des systèmes. Ces machines nécessitent cependant l'utilisation d'un rectifieur en sortie du générateur afin d'éliminer les traces d'eau dans la vapeur d'ammoniac produite. La quantité d'eau à éliminer dépend de la typologie du désorbeur utilisé, de ses dimensions et de son mode de fonctionnement. Deux principaux systèmes de générateurs de vapeur d'ammoniac sont abordés dans la littérature. Les bouilleurs, et les échangeurs à films ruisselants (à plaques ou tubes).

Les générateurs de vapeur les plus courants sont de type bouilleur (ou évaporateur noyé). Moins complexes que les générateurs à films ruisselants, ils génèrent cependant des fractions d'eau plus importantes en sortie. Ils nécessitent donc d'être combinés à un système de purification de vapeur efficace afin d'en éliminer les traces d'eau superflues. Plusieurs procédés peuvent ainsi être ajoutés afin d'épurer la vapeur, comme les colonnes à distiller. Staedter et Garimella [1] ont montré que la distillation adiabatique correspond à une conception optimale pour les phases de génération et de rectification, avec la température de la source chaude comme variable critique de modélisation et contrôle. Ils ont construit une colonne pour les systèmes de petite capacité [2], et ont proposé des conceptions compactes compatibles avec les machines à absorption [3–4]. Golden [5] propose un modèle de colonne combinant de l'ébullition à des films tombants.

Les générateurs à films tombants permettent de limiter la fraction d'eau présente dans la vapeur produite, en tirant partie de l'évolution des conditions d'équilibre de la solution le long de l'échangeur. Les films ruisselants sont préférentiellement mis en œuvre dans des échangeurs de chaleur à plaques (ECP), compte tenu de leur rendement thermique élevé, leur flexibilité, leur facilité d'entretien et leur coût réduit [6]. Les dimensions géométriques des échangeurs doivent être ajustées pour atteindre les efficacités désirées [7]. La génération de vapeur peut se faire selon différents modes de chauffage (écoulement du fluide caloporteur à co ou contre courant du film ruisselant) mais également de circulation de la vapeur : soit à co-courant (lorsque la solution et la vapeur s'écoulent gravitairement), ou à contre-courant (lorsque la vapeur générée remonte le long de la solution depuis le bas de l'échangeur). Determan et Garimella [9] ont montré que dans les micro-échangeurs NH₃/H₂O, la configuration contre-courant a une meilleure efficacité que celle à co-courant. En effet, la vapeur générée est refroidie par ses interactions avec le film liquide lorsqu'elle monte le long du générateur, et permet une réabsorption partielle d'eau.

La présente étude porte sur l'évolution des performances de générateurs à plaques et films ruisselants pour machines à absorption NH₃/H₂O compactes et de moyenne capacité (environ 10 kW froid) en fonction de leur mode d'utilisation et de leur géométrie (rapport d'aspect). Pour ce faire, un modèle numérique a été développé, permettant l'étude des transferts de masse et de chaleur au travers de corrélations de la littérature, de l'utilisation d'équations de bilan et d'équations d'équilibre à l'interface entre le film tombant et l'écoulement de vapeur.

2. Description de la méthode numérique associée

Le modèle 1D développé est basé sur les travaux de Triché [10], qui décrivent les transferts de chaleur et de masse en présence d'absorbants à plaques et films tombants, fonctionnant par écoulement de solution et de vapeur à co-courant. Le générateur modélisé est composé de plaques entre lesquelles circulent alternativement le fluide caloporteur et la solution d'ammoniac conjointe à la vapeur produite. La solution entre par le haut et s'écoule vers le bas sous l'effet de la gravité. Le chauffage est à contre-courant (le fluide caloporteur entre par le bas et s'écoule vers le haut). Deux modes de circulation de la vapeur vis-à-vis du film peuvent être étudiés : le mode co-courant et le mode contre-courant. L'échangeur est discrétisé selon sa hauteur. Des bilans de masse, d'espèces et d'enthalpie sont résolus pour chacun des fluides (fluide caloporteur, solution ammoniac-eau et vapeur) sur les différentes mailles. Les transferts de chaleur et de masse sont décrits par des corrélations de la littérature. Les conditions thermodynamiques à l'interface (température et concentration côté liquide et vapeur) sont déterminées de sorte à vérifier les conditions d'équilibre.

