REPUBLIQUE ALGERINNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE l'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIETFIQUE



UNIVERSITE Dr. YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE



Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master académique en Génie Mécanique

Option : Energétique et thermique des systèmes

Thème :

Simulation d'un Système de dessalement de l'eau et de production de froid par thermofrigopompe couplée à des panneaux photovoltaïques

Encadré par :

Dr : Triki Zakaria

Réalisé par :

Menasri Rabah

Promotion « 2014-2015 »

Remerciements

*Je tiens tout d'abord à remercier « **Dieu** » le tout puissant.*
*Mes plus sincères remerciements vont également à mon encadrant Monsieur **Triki Zakaria** pour la qualité de son encadrement et ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions et pour l'optimisme qu'il a su me transmettre.*
Je souhaite également remercier les membres du jury qui ont bien voulu consacrer une partie de leur temps à ma mémoire.
Merci à mes collègues et amis avec lesquels j'ai beaucoup partagé, en particulier.
Un grand merci à toute ma famille, et surtout à mes parents, mes frères et à mes sœurs, merci pour votre soutien inconditionnel.

Ménasri Rabah

Dédicace

Avec toute sincérité et modestie, et à la fin de ma formation, je tiens à dédier ce modeste travail à :

*Mes plus grands amours après **Allah** et son prophète, Aux prunelles de mes yeux : « **Mes chères parents** » qui ont toujours veillés sur nous et sur notre avenir*

Mes chers frères :

Mes chères sœurs :

Et toute la famille :

A mes chères amies :

Sans oublier la promotion de génie Mécanique de 2015

Ménasri Rabah

الملخص :

يعرض هذا العمل دراسة محاكاة لنظام مضخة ثلاجة حرارية تنتج في وقت واحد البرودة والحرارة مستخدمة من قبل وحدة تحلية مياه البحر عن طريق التقطير الغشائي. يتم توفير الكهرباء عن طريق الألواح الشمسية لتنفيذها في أماكن معزولة.

كلمات مفتاحية :المحاكاة . التحلية. جهاز التبريد. الغشاء

Résumé :

Ce travail présente l'étude simulée d'un système thermofrigopompe produisant simultanément du froid pour une enceinte réfrigérée et de la chaleur utilisée par une unité de dessalement par distillation membranaire. L'énergie électrique est fournie par des panneaux photovoltaïques pour une possible implantation en site isolé.

Mots clés : simulation, Thermofrigopompe, Froid, Dessalement, Distillation membranaire.

Abstract :

This work presents the study of a simulated thermofrigopompe simultaneously providing cooling system for a refrigerated chamber and heat used by a desalination unit by distilation membrane. Electricity is provided by solar panels for possible implementation in isolated locations.

Keywords : simulation, Thermofrigopompe, Froid, Dessalement, Distillation membranaire.

Pc	la puissance calorifique de condenseur	(kw)
Q_s	le débit massique de l'eau salée	(kg/s)
Cp_e	capacité calorifique de l'eau salée	(kj/kg.k)
T_{s2}	la température du l'eau salée sorté	(k)
T_{s1}	la température du l'eau salée entré	(k)
ΔT_p	la température du pansement de condenseur	(k)
I_0	puissance frigorifique	(kw)
T_{EX}	température ambiante	(k)
T_{in}	température intérieur du chambre froid	(k)
S_2	surface de vitrage	(m^2)
S_1	surface totale du mur	(m^2)
K_1	coefficient de déperdition global du mur	(W/m2.K)
K_2	coefficient de déperdition global du vitrage	(W/m2.K)
h_{in}	coefficient de transfert de chaleur intérieur	(W/m2.K)
h_{ex}	coefficient de transfert de chaleur extérieur	(W/m2.K)
h_v	coefficient de transfert de chaleur du vitrage	(W/m2.K)
e_P	épaisseur enduit intérieur plâtre	(m)
e_m	épaisseur enduit extérieur mortier	(m)
e_{pe}	épaisseur de polystyrène expansé	(m)
e_b	épaisseur bloc béton	(m)
P_m	puissance mécanique	(kw)
J_v	flux de vapeur	(kg/s.m2)
k_k	perméabilité de knudsen	(kg/m2.s.pa)
k_m	coefficient de transfert de matière dans la membrane	(s/m)
M_e	masse molaire de l'eau	(kg/mol)

R	constante des gaz parfaits	(8,314 J/mol.K)
r	rayon des pores	(m)
x	facteur de tortuosité	(-)
P_P	Pression de perméat	(Pa)
X_e	Fraction molaire d'eau dans l'alimentation	(-)
P_{Pm}	Pression partielle de vapeur de l'eau côté alimentation à température T	(Pa)
W	la fraction massique de sel dans l'eau	(-)
X_{nacl}	fraction molaire de Nacl dans l'eau salée	(-)
M_{Nacl}	masse molaire de Nacl	(kg/mol)
N_{Nacl}	nombre de mole de Nacl dans l'eau salée	(mol)
N_e	nombre de mole de l'eau	(mol)
Pv	la puissance de pompe à vide	(kw)
Nv	rendement de pompe à vide	(-)
Pa	pression atmosphérique	(Pa)
Qp	débit massique de perméat	(kg/s)
A_t	la surface total des panneaux photovoltaïques	(m^2)
I_g	Rayonnement solaire	(w/m2)
N_{pv}	Rendement des panneaux photovoltaïques	(-)
P_{disp}	Puissance disponible	(kw)
COP_t	Coefficient optimal de performance théorique	(-)
ε	porosité de la membrane	(-)
δ	épaisseur de la membrane	(m)
α_e	Coefficient d'activité de l'eau	(-)
k_k	perméabilité de knudsen	(kg/m2.s.pa)

Δp_v	la différance de pression de vapeur	(pa)
k_m	coefficient de transfert de matière dans la membrane	(s/m)
M_e	masse molaire de l'eau	(kg/mol)
R	constante des gaz parfaits	(8,314 J/mol.K)
r	rayon des pores	(m)
x	facteur de tortuosité	(-)
P_P	Pression de perméat	(Pa)
X_e	Fraction molaire d'eau dans l'alimentation	(-)
P_{Pm}	Pression partielle de vapeur de l'eau côté alimentation à température T	(Pa)
W	la fraction massique de sel dans l'eau	(-)

TFP	thermofrigopompe
Bl	bouteille liquide
Cde	condenseur à eau
Cp	compresseur
Decs	désurchauffeur pour la production d'eau chaude sanitaire
Det	détenteur
ECS	eau chaude sanitaire
Eea	échangeur d'équilibrage sur air
Esr	échangeur de sous-refroidissement ou sous-refroidisseur
Eve	évaporateur à eau
Evr	électrovanne
Fd	filtre déshydrateur
Nrv	clapet anti-retour
AGMD	distillation membranaire à intervalle gazeux
DCMD	distillation membranaire à contact direct
DM	distillation membranaire
DMV	distillation membranaire sous vide
SGMD	distillation membranaire à entraînement gazeux
UCZ	upper convective zone
NCZ	non convective zone

LCZ	lower convective zone

Références et bibliographiques:

[1] : Paul Byrne. Etude exp_erimentale et num_erique d'une thermofrigopompe de petite _a moyenne puissance _a _equilibrage sur air. Thermics. INSA de Rennes, 2009. French. https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00729502<tel-00702941>

[2] : GREENLEE, DF. LAWLER, B. D. FREEMAN, B. MARROT, P. MOULIN, Reverse osmosis desalination: Water sources, technology and today's challenges, *Water Research 42 (2009), 2317-2348*

[3]: MARIAH, C.A. BUCKLEY, C. J. BROUCKAERT, E. CURCIO, E. DRIOLI, D. JAGANYI, D.RAMJUGERNATH**,** Membrane distillation of concentrated brines-Role of water activities in the evaluation of driving force, *Journal of Membrane Science 280 (2006) 937-947*

[4] : BANAT, R. JUMAH, M. GARAIBEH, Exploitation of solar energy collected by solar stills for desalination by membrane distillation, *Renewable Energy 25 (2002) 293-305*. **[5]** : A Smaili and R .Chahine . « Themodynamic investigations of optimum active magnetic regeneraors » .Cryogenics ,38 :247 – 252, (1998).

