

Étude d'un évaporateur à film ruisselant sur un faisceau de tubes horizontaux pour le dessalement de l'eau

Karim Bourouni, Roger Martin, Lounes Tadrict, Hamedane Tadrict

Laboratoire de l'Institut universitaire des systèmes thermiques industriels (Iusti), UMR 65.95, université de Provence, Technopole de Château-Gombert, 5, rue Enrico-Fermi, 13453 Marseille cedex 13, France

(Reçu le 8 mars 1998, accepté le 5 janvier 1999)

Abridged English version at the end of the text

Abstract — An investigation of horizontal-tubes falling-film evaporator for water desalination. In this study, an experimental investigation was conducted with a desalination plant using the aero-évapo-condensation process. The present unit consists in a falling film evaporator and condenser, made of polypropylene. It was designed to work at low temperatures (70–90 °C) and especially to use geothermal energy. The influence of the different thermal and hydrodynamic parameters on the unit performance was investigated. The results showed that the performance of the unit increases with inlet hot water and air temperatures. On the other hand, it was observed that the performance of the unit decreases when the air velocity and hot liquid flow rate increase. A critical film Reynolds number, corresponding to the film breakdown was determined. At this value of the Reynolds number, a maximum amount of evaporated water was obtained (2.5 m³·day⁻¹). In this investigation, the process is very interesting when the geothermal energy is used. © Elsevier, Paris.

desalination / échangeur / évaporation / film liquide / flux de chaleur / performances / polypropylène / ruissellement / tubes horizontaux

Résumé — Dans cette étude, une investigation expérimentale est réalisée sur une unité de dessalement par le procédé d'aéro-évapo-condensation. La présente unité est constituée d'un évaporateur et d'un condenseur à film tombant sur un faisceau de tubes horizontaux en polypropylène. Le prototype est destiné à utiliser de l'énergie à basse température, notamment de l'énergie géothermale. L'influence des différents paramètres hydrodynamiques et thermiques sur les performances de l'unité est analysée. Les résultats obtenus montrent que les capacités de l'unité augmentent avec la température d'entrée du fluide caloporteur. Par ailleurs, nous avons remarqué que les performances de l'unité se dégradent quand les vitesses de l'air et du fluide caloporteur croissent. Un nombre de Reynolds critique relatif à l'écoulement du film liquide et correspondant à une rupture du ruissellement du liquide est mis en évidence. À cette valeur, un débit maximal d'eau distillée est obtenu. L'évaluation de la consommation énergétique du prototype a montré que ce procédé est très intéressant dans le cas d'une source d'énergie de type géothermale. © Elsevier, Paris.

desalement / échangeur / évaporation / film liquide / flux de chaleur / performances / polypropylène / ruissellement / tubes horizontaux

Nomenclature

B	hauteur de l'étage.....	m
C_p	capacité calorifique.....	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
d	diamètre.....	m
g	accélération de la pesanteur.....	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
h	coefficient de transfert de chaleur par convection.....	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

H	niveau d'eau dans le bac.....	m
H_{lat}	chaleur latente de vaporisation.....	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
\dot{m}	débit massique.....	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
P	pression atmosphérique.....	Pa
p	pas entre les étages.....	m
q	puissance nécessaire à l'évaporation d'un kilogramme d'eau.....	$\text{kW}\cdot\text{kg}^{-1}$
Q	débit volumique.....	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
S	section du bac d'eau douce.....	m^2
t	temps.....	s
T	température.....	°C
U	vitesse.....	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
X_e	humidité absolue	

* Correspondance et tirés à part.
 bourouni@iusti.univ-mrs.fr

Cet article fait suite à une communication présentée par les auteurs aux 8^{es} JITH, qui se sont tenues à Marseille du 7 au 10 juillet 1997.

Nombres sans dimensions

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \text{ nombre de Prandtl}$$

$$Re_l = \frac{d_{int} U_l}{\nu_l} \text{ nombre de Reynolds du fluide caloporteur}$$

$$Re_f = \frac{4 \Gamma}{\mu_f} \text{ nombre de Reynolds du film liquide}$$

$$Re_g = \frac{d_{ext} U_g}{\nu_g} \text{ nombre de Reynolds de l'air humide}$$

$$r_1 = \frac{\dot{m}_g C_{p_g} (T_{sg} - T_{eg})}{\dot{m}_{fc} C_{p_{fc}} (T_{e,fc} - T_{s,fc})} \text{ rapport du flux de chaleur récupéré par l'air au flux de chaleur fourni par le fluide caloporteur}$$

$$r_2 = \frac{\dot{m}_f C_{p_f} (T_{ef} - T_{sf})}{\dot{m}_{fc} C_{p_{fc}} (T_{e,fc} - T_{s,fc})} \text{ rapport du flux de chaleur échangé par le fluide ruisselé au flux de chaleur fourni par le fluide caloporteur}$$

Symboles grecs

λ	conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ρ	masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
μ	viscosité dynamique	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
ν	viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
Φ	flux de chaleur	W
Γ	débit massique par unité de longueur ..	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
φ	humidité relative	%

Indices

c	critique
ext	extérieur
e	entrée
ev	évaporée
f	film liquide
fc	fluide caloporteur
g	air humide
I	interface
int	intérieur
l	liquide
p	paroi des conduites
s	sortie
v	vapeur
1	début de l'expérience
2	fin de l'expérience

1. INTRODUCTION

La présente étude est née d'un besoin de résoudre les problèmes de dessalement dans les régions arides et semi-arides, qui ont d'importantes ressources d'eau saumâtre. Dans les régions arides, il est nécessaire de maintenir dans des conditions difficiles la vie de groupes humains, dont la présence est liée à des activités

économiques spécifiques (extraction de pétrole). Par ailleurs, dans les régions semi-arides, il est souhaitable d'assurer une activité socio-économique et agricole à une population clairsemée.