Les hypothèses suivantes sont formulées :

- Écoulement stationnaire ;
- Pertes de charge négligeables (pression constante) ;
- Régime d'écoulement du film : laminaire lisse ;
- Plaques intégralement mouillées (pas de zones sèches) ;
- Pertes thermiques négligeables ;
- Répartition uniforme du liquide entre les plaques et selon leur largeur.

La Figure 1 représente l'échangeur discrétisé et le détail d'un segment de l'échangeur avec les transferts de masse et de chaleur associés, développés par la suite.

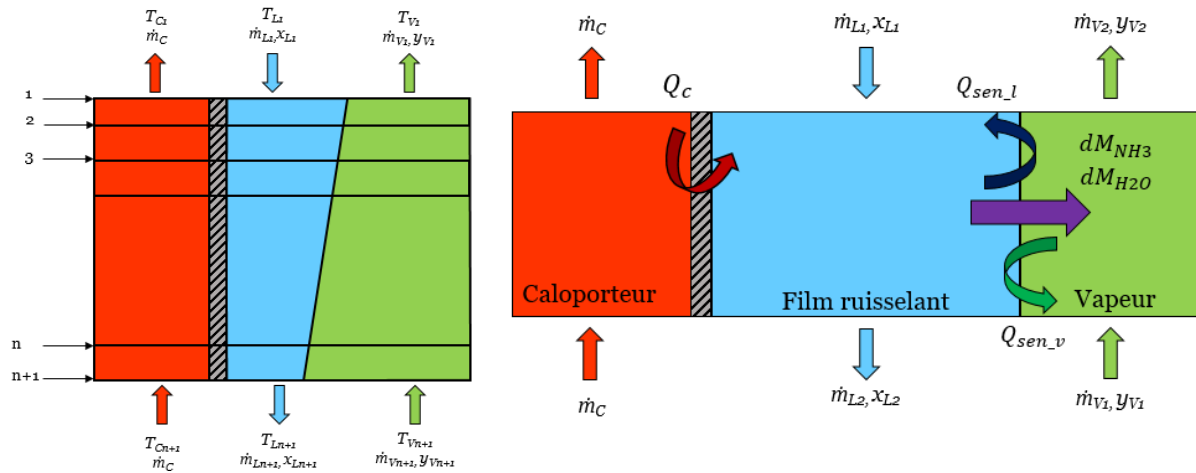


Figure 1 : Représentation du générateur et des échanges de masse et de chaleur dans un segment

Le processus de désorption a lieu à l'interface liquide-vapeur. Les équations 1 à 4 décrivent les bilans de masses et d'espèces au sein de la solution et de l'écoulement vapeur.

$$\dot{m}_{L,1} - dM_{NH_3} - dM_{H_2O} = \dot{m}_{L,2} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{V,1} + dM_{NH_3} + dM_{H_2O} = \dot{m}_{V,2} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{L,1} \cdot x_{L,1} - dM_{NH_3} = \dot{m}_{L,2} \cdot x_{L,2} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{V,1} \cdot y_{V,1} + dM_{NH_3} = \dot{m}_{V,2} \cdot y_{V,2} \quad (4)$$

Avec dM_{NH_3} et dM_{H_2O} les flux massiques d'ammoniac et d'eau désorbés à l'interface entre le film ruisselant et la vapeur.

Les transferts de masse et de chaleur au sein des fluides (fluide caloporteur, film ruisselant et écoulement vapeur) sont décrits au moyen de coefficients de transfert (issus de corrélations de la littérature [11]). L'équation 5 décrit le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et la solution.

$$Q_C = dA_i \cdot U \cdot (T_{C,1} - T_{L,1}) \quad (5)$$

Avec U le coefficient de transfert global entre le fluide caloporteur et le film ruisselant, prenant en compte la résistance thermique due à la convection dans le fluide caloporteur et dans la solution concentrée, ainsi que la résistance thermique due à la conduction dans les plaques.