[5]: EL AMALI, S BOUGUECHA, M. MAALEJ**,** Experimental study of air gap membrane distillation: Application to geothermal water desalination, *Presented at the conference on Desalination Strategies in South Mediterranean Countries (2000) sponsored by the European Desalination Society and Ecole Nationale d'Ingenieurs de Tunis*

[6]: LAWSON, D. R. LLOYD, Membrane distillation review, *Journal of Membrane Science, 124(1997) 1-25*.

[7] : LAWSON, D. R. LLOYD, Membrane distillation, I Module design and performance evaluation using vacuum membrane distillation *Journal of Membrane Science, 120 (1996) 111-121*.

[8]: KHAYET, A. VELAZQUEZ, J.I. MENGUAL, Direct contact membrane distillation of humic acid solutions, *Journal of Membrane Science 240 (2004) 123-128*.

Références et bibliographiques :

[9]: KHAYET, J.I. MENGUAL, G. ZAKREWSKA-TRZNADEL, Direct contact membrane distillation for nuclear desalination. Part II. Experiments with radioactive solution, *Int. J. Nucl. Desalination 56(2006) 56-73*.

[10]: BANAT, S. AL-ASHEH, M. QTAISHAT, Treatment waters coloured with methylene blue dye by vacuum membrane distillation, *Desalination 174 (2005), 87-96.*

[11]: CALABRO, E. DRIOLI, F. MATERA, Membrane distillation in the textile wastewater treatment, *Desalination 83 (1991) 209-224*.

[12]: TOMASZEWSKA, Concentration of the extraction of fluid from sulphuric acid treatment of phosphogypsum by membrane distillation, *Journal of Membrane Science 78 (1993) 277-282*

[13]: SARTI, C. GOSTOLI, S. BANDINI, Extraction of organic components from aqueous streams by vacuum membrane distillation, *Journal of Membrane Science, 80 (1993) 21*.

[14]: SAKAI, T. MUROI, K. OZAWA, S. TAKESAWA, M. TAMURA, T. NAKAUE**,** Extraction of solute-free water from blood by membrane distillation, *Trans. AM. Soc. Artif. Intern. Organs 32 (1986) 397-400*

[15] : CALABRO, B.L. JIAO, E. DRIOLI, Theoretical and experimental study on membrane distillation in the concentration of orange juice, *Ind. Eng. Chem. Res. 33(71) (1994) 1803-1808*.

[16] : NIGMATULLUI, A.F. BURBAN, A.F. MELNIK, M.T. BRYK, V.V. KONDRATYUK, Concentration of solutions of thermolabile vitamins by membrane distillation, *Russian J. Appl. Chem.. 66 (6) (1993) 1070-1073*

[17]: BANAT, N. JWAIED, M. ROMMEL, J. LPSCHIKOWSKI, M. WIEGHAUS, Performance evaluation of the “large SMADES” autonomous desalination solar-driven membrane distillation plant in Aqaba, Jordan, *Desalination 217 (2007), 17-28* **[19]:** G. V. Brown. « Magnetic heat pumping near room temperature ». Journal of Applied Physics 47, (8) :3673-3680. (1976).

[18] : Paul Byrne. Etude exp_erimentale et num_erique d'une thermofrigopompe de petite _a moyenne puissance _a _equilibrage sur air. Thermics. INSA de Rennes, 2009. French.

[19] : Sophie B., Aurore B., Vincent G., Jérôme L., Antoine M., Caroline SY., Kévin V., « étude environnementale d'une usine de dessalement », Projet réalisé dans le cadre du Bureau d'Etudes Industrielles Énergies Renouvelables et Environnement (BEI ERE), l'INP Toulouse, France (2013).

Introduction général

Plusieurs situations peuvent créer des besoins simultanés en chaud et en froid. Dans les immeubles de bureau assez fortement vitrés et ayant une faible inertie, les besoins de rafraîchissement sont plus élevés dans les pièces de la façade ensoleillée et les besoins de chauffage sont plus élevés dans les pièces de la façade non ensoleillée. Lors de journées fraîches et ensoleillées, les besoins de chauffage et rafraîchissement peuvent apparaître simultanément. Des pièces contenant beaucoup de matériel électrique, comme les locaux à serveur informatique ou des bureaux informatisés, peuvent avoir besoin de rafraîchissement en hiver. Dans ce cas, la simultanéité des demandes dépend fortement de la configuration et de l'utilisation des bâtiments. Dans les habitations fortement isolées, les besoins de chauffage sont largement diminués, parfois au détriment du confort thermique d'été. Dans ce cas, un système de rafraîchissement peut être nécessaire. Une production simultanée de chauffage d'eau chaude sanitaire et de froid pour le rafraîchissement est alors envisageable, notamment dans les bâtiments de type hôtel dans lesquels les besoins en production d'eau chaude sanitaire sont élevés. D'autres besoins simultanés peuvent apparaître dans des complexes sportifs contenant une patinoire et une piscine ou dans des procédés industriels et agroalimentaires.

Par ailleurs, plusieurs pays dans monde dont l'Algérie sont confrontes a une pénurie d'eau croissante. Cette pénurie induit la nécessite d'augmenter l'alimentation de l'eau potable via des sources alternatives. Les régions rurales et isolées sont particulièrement désavantagées car elles sont souvent situées loin des systèmes municipaux d'alimentation en eau et des sources conventionnelles, et souvent, elles ne sont pas reliées au réseau d'électricité. Il existe des possibilités d'aborder le problème de la pénurie d'eau en zones rurales et isolées grâce a des technologies durables de dessalement de l'eau salée. Le dessalement de l'eau saumâtre est une industrie bien établie composée d'une large gamme de technologies disponibles avec une expérience de dizaines d'années. Les technologies de dessalement bénéficient de nombreuses avancées et évolutions. Les nombreuses technologies et procèdes disponibles présentent différentes caractéristiques, avantages et inconvénients qui les rendent chacune adaptée a des marches particuliers ou a des cerneaux spécifiques. De plus, une grande partie de l'expérience technologique cumulée est liée a des installations d'alimentation urbaine importantes qui sont reliées au réseau ou font partie de grandes installations de combinant production d'énergie électrique et dessalement. Les zones rurales et isolées ont des besoins spécifiques qui influent sur le choix de technologies appropriées.

Cela comprend des besoins techniques lie a une application a petite échelle utilisant des sources d'énergies renouvelables de fonctionnement et de maintenance faciles, et a la conception simple , les besoins sont détermines par la situation géographique, les besoins socioéconomiques et socioculturels sont lies aux communautés qui souhaitent exploiter et bénéficier de cette technologie. La mise en œuvre réussie et la viabilité a long terme (viabilite environnementale et opérationnelle) des projets de dessalement pour les zones rurales et reculées nécessitent que tous les besoins soient identifies et abordes des les premières phases du projet.