À cette échelle, les techniques développées pour le dessalement de l'eau, telles que l'osmose inverse, le multi-flash, l'électrodialyse et l'échange d'ions s'avèrent inadaptées à cette situation. Ces technologies, mises en œuvre dans les pays riches, sont encore trop chères pour être utilisées dans les pays en voie de développement. Quelles que soient les solutions techniques élaborées jusqu'ici pour obtenir de l'eau potable à partir d'eaux salées, celles-ci se heurtent presque toujours à des considérations économiques.

Par ailleurs, les coûts d'investissement et de traitement requis par les procédés modernes de dessalement et de «potabilisation» sont trop élevés. L'entretien et le suivi de ces installations dans ces pays ne peuvent être réalisés sans un minimum de compétences techniques de la part des exploitants. Le facteur climatique (températures élevées, humidité, vents de sables, fortes précipitations) met également les installations à rude épreuve, si elles n'ont pas été conçues pour fonctionner dans ce type de situation.

Ces raisons nous ont amenés à proposer et à réaliser une petite installation simple d'entretien minimum pour le dessalement de l'eau dans les régions arides. Dans la présente étude, il s'agit de mettre en œuvre un dispositif de dessalement, produisant quelques centaines de litres par jour, et utilisant une source d'énergie de type géothermal.

Le présent prototype a été breveté par la société Caldor à Marseille en 1994. Il est constitué de deux échangeurs (évaporateur et condenseur) à film, tombant sur un faisceau de tubes horizontaux en matière plastique. Ceci permet de réaliser une économie sur le coût d'investissement, car la surface d'échange est d'un prix modique par rapport à celui d'une surface d'échange thermique métallique habituelle (aciers inoxydables, titane, etc.).

L'unité développée rend possible l'utilisation d'énergie basse température, notamment l'eau géothermale, à une température comprise entre 75 et 90 °C. Cette température reste inférieure à la température maximale d'utilisation du polypropylène, qui est de 100 °C.

Un autre avantage important de l'emploi du polypropylène comme surface d'échange est l'absence totale de corrosion due à l'inertie chimique des matières plastiques. À la différence des autres procédés de distillation, le procédé fonctionne à la pression atmosphérique et les matériaux de construction ne sont donc pas soumis à des sollicitations mécaniques.

Des essais de durée de vie sur des matières plastiques telles que le polypropylène ou le polyéthylène [1] ont montré que la durée de vie de ces matériaux à 80 °C peut atteindre plusieurs dizaines de milliers d'heures, soit plusieurs années. Les mesures d'allongement montrent, en outre, que les matériaux choisis ne subissent pas de

déformation permanente supérieure au pour-cent dans les conditions de fonctionnement en question.

Yundt et Rhinesmith [2] ont mis en évidence les grands avantages des évaporateurs à film ruisselant sur un faisceau de tubes horizontaux, à savoir une grande vitesse de transfert de chaleur, pour de faibles différences de température et une surface d'échange plus importante. Par rapport aux évaporateurs à tubes verticaux, nous résolvons les problèmes de distribution du liquide, nivellement, gaz incondensables, encrassement et entraînement du liquide.

Rifert [3] et Deronzier [4] ont comparé le procédé d'évaporation en film mince autour des tubes avec le procédé multi-flash. Ils ont mesuré les coefficients local et moyen de transfert de chaleur des échangeurs dans les deux procédés. Ceci leur a permis de conclure que, dans un échangeur à film tombant sur des tubes horizontaux, la surface d'échange a une efficacité maximale. Le coefficient relatif de transfert de chaleur est multiplié par un facteur 1,5, dans le cas des tubes lisses, et 3, pour les tubes spéciaux.

Parken [5] a étudié l'évaporation et l'ébullition dans un système de distillation utilisant une fente mince pour un film liquide s'écoulant sur des tubes horizontaux chauffés électriquement. Les expériences sont effectuées sur des tubes lisses de 2,54 et 5,08 cm de diamètre. Les coefficients (local et moyen) de transfert de chaleur sont obtenus pour l'ébullition et l'évaporation, pour une température d'eau variant de 49 °C à 127 °C et des flux de chaleur compris entre 30 et 80 kW·m⁻².

Nebbia [6] a étudié le procédé d'humidification et de déshumidification de l'air saturé avec la vapeur, à une température inférieure à 80 °C, dans des installations de dessalement. Il a montré que le coût de l'eau douce obtenue dans ces installations est inférieure à celui obtenu dans les installations multi-flash, pour des productions inférieures ou égales à 2000 m³·j⁻¹. Pour des productions supérieures, l'effet d'échelle joue en faveur des installations multi-flash.