Les transferts de masse et de chaleur entre le film et l'interface sont décrits par les équations 6 et 7.

$$Q_{sen_L} = h_L \cdot dA_i \cdot (T_i - T_L) \quad (6)$$

$$dM_{NH_3} + dM_{H_2O} = k_L \cdot \rho_L \cdot dA_i \cdot \ln\left(\frac{z-x}{z-x_i}\right) \quad (7)$$

Les transferts de masse et de chaleur entre l'écoulement de vapeur et l'interface sont décrits par les équations 8 et 9.

$$dM_{NH_3} + dM_{H_2O} = k_V \cdot \rho_V \cdot dA_i \cdot \ln\left(\frac{z-y_i}{z-y}\right) \quad (8)$$

$$Q_{sen_V} = h_V \cdot dA_i \cdot (T_i - T_V) \quad (9)$$

Avec $z = \left(\frac{dM_{NH_3}}{dM_{NH_3} + dM_{H_2O}}\right)$ la fraction de flux d'ammoniac dans le flux désorbé à l'interface.

Le bilan d'enthalpie au niveau du fluide caloporteur est donné par l'équation 10:

$$\dot{m}_{C,1} \cdot H_{C,1} - \dot{m}_{C,2} \cdot H_{C,2} - Q_C = 0 \quad (10)$$

Les bilans d'enthalpie au niveau du film liquide et de l'écoulement vapeur sont donnés par les équations 11 et 12:

$$Q_{sen_L} + Q_C + \dot{m}_{L,1} \cdot H_{L,1} - \dot{m}_{L,2} \cdot H_{L,2} - dM m_{NH_3} \cdot H_{L,NH_3,parti} - dM m_{H_2O} \cdot H_{L,H_2O,parti} = 0 \quad (11)$$

$$Q_{sen_V} + \dot{m}_{V,1} \cdot H_{V,1} - \dot{m}_{V,2} \cdot H_{V,2} + dM m_{NH_3} \cdot H_{V,NH_3,i} + dM m_{H_2O} \cdot H_{V,H_2O,i} = 0 \quad (12)$$

Où $H_{L,NH_3,parti}$ et $H_{L,H_2O,parti}$ sont les enthalpies molaires liquides partielles pour l'ammoniac et l'eau à l'interface, et $H_{V,NH_3,i}$ et $H_{V,H_2O,i}$ sont les enthalpies vapeur partielles à l'interface, (considérées égales aux enthalpies de vapeur pures).

Les propriétés thermodynamiques de l'ammoniac, de l'eau et du mélange sont calculées grâce à l'énergie libre de Gibbs [12]. Le modèle numérique est développé sous le logiciel Scilab. Le générateur est discrétisé en $n_e = 100$ segments, permettant des calculs rapides et un bon niveau de précision.

3. Modèles numériques

3.1. Conditions de fonctionnement

Le tableau suivant reprend les données géométriques nominales du désorbeur modélisé, qui ont été choisies pour une puissance thermique échangée d'environ 1kW par plaque (la puissance globale du désorbeur étant fonction du nombre de plaques).

| | |
|-----------------------|-----------|
| Longueur des plaques | 0.32 [m] |
| Largeur des plaques | 0.150 [m] |
| Épaisseur des plaques | 0.006 [m] |

Tableau 1 : Données géométriques du désorbeur modélisé

3.2. Comparaison des résultats en co-courant et en contre-courant

L'influence du mode de fonctionnement de l'échangeur avec une circulation de la vapeur à co-courant ou à contre-courant de la solution est étudiée dans un premier temps. Les figures 2 et 3 comparent respectivement les évolutions des températures et des concentrations des différents fluides le long de l'échangeur pour ces deux modes de fonctionnement. Le haut du générateur correspond à l'abscisse 0 m et le bas du générateur à l'abscisse 0.32 m.