Dans un but social et industriel, il parait donc vital de développer de nouvelles installations de production d'eau potable à forte efficacité énergétique. Plusieurs systèmes étudiés dans la littérature scientifique sont dans cette optique et s'approchent du système étudié dans ce mémoire.

Ce travail présente l'étude simulée d'un système thermofrigopompe produisant simultanément du froid pour une enceinte réfrigérée et de la chaleur utilisée par une unité de dessalement. L'énergie électrique est fournie par des panneaux photovoltaïques pour une possible implantation en site isolé.

Ce mémoire est structuré autour de quatre chapitres. Le premier chapitre est consacré à ma présentation des composants et les modes de fonctionnement des systèmes thermofrigopompes. Dans le second chapitre, on donne des généralités sur les procédés de dessalement et plus particulièrement la distillation membranaire ainsi que les possibilités de couplage avec l'énergie solaire. Le troisième chapitre présente en détail la modélisation de la thermofrigopompe ainsi que la formulation mathématique utilisée pour simulée chaque composant. Les différents résultats obtenus par le modèle numérique sont rassemblés et commentés dans le quatrième chapitre. Enfin, on termine par une conclusion générale et des recommandations.

I.1. Introduction

Une thermofrigopompe (TFP) est une machine frigorifique produisant de manière simultanée du chaud et du froid. Les installations de thermofrigopompes existantes sont de forte puissance et destinées à satisfaire aux besoins en chauffage et en rafraîchissement de procédés industriels, d'immeubles de bureaux de grande surface ayant de forts apports internes ou encore de complexes sportifs intégrant piscine et patinoire. D'autres bâtiments, de plus petites dimensions, peuvent avoir de tels besoins simultanés en chaud et en froid, en mi-saison et en été, pour la production d'eau chaude sanitaire, le chauffage et le rafraîchissement de locaux. L'objectif de la thermofrigopompe de moyenne puissance à équilibrage sur air est la production d'eau chaude de chauffage, d'eau chaude sanitaire et d'eau froide de rafraîchissement avec une machine simple de mise en œuvre sur un réseau de distribution d'eau. L'objectif sous-jacent est l'optimisation des énergies produites pour améliorer les performances et réduire les consommations d'électricité[1].

I.2. Schéma de base TFP

I.2.1. Schéma de base d'une thermofrigopompe

Le schéma de base d'une thermofrigopompe est représenté sur la figure (I.1). En plus d'un compresseur Cp et d'une bouteille de stockage de réfrigérant BL, il est composé de quatre échangeurs :

- un condenseur sur source utile CDSU,
- un condenseur sur source gratuite externe CDSE,
- un évaporateur sur source utile EVSU,
- un évaporateur sur source gratuite externe EVSE.

Cette configuration permet plusieurs types de fonctionnements :

- un mode dit « équilibré » avec production simultanée de chaud et de froid respectivement au condenseur utile CDSU et à l'évaporateur utile EVSU,
- un mode chaud seul avec production de chaud au condenseur utile CDSU et évaporation sur source gratuite externe à l'évaporateur EVSE,
- un mode froid seul avec production de froid à l'évaporateur utile EVSU et condensation sur source gratuite externe au condenseur CDSE.

La commande des électrovannes permet l'alimentation des détendeurs et des échangeurs suivant le mode de fonctionnement choisi.

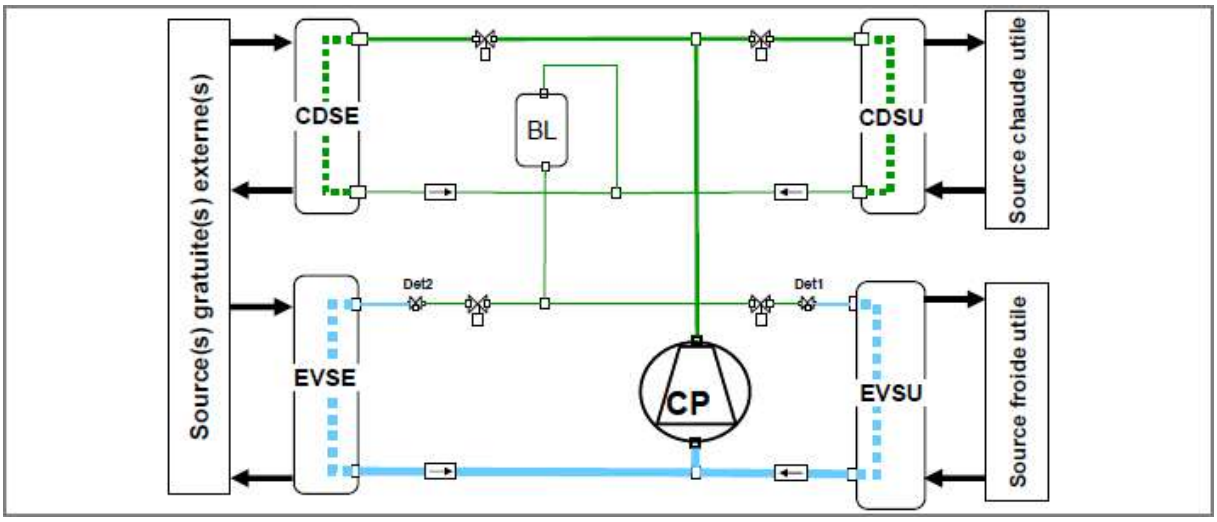


Figure I.1 : Schéma de base d'une thermofrigopompe [1]

La présence de points froids dans le circuit, relativement à la température du fluide frigorigène, peuvent entraîner des phénomènes de condensation non désirés dans les échangeurs non utilisés. Si le condenseur non utilisé constitue un point froid, une quantité trop importante de fluide frigorigène condensera dans cet échangeur et celui-ci sera engorgé en liquide. La bouteille liquide BL devrait alors être surdimensionnée afin de fournir suffisamment de fluide frigorigène pour alimenter le circuit utile de la machine. Si l'évaporateur non utilisé constitue un point froid, il se produit le même phénomène de condensation avec en plus, des possibilités de coup de liquide au compresseur lors du redémarrage de la machine après une phase d'arrêt. L'option la plus simple est alors l'utilisation de clapets antiretour en sécurité, placés en sortie des échangeurs pour éviter les circulations parasites de réfrigérant.

I.2.2. Schéma simplifié de TFP de petite à moyenne à équilibrage sur air

La figure (I.2) présente l'évolution vers le schéma simplifié de la TFP de petite à moyenne puissance développée par notre équipe de recherche. Un sous-refroidisseur Esr est placé en sortie des deux condenseurs en série. La fonction de cet échangeur est la récupération de l'énergie de sous-refroidissement du fluide frigorigène sur la boucle d'eau froide. Le circuit de fluide frigorigène ne traverse plus la bouteille comme dans une installation classique. La bouteille liquide est à présent connectée à la ligne liquide du circuit par un tube supplémentaire. Cette configuration permet d'« isoler » partiellement la bouteille du circuit frigorifique. La bouteille peut alors être utilisée comme réservoir de stockage de fluide frigorigène à l'équilibre liquide/gaz contrôlé en pression (ou en température) très peu perturbé par le flux de réfrigérant du circuit.