Ivekovic [7, 8] a étudié la variation de l'évaporation de l'eau de mer ou saumâtre avec la température de l'eau salée et le débit d'air. Il a montré que le débit d'eau évaporée, correspondant au débit d'eau douce récupéré, augmente de manière linéaire avec le débit d'air, à une température donnée de l'eau salée. Par ailleurs, à un débit d'air constant, la quantité d'eau évaporée augmente de manière exponentielle avec la température de l'eau salée.

Le présent article a pour objectif de présenter des résultats expérimentaux concernant les performances du procédé de dessalement par aéro-évapo-condensation. Nous avons étudié l'influence des différents paramètres, thermiques, hydrodynamiques et humidité à l'entrée de l'évaporateur sur l'évaporation de l'eau salée. Les paramètres étudiés sont : la température et le débit du fluide caloporteur, la température et la vitesse de l'air, ainsi que le débit de l'eau qui a ruisselé. Cette étude a pour but de déterminer l'influence

des paramètres régissant les transferts de chaleur et de masse dans l'échangeur et, par conséquent, de rechercher les conditions optimales de fonctionnement. Les résultats expérimentaux obtenus ont permis de calculer la consommation énergétique de l'unité par mètre cube d'eau produite.

2. DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL

2.1. Description et fonctionnement

Le prototype développé est schématisé sur la figure 1. Il comprend un évaporateur (1) et un condenseur (2). Chaque échangeur est formé d'un faisceau de tubes en polypropylène et d'une enveloppe externe calorifugée de forme cylindrique. La récupération de la chaleur dans les procédés de distillation à basse température exige des surfaces d'échange plus importantes que celles des distillateurs *multi-flash*. Pour cela, l'évaporateur, de diamètre 1,2 m pour une hauteur de 2,5 m, contient un faisceau de tubes de 2000 m de longueur et de

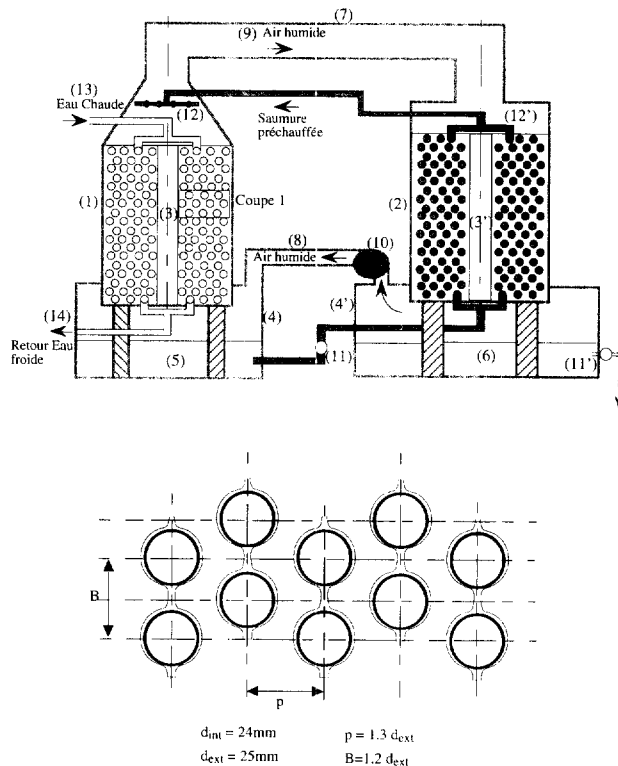


Figure 1. Dispositif expérimental.

Figure 1. Process equipment.

0,025 m de diamètre. Le condenseur, de diamètre 1,4 m et de hauteur 2,2 m, comprend un faisceau de tubes de 3 000 m de long. Les échangeurs surmontent deux bacs inférieurs (4), (4'), d'un volume de 2 m³, recevant l'eau salée (5) froide ou l'eau douce (6). Deux conduites supérieure (7) et inférieure (8), de diamètre 20 cm, relient les deux appareils, de manière à permettre la circulation d'un flux d'air (9) en circuit fermé, à l'aide d'un ventilateur (10). La mise en circulation de l'eau contenue dans les bacs est assurée par des pompes (11) et (11'). Un système de distribution (12), placé en haut de l'évaporateur, permet le ruissellement de l'eau à l'extérieur des conduites. Il s'agit d'un tube, en polypropylène, disposé parallèlement, à 0,025 m au dessus du faisceau de tubes. Dans la partie supérieure de ce tube, des trous de 0,002 m de diamètre, disposés tous les 0,05 m, permettent de réaliser un film continu.

Afin d'éviter une augmentation excessive de la concentration de l'eau salée, le niveau du bac (4) est maintenu constant par l'apport d'eau salée d'appoint. Le taux de salinité est contrôlé par une vanne de purge. Le niveau du bac (4') est maintenu constant, par le prélèvement d'eau distillée.

L'eau chaude (13), à une température d'entrée avoisinant 80 °C, circule du haut vers le bas dans les tubes de l'évaporateur. L'eau est chauffée par une chaudière de puissance 30 kW. Un écoulement d'air est maintenu du bas vers le haut de l'échangeur. L'utilisation d'une colonne verticale facilite le fonctionnement, parce qu'on utilise ainsi la tendance naturelle de l'air chaud et humide à monter.