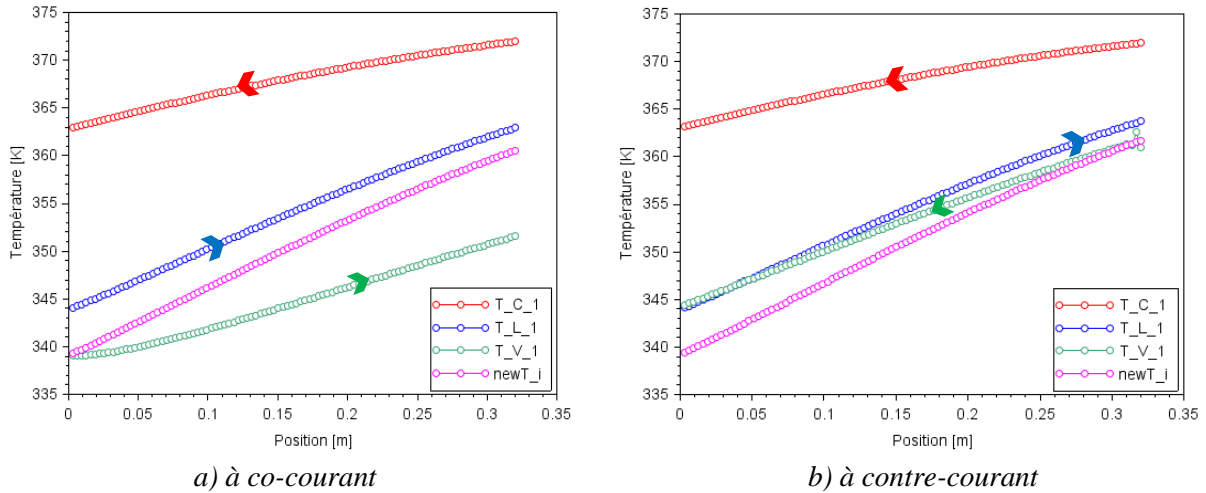


Figure 2 : Évolution des températures en écoulement de vapeur

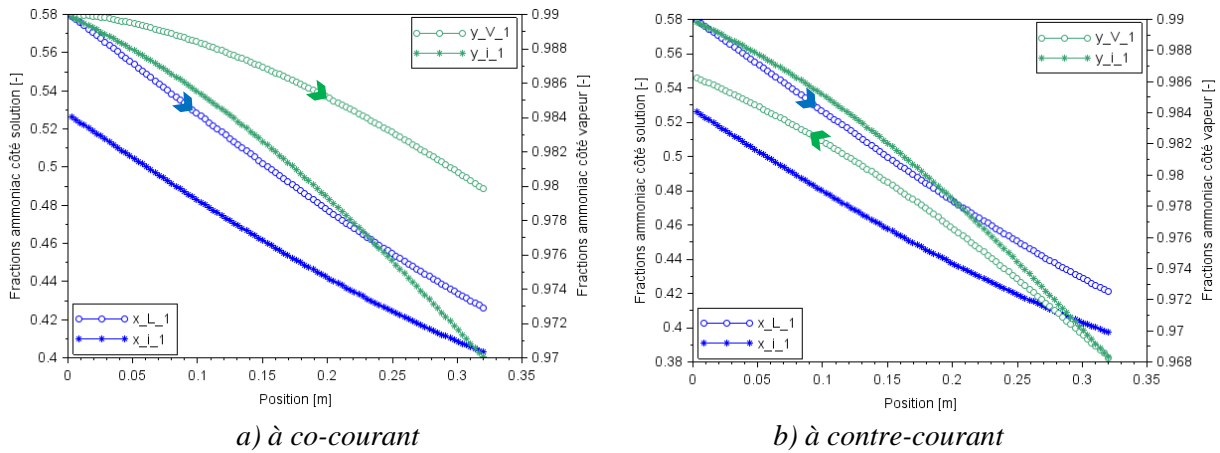


Figure 3 : Évolution des fractions d'ammoniac en écoulement de vapeur

Le fluide caloporteur cède de sa chaleur à la solution tout au long de l'échangeur, conduisant à une diminution régulière de sa température TC . Le film de solution est chauffé par le fluide caloporteur au niveau de la paroi, et refroidi par évaporation au niveau de son interface, d'où une température TL comprise entre TC et Ti . Le coefficient de transfert entre l'interface et le film de solution étant plus élevé que le coefficient de transfert entre le fluide caloporteur et le film de solution (présence de la résistance de convection du fluide caloporteur et de la conduction au travers de la paroi), la température du film est naturellement plus proche de Ti que de TC . Le débit de vapeur est nul respectivement en haut et en bas de l'échangeur pour les configurations d'écoulement à co et contre-courant. Pour ces positions, la température de vapeur correspond alors à la température de l'interface Ti . Pour une position donnée de l'échangeur, la température de la vapeur le long de son parcours dépend de la température de

l'interface où elle est générée et de la température de la vapeur produite en amont avec laquelle elle se mélange. Ceci explique l'augmentation de la température de la vapeur de haut en bas de l'échangeur tout en restant inférieure à la température d'interface T_i en mode co-courant, et la diminution de la température de la vapeur de bas en haut tout en restant supérieure à la température d'interface T_i en mode contre-courant.

Compte tenu des conditions thermodynamiques, la vapeur générée à l'interface est essentiellement composée d'ammoniac. De ce fait, que ce soit en configuration d'écoulement co ou contre-courant, la fraction d'ammoniac au sein du film x_L , ainsi que celle à l'interface x_i diminuent le long de l'échangeur de par le processus de désorption. Pour les mêmes raisons que celle évoquées précédemment, la concentration de la vapeur y_V correspond respectivement en haut et en bas de l'échangeur pour les