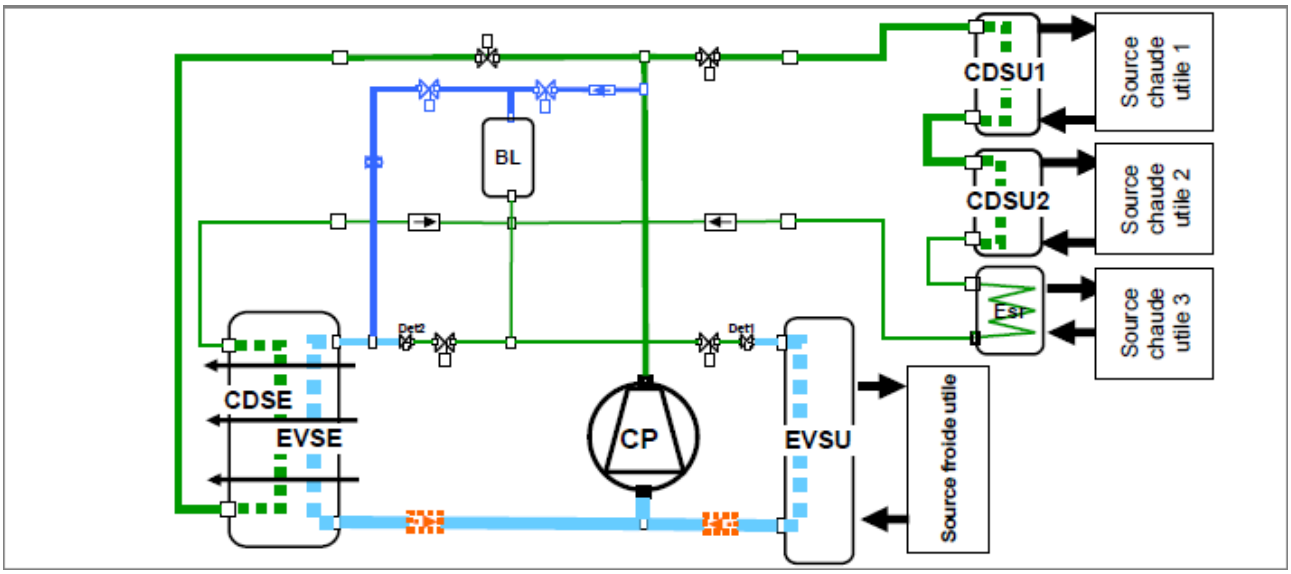


Figure I.2 : Schéma simplifié de TFP de petite à moyenne à équilibrage sur air [1]

I.3. Les composantes de thermofrigopompe

Le schéma de principe du circuit frigorifique est présenté sur la figure (I.3). Les conventions de dessin choisies pour ce schéma sont des traits plus épais pour les conduites de fluide frigorigène à l'état vapeur que pour le fluide frigorigène à l'état liquide, les échangeurs sont des rectangles barrés d'une croix. Les conduites du circuit de fluide frigorigène sont représentées par des traits noirs, les conduites du système de régulation de pression de condensation par des traits de couleur verte, le circuit d'eau chaude par des traits de couleur rouge et le circuit d'eau froide par des traits de couleur bleue. Les détendeurs sont notés « Det », les électrovannes sont notées « Evr », les clapets anti-retour sont notés « Nrv », le filtre déshydrateur est noté « Fd », le voyant liquide est noté « Vl » et l'orifice calibré « Oc ». S'il y en a plusieurs, tous ces éléments sont suivis d'un numéro. Les connexions avec le circuit d'eau sont regroupées sur la partie droite du schéma. Les paragraphes suivants détaillent les spécificités de chaque composant. Sur la figure (II.3), l'évaporateur à eau Eve à EVSU (figure I.2), tandis que le désurchauffeur Decs et le condenseur à eau Cde (figure I.3) représentent les échangeurs sur source utile CDSU1 et CDSU2 (figure I.2). Sur la partie haute pression, cette configuration met en œuvre :

- soit trois échangeurs en série, connectés à des réseaux d'eau chaude sanitaire, d'eau chaude de chauffage et d'eau froide.
- soit en parallèle, un condenseur à air.

La gestion de l'engorgement des trois échangeurs en série est effectuée à l'aide du système de contrôle de la haute pression présenté plus loin. Il sert à gérer la répartition des puissances vers les postes considérés .

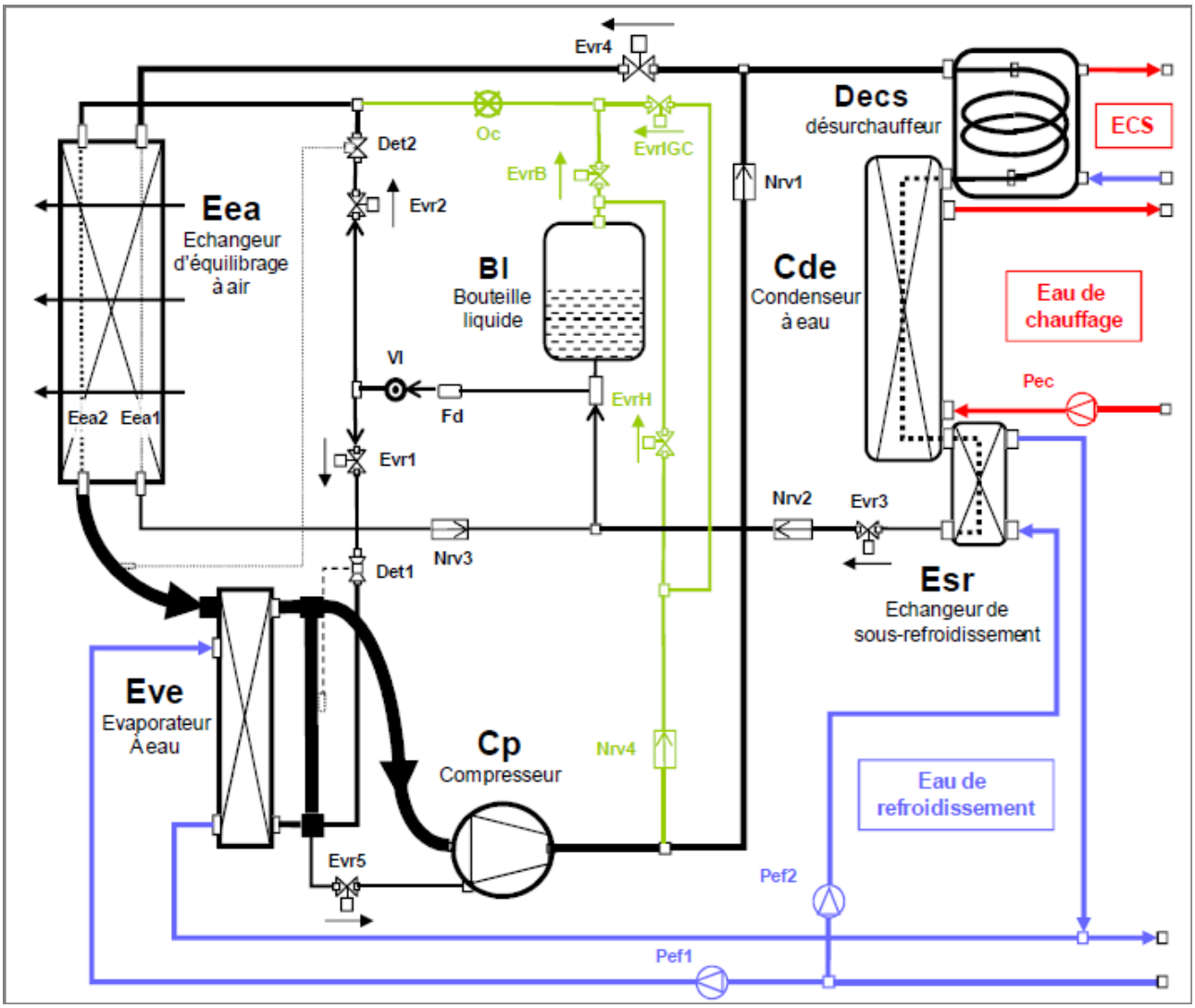


Figure (I.3) : Schéma du circuit frigorifique de la TFP et des connexions sur les réseaux d'eaux chaudes et d'eau froide [1]