L'eau salée froide, recueillie dans le bac inférieur (4) de l'évaporateur, est envoyée ensuite vers le condenseur, où elle circule du bas vers le haut à l'intérieur du faisceau de tubes (3'). À la sortie du condenseur, l'eau salée est préchauffée par le passage de l'air chaud et humide. Du distributeur (12), l'eau ruisselle sur la surface externe des tubes de l'évaporateur, où elle est partiellement évaporée, puis entraînée par le flux d'air (9) vers le condenseur. En haut de l'évaporateur, l'air est chaud et humide.

Dans le condenseur, cet air chaud et humide circule du haut vers le bas. Au contact des parois externes froides des conduites, une partie de la vapeur d'eau qu'il contient se condense sous forme d'eau liquide (naturellement exempt de sel) et la chaleur latente est restituée au liquide réfrigérant (eau saumâtre). Enfin, le condensat est recueilli sous forme d'eau douce dans le bac situé à sa base. L'écoulement de l'eau qui a ruisselé est visualisé à travers deux fenêtres en Plexiglas, installées sur chaque échangeur. Un variateur de fréquence, monté aux bornes du ventilateur, permet de faire varier le débit d'air. Deux vannes situées en amont de l'évaporateur et du système de ruissellement permettent de faire varier les débits du fluide caloporteur et de l'eau saumâtre. La température du fluide caloporteur est régulée par un thermostat situé sur la chaudière.

2.2. Instrumentation

Huit thermocouples ont été installés pour mesurer les températures du fluide caloporteur, de l'eau saumâtre et de l'air à l'entrée et à la sortie des échangeurs. Afin de mesurer la température de l'eau saumâtre en bas de l'évaporateur, un système de godet, à débit réglable, muni d'un thermocouple, a été mis en place.

Deux débitmètres placés respectivement en amont de l'évaporateur et du système de ruissellement permettent la mesure des débits du fluide caloporteur et de l'eau saumâtre. Le débit d'eau évaporée est mesuré directement par la variation de la hauteur d'eau dans le bac d'eau douce. Un fil chaud est intercalé sur le conduit d'amenée d'air du condenseur à l'évaporateur, pour la mesure de la vitesse de l'air. Un hygromètre a été installé sur la même conduite, afin d'enregistrer la variation de l'humidité à l'entrée de l'évaporateur en fonction du temps. Tous ces capteurs, excepté l'hygromètre, sont reliés à une centrale d'acquisition à 20 voies.

La centrale est gérée par un programme d'acquisition élaboré sur le logiciel NetDaQ. Ce programme permet d'effectuer les conversions tensions/unités physiques à partir des tables d'étalonnage des capteurs, et assure le stockage des données à l'interface avec l'utilisateur.

La procédure opératoire a été définie à partir d'essais préalables. Cette procédure a été utilisée systématiquement lors des campagnes de mesures. Il s'agit de faire ruisseler l'eau pendant plusieurs heures, afin d'assurer un mouillage parfait des tubes. Ensuite, l'air est mis en circulation dans les échangeurs. Lorsque les températures sont stabilisées, la chaudière est mise en marche après que l'on ait fixé la température maximale de fonctionnement. L'état stationnaire est atteint après plusieurs heures de fonctionnement (de 2 à 4 h). Ce régime est maintenu pendant deux heures. L'hygrométrie est contrôlée toutes les deux minutes. Le niveau du bac d'eau douce est mesuré toutes les dix minutes afin de déterminer le débit d'eau distillée. L'ensemble des autres données sont enregistrées toutes les dix secondes, dès le début de l'expérience.

3. RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Nous avons étudié systématiquement l'influence de certains paramètres sur les performances de l'unité de dessalement. Dans ce qui suit, nous présentons les résultats traduisant l'influence de la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'échangeur, ainsi que du débit d'eau saumâtre.

Il est indispensable de caractériser les performances du prototype. L'efficacité de l'unité est déterminée à partir du débit d'eau distillée \dot{m}_{ev} et la puissance consommée par kilogramme d'eau évaporée q .

3.1. Influence des paramètres d'entrée du fluide caloporteur

Afin d'analyser l'effet de la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'évaporateur, nous avons rapporté sur la *figure 2* les variations du débit d'eau distillée \dot{m}_{ev} en fonction de ce paramètre. Nous observons une variation linéaire croissante de \dot{m}_{ev} en fonction de $T_{e.fc}$.

Pour interpréter ce résultat, nous avons établi un bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. En supposant les pertes thermiques négligeables, le bilan enthalpique s'écrit :

$$\dot{m}_g C_{p_g} (T_{s.g} - T_{e.g}) + \dot{m}_{ev} H_{lat} + \dot{m}_{ev} C_{p_f} (T_{sat} - T_{e.f}) = \dot{m}_{fc} C_{p_{fc}} (T_{e.fc} - T_{s.fc}) + \dot{m}_{s.f} C_{p_f} (T_{e.f} - T_{s.f}) \quad (1)$$

Le premier terme de l'équation représente le flux de chaleur récupéré par l'air pendant son passage dans l'évaporateur. Le deuxième et le troisième terme de l'équation représentent respectivement les flux de chaleur nécessaires à l'évaporation et à la surchauffe du liquide qui ruisselle, jusqu'à la température de saturation. L'avant-dernier terme de l'équation traduit le flux de chaleur libéré par le fluide caloporteur. À partir de l'équation (1), la quantité d'eau évaporée s'écrit :

$$\dot{m}_{ev} = \frac{\dot{m}_{fc} C_{p_{fc}}}{H_{lat} + C_{p_f} (T_{sat} - T_{e.f})} (T_{e.fc} - T_{s.fc}) + \frac{\dot{m}_{s.f} C_{p_f}}{H_{lat} + C_{p_f} (T_{sat} - T_{e.f})} (T_{e.f} - T_{s.f}) - \frac{\dot{m}_g C_{p_g}}{H_{lat} + C_{p_f} (T_{sat} - T_{e.f})} (T_{s.g} - T_{e.g}) \quad (2)$$