configurations d'écoulement à co et contre-courant à la concentration d'équilibre à l'interface coté vapeur y_i . De-même, pour une position donnée de l'échangeur, la concentration de la vapeur le long de son parcours dépend de la concentration à l'interface où elle est générée et de la concentration de la vapeur produite en amont, avec laquelle elle se mélange. La concentration de la vapeur diminue ainsi de haut en bas de l'échangeur tout en restant supérieure à la concentration à l'interface y_i en mode co-courant, et augmente de bas en haut tout en restant inférieure à la concentration d'interface y_i en mode contre-courant (la vapeur se purifie en remontant le long du générateur). La vapeur générée à la sortie du générateur en configuration contre-courant apparait ainsi plus pure en ammoniac qu'en co-courant. Cependant, d'un point de vue du débit de vapeur généré, la configuration à co-courant permet une plus importante génération de vapeur qu'en contre-courant.

3.3. Comparaison des résultats avec un générateur-bouilleur

Les résultats du modèle sont comparés à des résultats expérimentaux obtenus pour les mêmes conditions de fonctionnement en entrée, avec un générateur à plaques noyées fonctionnant en régime d'ébullition (Tableau 2). La vapeur générée est séparée du liquide saturé en sortie via une bouteille de séparation avant d'être envoyée vers le rectifieur. Pour permettre la comparaison des résultats, les débits massiques de vapeur générée en sortie du générateur prédits par le modèle numérique sont ramenés à la même valeur de débit de vapeur en sortie que le générateur bouilleur en jouant sur le nombre et la largeur des plaques. On obtient les résultats suivants concernant la puissance, la surface d'échange et la fraction d'ammoniac pour chaque type d'échangeur :

| | Débit de vapeur en sortie du générateur [kg/s] | Fraction d'ammoniac côté vapeur en sortie du générateur [-] | Puissance au fluide caloporteur [kW] | Surface d'échange [m ²] |
|---------------------------|--|---|--|---|
| Film à co-courant | 0.0057 | 0.980 | 5.44 | 0.36 |
| Film à contre- courant | 0.0057 | 0.986 | 8.87 | 0.21 |
| Générateur noyé | 0.0057 | 0.961 | 11.51 | 0.20 |