L'ouverture et la fermeture des électrovannes Evr3 et Evr4 assurent la circulation dans l'un ou l'autre des condenseurs. Les deux évaporateurs sur eau et sur air sont placés en parallèle. L'alimentation des évaporateurs et des détendeurs associés est gérée par l'ouverture ou la fermeture des électrovannes Evr1 et Evr2. Une gestion du fonctionnement par mode (production de chaud, de froid ou simultanée en mode dit« équilibré ») est mise en place pour sélectionner les échangeurs utiles et de rejet en fonction des besoins énergétiques du bâtiment. Un automate programmable définit d'une part les consignes de fonctionnement propres à la machine à partir des données externes (températures de l'air extérieur, de l'eau chaude sanitaire, de l'eau chaude de chauffage et de l'eau froide de rafraîchissement) et d'autre part pilote les divers organes de l'installation. Le choix du mode de fonctionnement est effectué en fonction des contraintes imposées par la charge et de leur écart par rapport aux consignes.

L'enclenchement d'un mode est réalisé par la mise en marche du compresseur, la mise en marche éventuelle du ventilateur et par l'ouverture des électrovannes adéquates.

I.3.1. Le compresseur

Le compresseur (figure I.4) est l'élément qui assure la circulation et l'augmentation de pression du fluide dans le Circuit, le fluide frigorigène sous forme gazeuse est confinée pendant un intervalle de temps dans un espace compris entre cette cloison mobile et une cloison fixe. Les deux cloisons se rapprochant, le volume de l'espace diminue et le fluide subit une augmentation de pression et de température. L'électrovanne Evr5 est placée sur la conduite de retour d'huile au carter du compresseur. L'ouverture de cette électrovanne est programmée à l'arrêt du groupe pour réinjecter au compresseur l'huile qui serait piégée à l'évaporateur.

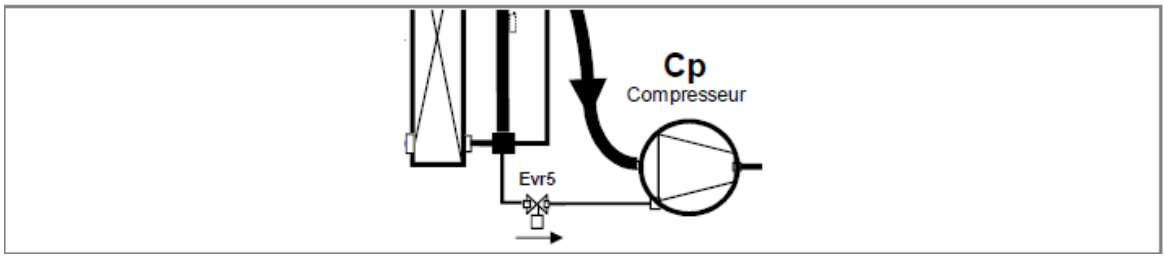


Figure I. 4: Schéma du compresseur

I.3.2. L'échangeur d'équilibrage sur air

Un système d'équilibrage sur air doit être mis en place pour transférer à la source gratuite (air extérieur) la quantité de chaleur nécessaire à l'équilibre du circuit frigorifique quand les transferts utiles (froid et chaud sur les boucles d'eau) sont dans des proportions inadéquates. Cet ensemble doit pouvoir fonctionner soit en condenseur, soit en évaporateur. Par souci de compacité du système et de simplification du circuit d'air, la solution technique choisie est un échangeur à trois circuits imbriqués : air, fluide frigorigène HP et fluide frigorigène BP (figure I.5).

La fonction est réalisée par une batterie à ailettes air / fluide frigorigène, dont le réseau de tubes est divisé en deux : un circuit HP (condenseur) et un circuit BP (évaporateur). Les deux réseaux de tubes sont répartis de manière uniforme sur toute la surface de la batterie. Cet échangeur, appelé « échangeur d'équilibrage sur air », est représenté sur les figures sous le nom « Eea », avec Eea1 qui correspond au condenseur et Eea2 à l'évaporateur à air. Le condenseur à air Eea1 est alimenté par le refoulement du compresseur lorsque l'électrovanne Evr4 est ouverte. L'évaporateur à air Eea2, fonctionnant en régime sec, est alimenté par le détendeur Det2 lorsque l'électrovanne Evr2 est ouverte.

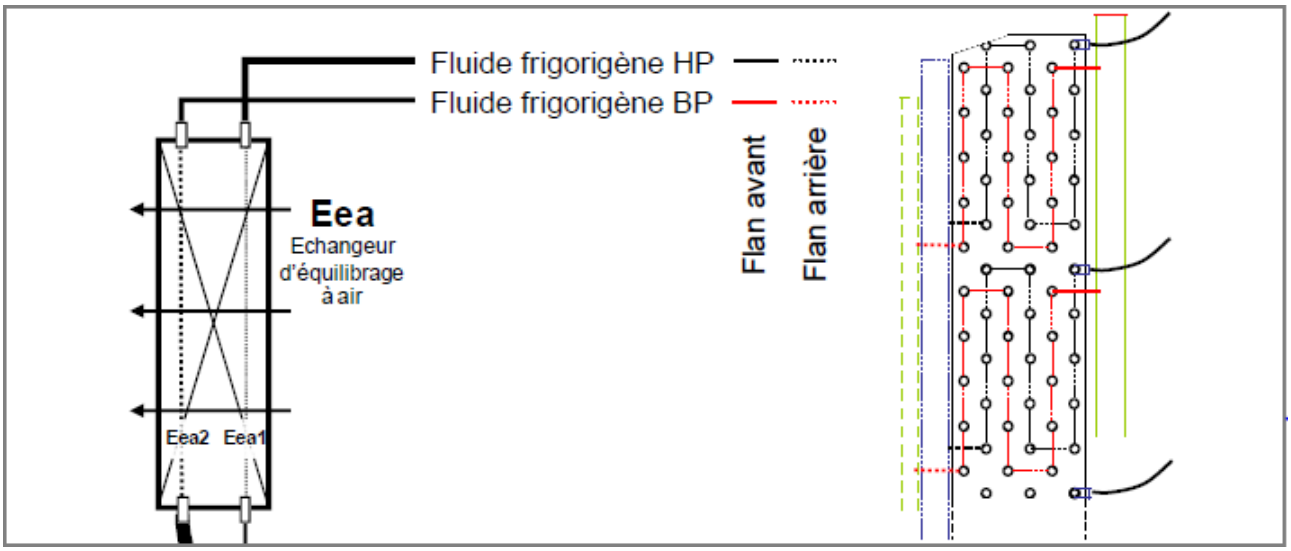


Figure I.5:Schéma de l'échangeur d'équilibrage sur air et schéma de tubage en tubes alternés BP HP

Les ailettes de cette batterie sont en contact à la fois avec certaines nappes affectées à une fonction d'évaporateur et d'autres, à une fonction de condenseur. Les fonctions de condenseur et d'évaporateur ne sont jamais activées simultanément. Quand on travaille en condenseur, la surface d'ailette liée aux nappes propres à l'évaporateur est aussi utilisée et inversement lorsqu'on travaille en évaporateur. La surface d'ailettes de cet échangeur ne doit donc pas correspondre au double d'une batterie classique à un seul faisceau de tubes condenseur ou évaporateur. Un facteur de 1,4 semble un bon compromis à affecter à la surface d'ailettes d'une batterie classique pour obtenir la surface de la batterie d'équilibrage à trois fluides de la TFP. Ce facteur voisin de 1,4 est à optimiser par une étude portant à la fois sur le dimensionnement et le mode de construction.