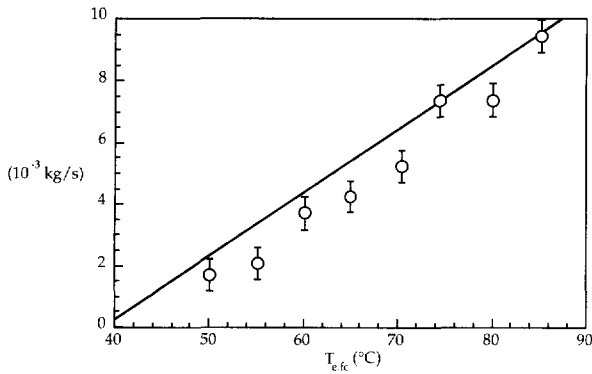


Figure 2. Variation du débit d'eau évaporée en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur. $T_{e.f} = 45^\circ\text{C}$; $T_{e.g} = 32^\circ\text{C}$; $Re_{fc} = 15\,000$; $Re_f = 150$; $Re_g = 6\,500$; $X_e = 0,03\text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \circ expérimentale, — calculée.

Figure 2. Variation of the amount of evaporated water against inlet hot water temperature. $T_{e.f} = 45^\circ\text{C}$; $T_{e.g} = 32^\circ\text{C}$; $Re_{fc} = 15\,000$; $Re_f = 150$; $Re_g = 6\,500$; $X_e = 0.03\text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \circ experimental, — calculated.

Le flux de chaleur fourni par le fluide caloporteur par unité de débit d'eau évaporée est donné par la relation suivante :

$$q = \frac{H_{lat} + C_{p_f} (T_{sat} - T_{e.f})}{1 + \frac{\dot{m}_{s.f} C_{p_f} (T_{e.f} - T_{s.f})}{\dot{m}_{fc} C_{p_{fc}} (T_{e.fc} - T_{s.fc})} - \frac{\dot{m}_g C_{p_g} (T_{s.g} - T_{e.g})}{\dot{m}_{fc} C_{p_{fc}} (T_{e.fc} - T_{s.fc})}} = \frac{H_{lat} + C_{p_f} (T_{sat} - T_{e.f})}{1 - (r_1 - r_2)} \quad (3)$$

r_1 et r_2 représentent respectivement les rapports des flux de chaleur récupérés par l'air et échangé par le fluide qui a ruisselé au flux de chaleur fourni par le fluide caloporteur.

À partir de l'équation (2), nous montrons que le débit d'eau distillée croît de manière linéaire avec la différence de température du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie et la différence de température de l'eau qui a ruisselé. Le débit \dot{m}_{ev} décroît avec l'écart de température de l'air humide. Par ailleurs, il faut déterminer la loi de variation de ces écarts avec $T_{e.fc}$. Cette loi de variation est illustrée sur la *figure 3*. Nous remarquons que $(T_{e.fc} - T_{s.fc})$ croît de manière linéaire avec $T_{e.fc}$. Cependant, les autres écarts de températures restent quasiment insensibles à toute variation de $T_{e.fc}$.

Sur la *figure 2*, nous avons également reporté les variations de \dot{m}_{ev} en fonction de $T_{e.fc}$, déduites de l'équation (2). Nous remarquons que les prédictions de cette approche analytique concordent bien avec les résultats expérimentaux.

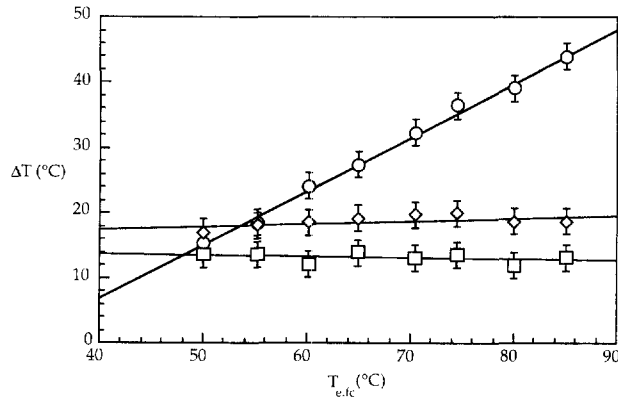


Figure 3. Variation des écarts de température d'entrée-sortie des différents fluides en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur. $T_{e.f} = 45^\circ\text{C}$; $T_{e.g} = 32^\circ\text{C}$; $Re_{fc} = 25\,000$; $Re_f = 420$; $Re_g = 6\,500$; $X_e = 0,03\text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \circ $T_{e.fc} - T_{s.fc}$; \square $T_{e.f} - T_{s.f}$; \diamond $T_{s.g} - T_{e.g}$.