Tableau 2 : Comparaison des performances du générateur

On observe que pour un même débit de vapeur d'ammoniac générée, l'échangeur bouilleur est un système plus compact que les échangeurs à plaques et films ruisselants. Cependant il doit être couplé à un séparateur pour séparer les phases liquide et vapeur en sortie. Par ailleurs, la qualité de la vapeur produite en sortie étant de faible qualité, il est également nécessaire de l'associer à un système de rectification de forte puissance. L'échangeur à film ruisselant fonctionnant à co-courant nécessite une même surface d'échange que l'échangeur bouilleur

sans la contrainte d'un ajout de bouteille de séparation. L'échangeur à film ruisselant fonctionnant à contre-courant nécessite une surface d'échange plus importante que les deux autres échangeurs mais produit une vapeur avec une fraction d'ammoniac plus importante, permettant de réduire la taille du rectifieur et l'énergie perdue au niveau de cet élément. A même débit de vapeur produite en sortie générateur, l'échangeur à contre-courant semble plus performant. Cependant, si l'on étudie la puissance thermique nécessaire pour produire la même quantité de vapeur purifiée en sortie du rectifieur, les deux configurations d'échangeurs à films ruisselants deviennent très comparables.

3.4. Étude paramétrique sur la géométrie du désorbeur

Contrairement à l'étude des échangeurs à plaques classiques, lorsqu'on étudie les procédés d'absorption/désorption, on se place dans une configuration où les pertes de charges sont négligeables et les enjeux se situent au niveau des transferts de masse et de chaleur entre le film liquide et la vapeur générée. L'influence de la géométrie du désorbeur sur la production de vapeur d'ammoniac et sur l'efficacité du générateur est présentée dans ce paragraphe. Deux paramètres principaux impactent la performance des échangeurs à films ruisselants : le débit par unité de largeur (qui impacte l'épaisseur de film ruisselant et donc la résistance aux transferts) et la longueur des plaques (qui impacte le temps de résidence du fluide). Afin de rendre les comparaisons cohérentes, il a été décidé de réaliser cette étude en gardant la surface d'échange et la largeur de plaques constantes (respectivement égales à 0.72 m² et 0.15m).

| Nombre de plaques | 2 | 5 | 10 | 15 | 20 | 30 |
|-------------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|
| Hauteur des plaques [m] | 2.4 | 0.96 | 0.48 | 0.32 | 0.24 | 0.16 |
| Rapport d'aspect | 8 | 1.280 | 0.320 | 0.142 | 0.080 | 0.036 |

Tableau 3 : Paramètres géométriques variables du générateur

Ce faisant, l'étude paramétrique peut être représentée au moyen du rapport d'aspect R :

$$R = \frac{\text{Hauteur des plaques}}{\text{Nombre de plaques} \cdot \text{largeur des plaques}}$$