I.3.3. L'évaporateur à eau pour la production d'eau de rafraîchissement

L'évaporateur à eau est l'échangeur de production d'eau froide pour le rafraîchissement (figure I.6). Il est de type échangeur à contre courant à plaques brasées. Cet échangeur, appelé « évaporateur à eau », est représenté sur les figures sous le nom « Eve ». L'évaporateur à eau est alimenté par le détendeur Det1 lorsque l'électrovanne Evr1 est ouverte.

Le bulbe du détendeur est placé sur un tube vertical en parallèle avec l'évaporateur à eau (figure I.6a). Cette configuration permet un fonctionnement d'évaporateur en régime noyé. Ce régime permet d'optimiser la surface d'échange et donc la puissance frigorifique délivrée. Le niveau de liquide est situé au niveau du bulbe du détendeur. Le tube placé en parallèle sert également de piège à liquide et à huile. Une connexion avec l'évaporateur à air, en haut à gauche de l'échangeur sur le schéma est prévue pour faciliter le déplacement des fluides du caloduc gravitaire.

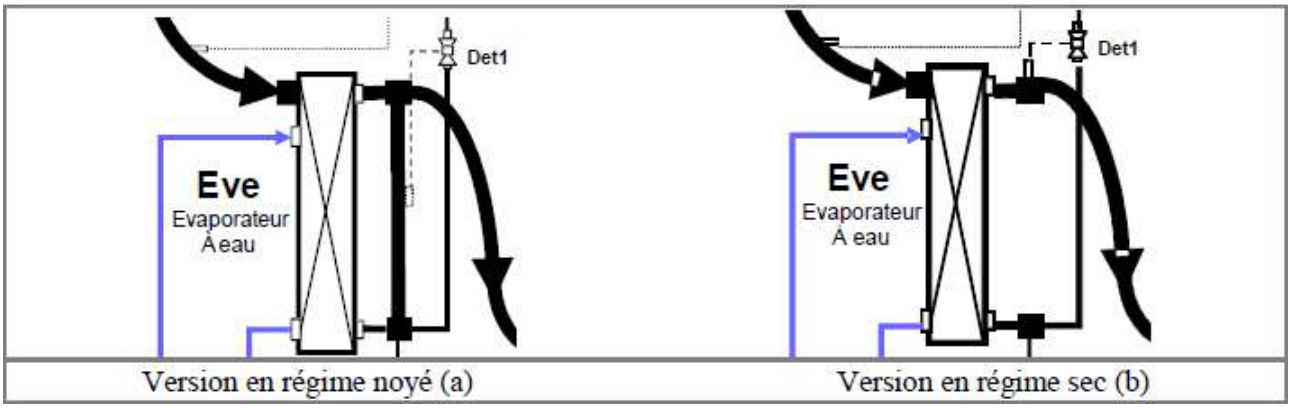


Figure I.6: Schéma de l'évaporateur à eau

Le tube placé ainsi, en parallèle, participe au piégeage des condensats du caloduc. L'évaporateur est utilisé en régime sec (figure I.6b) associé à une bouteille anti-coup de liquide. Il n'y a pas de clapet anti-retour à la sortie des évaporateurs, et la condensation parasite est gérée et même utilisée à des fins de dégivrage par caloduc. La protection contre les coups de liquide utilisée est la programmation d'un tirage au vide avant l'arrêt de la machine et la mise en place d'une bouteille anti-coup de liquide pour la récupération des condensats du caloduc.

I.3.4. Le circuit spécifique au caloduc gravitaire pour le dégivrage

Pour réaliser le dégivrage tout en maintenant la production de chaud, une séquence de fonctionnement en hiver alterne évaporation sur air et évaporation sur eau. En fonctionnement avec l'évaporateur à air en mode chauffage seul, une couche de givre se forme sur les ailettes de l'évaporateur à air pour des températures d'air typiquement inférieures à 5 ou 7°C suivant l'hygrométrie. Lors de ce mode, une récupération de chaleur est effectuée par sous-refroidissement du fluide frigorigène après condensation. La chaleur récupérée est stockée sur le ballon d'eau froide. Ce ballon est dimensionné de telle sorte que l'épaisseur de la couche de givre à l'évaporateur dans les conditions de givrage maximales est faible lorsque la température du ballon a atteint 15°C. Sur ce critère de température, la phase de dégivrage est enclenchée.

En phase de dégivrage, le mode de fonctionnement est le mode équilibré dans lequel l'évaporation se produit à l'évaporateur à eau. L'évaporateur à eau est alimenté par l'énergie stockée précédemment en mode chauffage, récupérée par sous-refroidissement du fluide frigorigène. Pour une température d'eau froide de 15°C, la température d'évaporation est d'environ 5°C pour un fluide et plutôt autour de 10°C pour le R600a. Dans ce mode, la température d'évaporation est sensiblement relevée par rapport à une évaporation sur air extérieur à 7°C ou moins.

Un débit de vapeur sortant de l'évaporateur à eau est entraîné par le compresseur en même temps qu'un débit supplémentaire migre vers les points du circuit à une température et une pression plus faibles. Le point du circuit à la température la plus basse se situe au niveau des surfaces intérieures des tubes de l'évaporateur à air en contact thermique avec la couche de givre formée sur les surfaces extérieures des tubes et sur les ailettes, à une température inférieure ou égale à 0°C. En ce point, la température et la pression locale des vapeurs se situent au-dessous du niveau de saturation du fluide frigorigène en gaz. Il se produit alors une condensation du réfrigérant sur les surfaces intérieures des tubes de la batterie à air.

L'énergie de condensation est transmise par convection du fluide frigorigène au tube puis par conduction du tube aux ailettes puis à la couche de givre. La couche de givre fond alors progressivement. Les condensats de fluide frigorigène retournent à l'évaporateur à eau par gravité. Tant que la batterie n'est pas complètement dégivrée, le transfert de l'énergie de condensation du fluide frigorigène à la couche de givre est réalimenté par un nouvel apport de vapeurs issues de l'évaporateur à eau. Avec une perte de charge minimisée dans la conduite entre les deux évaporateurs, des vapeurs issues de l'évaporateur à eau migrent donc en continu jusqu'aux surfaces intérieures des tubes de la batterie à air tant que la couche de givre n'est pas complètement fondue.

La conduite mise en jeu par le caloduc doit permettre une double circulation du fluide frigorigène, la montée des vapeurs en partie haute de conduite et la descente des condensats en partie basse. Ceci impose donc la disposition de l'évaporateur à air en partie haute de la machine et de l'évaporateur à eau en partie basse. La conduite entre les deux évaporateurs doit avoir une pente ascendante continue, être de diamètre important et autant que possible, sans singularité.

La figure I.7 présente le dispositif de dégivrage par caloduc formé entre les deux sources de chaleur à des températures différentes que sont la couche de givre et l'eau froide.