Figure 3. Variation of temperature differences against inlet hot water temperature. $T_{e.f} = 45^\circ\text{C}$; $T_{e.g} = 32^\circ\text{C}$; $Re_{fc} = 25\,000$; $Re_f = 420$; $Re_g = 6\,500$; $X_e = 0.03\text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \circ $T_{e.fc} - T_{s.fc}$; \square $T_{e.f} - T_{s.f}$; \diamond $T_{s.g} - T_{e.g}$.

La *figure 4* montre les variations des rapports r_1 et r_2 , ainsi que de la différence $(r_1 - r_2)$ en fonction de $T_{e.fc}$. Nous remarquons une décroissance importante de $(r_1 - r_2)$ quand $T_{e.fc}$ augmente. Ceci se traduit par une diminution du flux de chaleur q consommé pour l'évaporation d'un kilogramme d'eau. À partir de ces résultats, nous pouvons conclure que les performances de l'évaporateur s'améliorent de manière considérable avec l'augmentation de la température du fluide caloporteur.

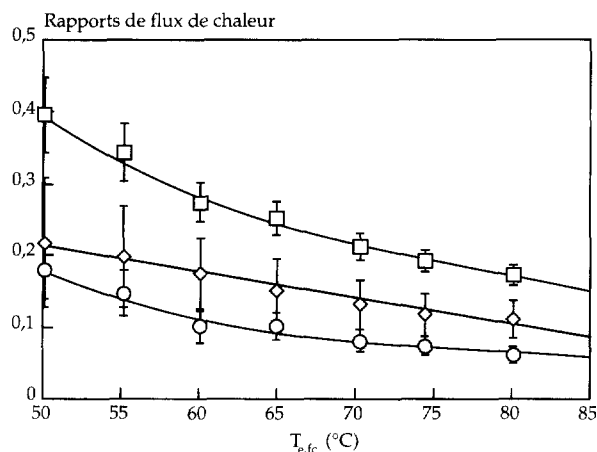


Figure 4. Variation des flux de chaleur échangés par l'air et l'eau ruisselée, rapportés au flux de chaleur libéré par le fluide caloporteur, en fonction de $T_{e.fc}$. $T_{e.f} = 45\text{ °C}$; $T_{e.g} = 32\text{ °C}$; $Re_{fc} = 25\ 000$; $Re_f = 420$; $Re_g = 6\ 500$; $X_e = 0,02\text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \circ r_1 ; \diamond r_2 ; \square $r_1 - r_2$.

Figure 4. Effect of inlet hot water temperature on heat flux ratios. $T_{e.f} = 45\text{ °C}$; $T_{e.g} = 32\text{ °C}$; $Re_{fc} = 25\ 000$; $Re_f = 420$; $Re_g = 6\ 500$; $X_e = 0.02\text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \circ r_1 ; \diamond r_2 ; \square $r_1 - r_2$.

3.2. Influence du débit de l'eau qui a ruisselé

La seconde classe de paramètres influençant les performances de l'évaporateur concerne les conditions thermiques et hydrauliques du fluide à évaporer. Dans ce qui suit, nous étudions les capacités évaporatoires de l'unité en fonction du débit d'eau qui a ruisselé Γ_e .

La *figure 5* montre un résultat typique des variations du débit de l'eau évaporée en fonction du débit de l'eau qui a ruisselé Γ_e . Nous remarquons une augmentation sensiblement linéaire, jusqu'à une valeur critique $\Gamma_c = 0,017\text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$. Au-delà de cette valeur, le débit d'eau évaporée \dot{m}_{ev} décroît avec une tendance hyperbolique. Nous avons tenté d'interpréter ce résultat à partir de l'équation donnant le flux de chaleur échangé sur un étage de l'évaporateur :

$$\dot{m}_{ev} H_{lat} + \dot{m}_{ev} C_{pf} (T_{sat} - T_{e.f}) + \bar{h}_g (\bar{T}_I - \bar{T}_g) = \bar{h}_{ech} (\bar{T}_{fc} - \bar{T}_I) \quad (4)$$

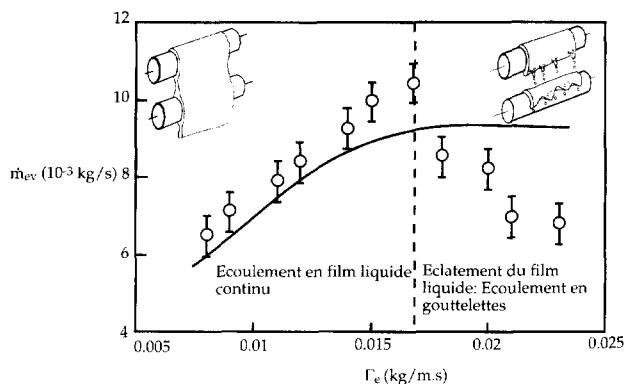


Figure 5. Variation du débit d'eau évaporée en fonction du débit du film liquide $T_{e.fc} = 70\text{ °C}$; $T_{e.g} = 49\text{ °C}$; $T_{e.g} = 32\text{ °C}$; $Re_{fc} = 15\ 000$; $Re_g = 6\ 500$;

$X_e = 0,02\text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \circ expérimentale, — calculée.

Figure 5. Variation of the amount of evaporated water stream water flow rate. $T_{e.fc} = 70\text{ °C}$; $T_{e.g} = 49\text{ °C}$; $T_{e.g} = 32\text{ °C}$; $Re_{fc} = 15\ 000$; $Re_g = 6\ 500$; $X_e = 0.02\text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \circ experimental, — calculated.