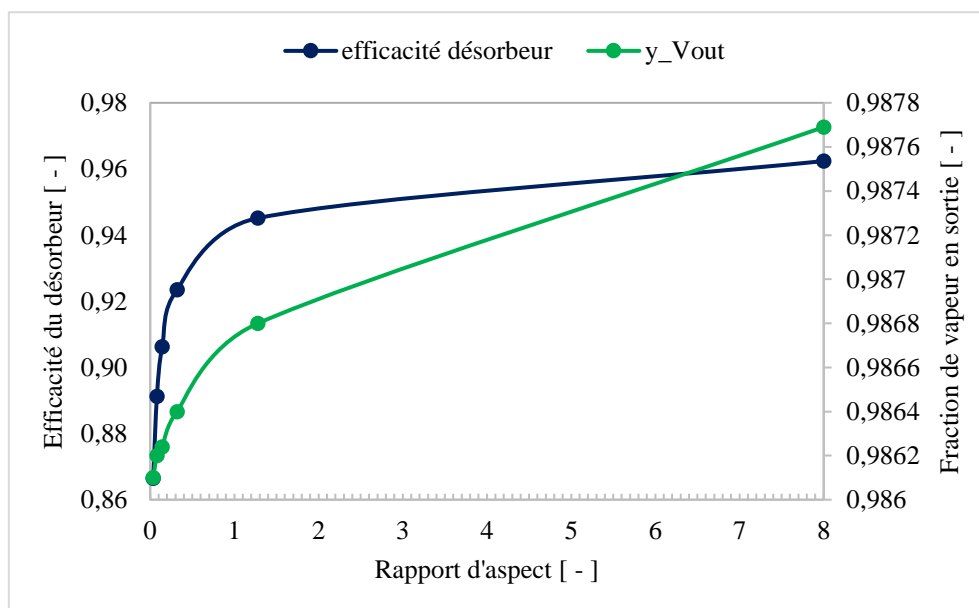


Figure 4 : Évolution de l'efficacité et de la fraction de vapeur en sortie du générateur selon le rapport d'aspect

Les résultats montrent que l'efficacité du désorbeur et la qualité de la vapeur d'ammoniac générée augmentent avec l'accroissement du rapport d'aspect. A surface égale, il est donc préférable d'avoir des échangeurs de grande longueur (Figure 4). Les évolutions de l'efficacité et de la qualité de l'ammoniac avec le rapport d'aspect sont particulièrement élevées pour des rapports d'aspects inférieurs à 1.

4. Conclusion

Les performances de générateurs à plaques et films ruisselants pour machines à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ont été étudiées à l'aide d'un modèle numérique. Ce type de générateurs apparaît plus performant que les générateurs bouilleurs. Cette solution semble d'autant plus avantageuse qu'elle ne nécessite pas de bouteilles de séparation, et requiert une rectification moins importante.

La configuration où la vapeur s'écoule à contre-courant du film ruisselant s'avère être plus efficace en terme de qualité de vapeur produite, en comparaison de la configuration d'écoulement à co-courant. A surfaces d'échanges égales, il est préférable de privilégier des échangeurs à fort rapport d'aspect.

Références

- [1] M. A. Staedter, S. Garimella "Thermodynamic considerations for optimal thermal compressor design", *Int. Journal of Refrigeration*, 91(2018) 28-38
- [2] M. A. Staedter, S. Garimella "Direct-coupled desorption for small capacity ammonia-water absorption systems", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 127 (2018) 196-205
- [3] M. A. Staedter, S. Garimella "Heat and mass transfer in microscale diabatic distillation columns for ammonia-water desorption and rectification", *Int. Journal of Refrigeration*, 95 (2018) 10-20
- [4] M. A. Staedter, S. Garimella "Design and modeling of a microscale diabatic distillation column for small capacity ammonia-water absorption systems", *Int Journal of Refrigeration*, 94 (2018) 161-173
- [5] J. H. Golden "Ammonia-water desorption in flooded columns", *Georgia Institute of Technology*, 2012.
- [6] T. M. Abou Elmaaty, A. E. Kabeel, M. Mahgoub "Corrugated plate heat exchanger review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70 (2017) 852-860
- [7] Hessami Ma. "Surface temperature and heat transfer measurements in cross corrugated plate heat exchangers", *Iran J Sci Technol*; 24-3 (2000) 283-97
- [9] M. D. Determan, S. Garimella "Ammonia-water desorption heat and mass transfer in microchannel devices", *Int. Journal of Refrigeration*, 34 (2011) 1197-1208
- [10] D. Triché "Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur d'une machine à absorption ammoniac-eau", *Université de Grenoble Alpes*, 2016.
- [11] N.Goel, D.Y.Goswami "Analysis of a counter-current vapor flow absorber", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 1283-1292
- [12] F.Xu, Y.Goswami "Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications", *Energy* 24 (1999) 525-536

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude au Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energie Alternatives (CEA) qui a supporté ces travaux.