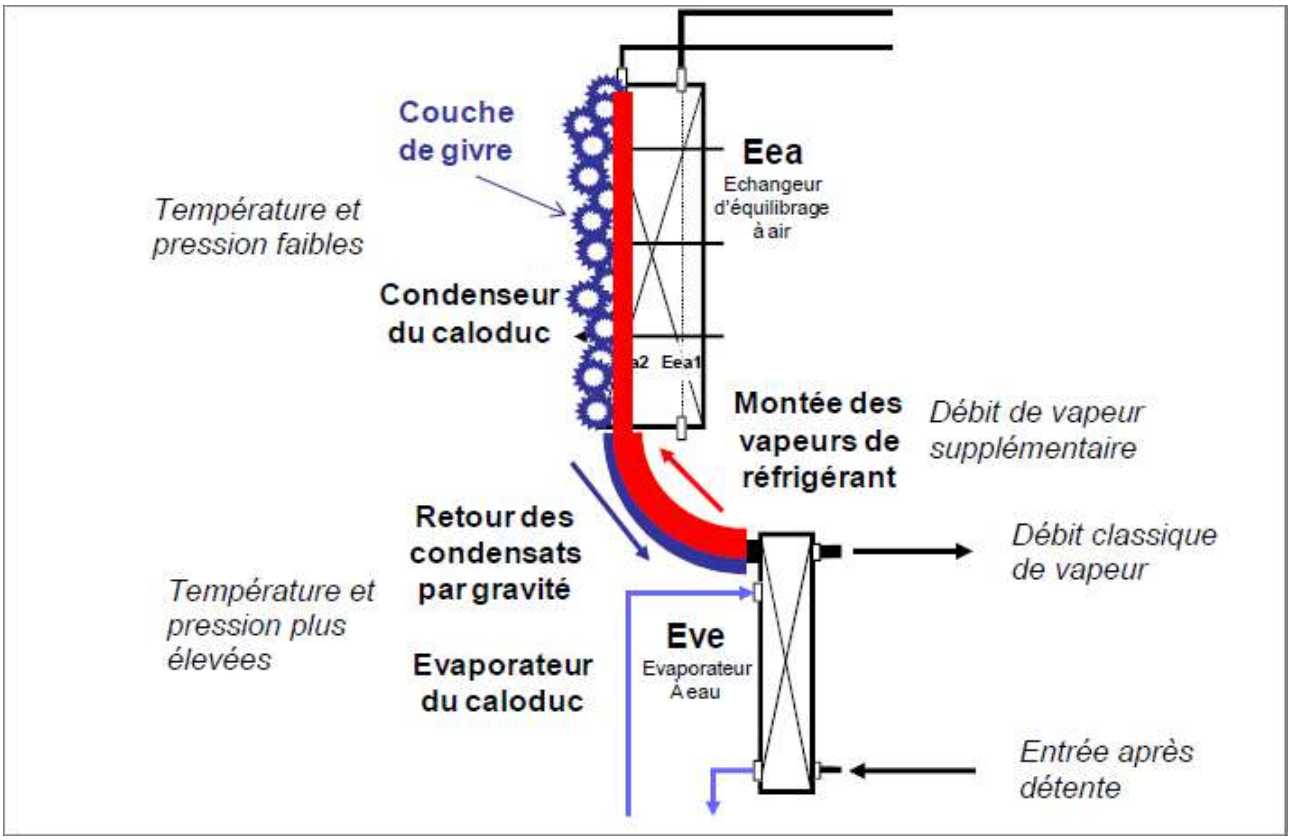


Figure I .7: Schéma du fonctionnement du caloduc gravitaire

I.3.5. Le désurchauffeur pour la préparation d'eau chaude sanitaire

Le désurchauffeur est un ballon de préparation d'eau chaude sanitaire qui contient un serpentin dans lequel circule le fluide frigorigène provenant du refoulement compresseur (figure I.8). Les gaz chauds transfèrent une partie de leur chaleur à l'eau sanitaire. Cet échangeur, appelé « désurchauffeur », est représenté sur les figures sous le nom « Decs ».

La boucle d'eau de chauffage peut être utilisée comme stockage tampon à utilisation différée en misaison et en été. En général, la condensation sur air en période estivale conduit à des températures de condensation voisines de 45°C ou plus. Tant que le stockage sur boucle d'eau chaude ne conduit pas à des températures de condensation nettement supérieures, il est plus intéressant de constituer ce stockage chaud plutôt que de rejeter la chaleur sur la source gratuite. Ainsi, en fonctionnement, le ballon d'ECS est remonté en température et pendant l'arrêt du groupe, son maintien en température est assuré par un caloduc gravitaire. Après une phase de fonctionnement en production d'eau chaude de chauffage et d'ECS, les ballons d'eaux chaudes sont chargés. Or, en été, les besoins de chauffage sont faibles comparés aux besoins d'eau chaude sanitaire. Au fur et à mesure des soutirages d'eau chaude sanitaire, la température du ballon ECS diminue plus rapidement que celle du ballon d'eau chaude de chauffage. Un caloduc gravitaire se forme entre les deux ballons à des niveaux différents de température.

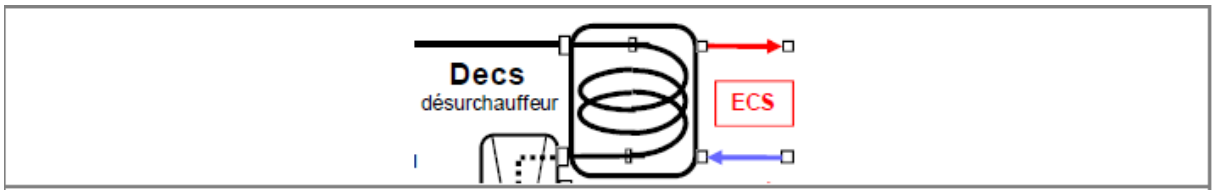


Figure I.8 : Schéma du désurchauffeur pour la production d'ECS

L'eau chaude de la boucle de chauffage, dont la capacité de stockage n'est pas négligeable, transfère une quantité de chaleur au fluide frigorigène se trouvant dans le condenseur. Le fluide frigorigène se vaporise et migre vers le point le plus froid de cette partie du circuit. Dans le ballon d'ECS à température plus faible, diminuée par les soutirages, le réfrigérant se condense et les condensats retournent par gravité au condenseur à eau. Pour assurer ce fonctionnement en caloduc gravitaire, plusieurs conditions doivent être respectées. Le désurchauffeur doit être placé au-dessus du condenseur à eau pour permettre la montée des vapeurs et la descente des condensats par gravité. Un niveau optimal de liquide dans le couple Decs / Cde doit être obtenu par la fermeture des électrovannes Evr3 et Evr4 et l'effet anti-retour du clapet Nrv1. Enfin, la température de boucle d'eau chaude doit être suffisante pour satisfaire à la consigne minimale de température d'ECS. Ce dispositif permet de limiter considérablement les redémarrages du compresseur, l'inertie thermique du ballon d'eau chaude pour le chauffage étant cumulée à celle du ballon de préparation d'ECS. La gestion du groupe en termes de sélection des modes se fait donc, en période estivale, sur la température du stockage en ballon d'eau chaude.

I.3.6. Le condenseur à eau pour la production d'eau de chauffage

Le condenseur à eau est l'échangeur utile de production d'eau chaude pour le chauffage (figure I.9). Il est de type échangeur à contre-courant à plaques brasées. Il est alimenté par le refoulement du désurchauffeur. Cet échangeur, appelé « condenseur à eau », est représenté sur les figures sous le nom « Cde ».