La température d'interface du film liquide T_I est supposée égale à la température de saturation de l'air. \bar{h}_g est le coefficient moyen de transfert de chaleur par convection dans un écoulement d'air autour des conduites horizontales. \bar{h}_{ech} est le coefficient moyen de transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le film liquide. Ce dernier comporte trois termes :

$$\frac{1}{\bar{h}_{ech}} = \frac{1}{\bar{h}_I} + \frac{1}{h_p} + \frac{1}{\bar{h}_f} \quad (5)$$

où \bar{h}_I est le coefficient moyen de convection entre le fluide caloporteur et les parois internes des conduites, h_p est le coefficient de transfert de chaleur par conduction à travers les parois des tubes ; ces deux coefficients sont indépendants du débit massique de l'eau qui a ruisselé ; le troisième terme \bar{h}_f présente le coefficient moyen de transfert de chaleur à travers un film liquide continu ruisselant autour d'un tube horizontal.

Le dernier coefficient peut être obtenu à partir de la relation de Parken [4], qui a employé des dimensions de tubes identiques à celles de ceux que nous utilisons :

$$\bar{h}_f \left(\frac{\nu_f^2}{g \lambda_f^3} \right) = 0,042 Re_f^{0,15} Pr_f^{0,53} \quad (6)$$

À partir de l'équation (4), le débit d'eau évaporée est donné par la relation suivante :

$$\dot{m}_{ev} = \frac{\bar{h}_{ech} (\bar{T}_{fc} - \bar{T}_I) - \bar{h}_g (\bar{T}_I - \bar{T}_g)}{H_{lat} + C_{pf} (T_{sat} - T_{e.f})} \quad (7)$$

Nous avons rapporté aussi sur la *figure 5* les variations de \dot{m}_{ev} en fonction de Γ_e déduites de l'équation (7). Nous remarquons qu'il existe un bon

accord entre les évaluations théoriques et les résultats expérimentaux pour les faibles débits. Lorsque les débits sont supérieurs à $0,017 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$, la relation (7) ne donne plus de résultats en concordance avec l'expérience. Ce désaccord peut être provoqué par deux effets.

Le premier correspond à une modification brutale des conditions d'entrée, conduisant à une dissymétrie de l'écoulement au niveau du système de ruissellement.

Le second correspond à la modification du régime d'écoulement. En effet, nous avons observé une rupture du film liquide entre tubes successifs à partir du débit critique Γ_c . Dans ces conditions, l'eau atteint les tubes sous forme de gouttelettes éclatant au niveau des parois des tubes. Dans tous les cas, ces modifications réduisent considérablement les transferts de chaleur et de masse dans l'échangeur.

Le phénomène de rupture de film liquide s'écoulant autour d'un tube horizontal a été observé par Mitrovic [9] et Ganic [10]. Mitrovic [9] a montré l'existence d'une transition du régime d'écoulement pour une valeur critique Γ_c . Cette valeur critique du débit est une fonction de l'espacement entre les tubes et du système de ruissellement utilisé (plaque perforée, fente, etc.).

Nous avons, à l'aide des relevés du débit d'eau évaporée \dot{m}_{ev} , de l'écart de température ($T_{e,fc} - T_{s,fc}$) et de la relation (8), étudié la variation du flux de chaleur fourni par le fluide caloporteur par unité de volume d'eau distillée, en fonction de Γ_e . On obtient :

$$q = \frac{\dot{m}_{fc} C_{pfc} (T_{e,fc} - T_{s,fc})}{\dot{m}_{ev}} \quad (8)$$

Sur la figure 6, on note que le flux q décroît d'abord, atteint un minimum à la valeur critique Γ_c , et croît ensuite en fonction de Γ_e .

Les performances de l'évaporateur s'améliorent en augmentant le débit de l'eau qui a ruisselé lors de l'écoulement en film continu. Elles diminuent lorsqu'il y a rupture du film. Les performances optimales de l'évaporateur sont atteintes à la valeur critique du débit d'eau qui a ruisselé Γ_c .

4. CONCLUSION

Les techniques de dessalement sont en évolution rapide, comme le prouve le grand nombre de nouvelles installations mises en service chaque année. Une dizaine de techniques de dessalement de l'eau sont utilisées. La distillation multi-flash (MSF) est la technique la plus pratiquée au monde. 80 % des installations existantes dans le monde fonctionnent avec cette technique. La recherche dans le domaine du dessalement est très active à l'heure actuelle, en raison des prévisions

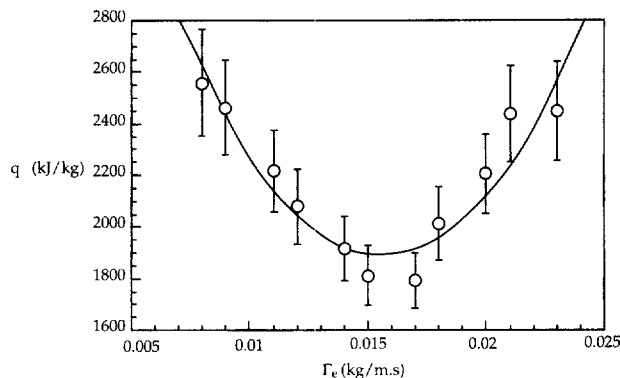


Figure 6. Variation du flux de chaleur fourni par le fluide caloporteur par unité d'eau distillée en fonction du débit de l'eau ruisselée Γ_e . $T_{e,fc} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{e,f} = 49 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{e,g} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$; $Re_{fc} = 15\,000$; $Re_g = 6\,500$; $X_e = 0,02 \text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \odot expérimentale.

Figure 6. Effect of liquid film flow rate Γ_e on the heat flux ratios. $T_{e,fc} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{e,f} = 49 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{e,g} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$; $Re_{fc} = 15\,000$; $Re_g = 6\,500$; $X_e = 0.02 \text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}$; \odot experimental.

de consommation dans les prochaines décennies. De nombreux nouveaux procédés sont en émergence, en particulier pour des petites unités.

Dans cette étude, nous avons étudié les performances thermo-hydrauliques et de transfert de masse d'un nouveau procédé de dessalement d'eau, basé sur la technique d'aéro-évapo-condensation. Nous avons analysé l'influence des différents paramètres thermiques, hydrodynamiques et aérodynamiques.

Les résultats obtenus montrent une influence importante des températures d'entrée du fluide caloporteur et de l'air sur le débit d'eau distillée. Nous avons mis en évidence l'existence d'un débit d'eau qui a ruisselé critique, correspondant à une quantité d'eau évaporée maximale. Nous avons interprété ce résultat en termes de régime d'écoulement dans l'évaporateur.

Ce prototype a fonctionné normalement pendant plusieurs années (4 ans) dans un centre d'essais. Ces conditions diffèrent notablement de celles dans lesquelles le prototype est destiné à fonctionner. D'autres travaux devront être conduits pour tester la fiabilité du prototype dans les conditions réelles d'utilisation.

Remerciements

Les auteurs remercient l'Ademe, le conseil général des Bouches-du-Rhône, Siemes et le Geres, sans qui cette étude n'aurait pas été réalisée.

RÉFÉRENCES

[1] Lauro F. et Huyghe J., Utilisation des matières plastiques comme surface d'échange de chaleur pour

économiser l'énergie dans les procédés industriels de concentration par évaporation, *Rev. Phys.* 17 (1982) 617-623.

[2] Yundt B., Rhinesmith R., Horizontal spray-film evaporation, *Chem. Eng. Prog.* 77 (1981) 69-74.

[3] Rifert V.G., Podberzny V.I., Putillin J.V., Nikitin J.G., Heat transfer in thin film-type evaporator with profiled tubes, *Desalination* 74 (1989) 363-372.

[4] Deronzier J.-C., Le procédé de distillation à multi-effet avec évaporation à tubes horizontaux (THA), *Desalination* 31 (1979) 115-124.

[5] Parken W.H., Fletcher L.S., An experimental and analytical investigation of heat transfer to thin water films on horizontal tubes, University of Virginia, Report No. UVA-526078-MAE, 1977, pp. 77-101.

[6] Nebbia G., Le procédé de dessalement par humidification et deshumidification de l'air (U-D), Institut de technologie commerciale de l'université de Bari, 4696, 1968.

[7] Ivekovic H., Water by deshumidification of air saturated with vapour below 80 °C, in : 5th International Symposium on Fresh Water from the Sea, vol. 2, 1976, pp. 457-465.

[8] Ivekovic H., Sambrailo D., Further investigation of the process of accelerated evaporation with the aim to obtain fresh water from the sea, in : Proceedings of the 7th International Symposium on Fresh Water from the sea, vol. 2, 1978, pp. 343-349.

[9] Mitrovic J., Influence of the spacing and flow rate on heat transfer from a horizontal tube to a falling liquid film, in : Proceedings of 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, USA, 1986, pp. 1949-1956.

[10] Ganic E.N., Roppo M.N., An experimental study of falling liquid film breakdown on horizontal cylinder during heat transfer, *J.Heat Trans.-T. ASME* 102 (1980) 342-346.

[11] Porteous A., *Desalination technology: developments and practice*, Applied Science Publishers, London, New York, 1983.

Abridged English Version

An investigation of horizontal-tubes falling-film evaporator for water desalination

Desalination is characterised by a rapidly evolving technology. Many new desalination plants are installed each year worldwide. About ten desalination techniques are used. Multistage-flash-distillation (MSF) is the most commonly used process. About 50 % of the installations in the world use this technique. The cost of desalination has been drastically reduced over the past ten years but is still relatively high. Nevertheless, in some areas, desalination is competitive even now with other means of obtaining drinking water. In some cases desalination represents the only solution to produce drinking water [11].

In this paper a desalination unit using aero-évapo-condensation process is presented. An experimental investigation of the heat and mass transfer performances of the plant is performed. The influence of different thermic and hydrodynamic parameters on the performance of the prototype is investigated.

The results obtained in this study show an important influence of inlet water and air temperatures on the amount of distilled water. We have demonstrated the existence of a critical film flow rate, corresponding to a maximum amount of evaporated water. We have explained this result by means of the film flow regime in the evaporator. Above this critical value, a breakdown of the liquid film was observed. Knowledge of the precise nature of film breakdown is still incomplete. It is suggested that the effect of liquid feed in droplets as observed in a real falling-film evaporator, should be analysed in subsequent research.

The energy evaluation presented in this paper show that the desalination unit is competitive only when the energy used is cheaper than capital costs. This case corresponds to the use of geothermal energy, abundant in some countries.