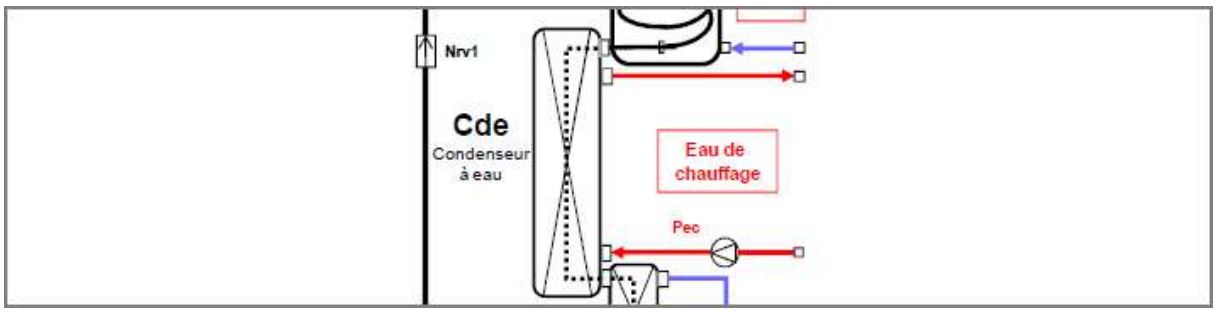


Figure I.9: Schéma du condenseur à eau

I.3.7. Le sous-refroidisseur

Le sous-refroidisseur permet de stocker une quantité d'énergie récupérable par sous-refroidissement du fluide frigorigène sur la boucle d'eau froide (figure I.10). Il est de type échangeur à contre courant à plaques brasées. C'est un échangeur liquide / liquide classique de petite taille par rapport au condenseur Cde. Il est alimenté par le refoulement du condenseur à eau. Cet échangeur, appelé « échangeur de sous-refroidissement » ou « sous-refroidisseur », est représenté sur les figures sous le nom « Esr ».

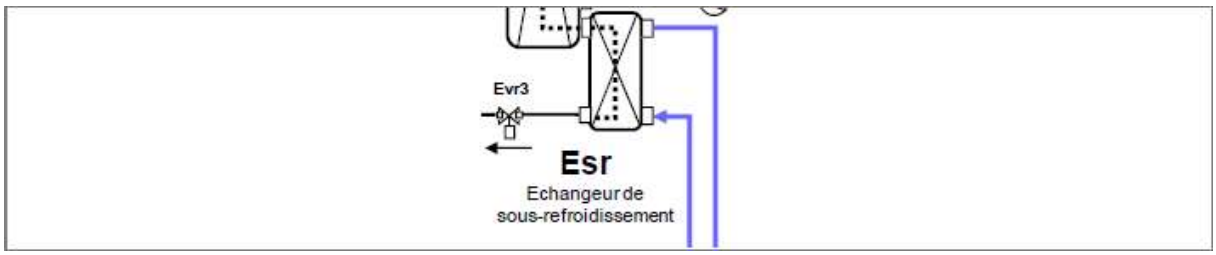


Figure I.10: Schéma de l'échangeur de sous-refroidissement

I.3.8. La bouteille liquide et la gestion de la pression de condensation

La bouteille liquide est un réservoir de fluide frigorigène en mélange liquide / vapeur contrôlé en pression (figure I.11). Ce réservoir est stratifié en température. Une jaquette isolante doit être mise en place pour limiter les transferts thermiques vers l'environnement extérieur. Le fluide frigorigène liquide le plus froid se trouve en partie basse et le fluide frigorigène gazeux le plus chaud se trouve en partie haute. La bouteille liquide est appelée ainsi car elle est connectée, en partie basse, à la ligne liquide du circuit frigorifique. En partie haute, elle est connectée au refoulement du compresseur et à l'entrée de l'évaporateur à air. La bouteille liquide est représenté sur les figures sous le nom « Bl ».

L'objectif de la mise en place de cette bouteille est de stocker ou de déstocker du fluide frigorigène en fonction du volume interne du condenseur utilisé.

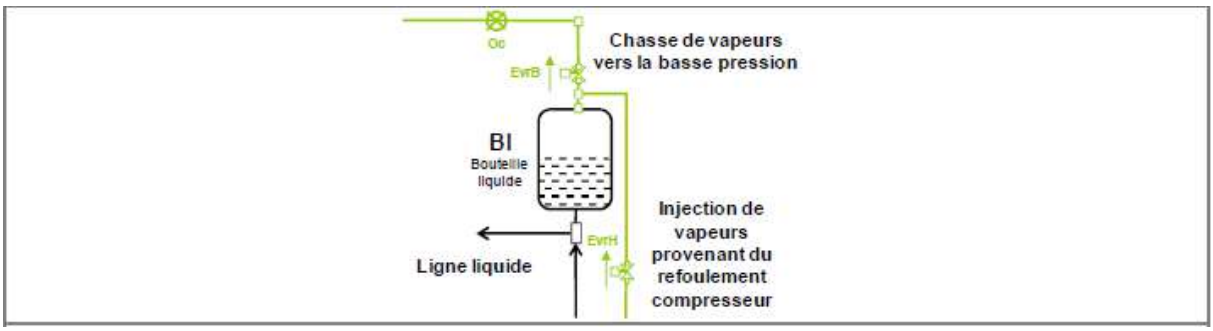


Figure I.11: Schéma de la bouteille liquide et du système de contrôle de la pression en bouteille

I.4. Les modes de fonctionnement

La TFP est amenée à fonctionner en trois modes de base : mode rafraîchissement seul, mode équilibré et mode chauffage seul. Ces trois modes principaux comportent des variantes en fonction des températures de source et des modes précédents. En tout, sept modes (numérotés de 1 à 6) ont été définis pour assurer un fonctionnement complet de la machine.

I.4.1. Mode 1 : priorité au froid

Ce mode de fonctionnement correspond à un mode de rafraîchissement classique en période estivale. La fonction de l'échangeur d'équilibrage sur air Eea est celle d'un condenseur à air extérieur. L'évaporation est effectuée à l'évaporateur à eau pour produire de l'eau froide de rafraîchissement. Du point de vue de l'utilisateur, il y a une demande de froid mais pas ou peu de demande de chaud. La température d'eau en boucle froide baisse, la température de boucle chaude varie peu suivant la demande d'ECS. Ce mode est principalement utilisé en période estivale, en alternance avec le mode 2 ou l'arrêt du groupe.

I.4.2. Mode 2 : équilibré avec priorité au froid

Ce mode de fonctionnement met en jeu le désurchauffeur, le condenseur à eau et l'évaporateur à eau. Du point de vue de l'utilisateur, il correspond à une demande simultanée en eau chaude et en eau froide. La température d'eau en boucle froide baisse, la température de boucle chaude augmente. L'essentiel de la demande de chaud correspond à une préparation d'eau chaude sanitaire car ce mode est principalement utilisé en période estivale, en alternance avec le mode 1 ou l'arrêt du groupe.

I.4.3. Mode 3 : équilibré avec priorité au chaud

Ce mode de fonctionnement ne se différencie du mode 2 que par les niveaux de température des boucles d'eau et le fonctionnement du sous-refroidisseur. Esr assure un sous-refroidissement du fluide frigorigène, donc une condensation totale avant l'alimentation du détendeur. L'énergie récupérée par sous-refroidissement est retransmise au fluide frigorigène à l'évaporation. Cette énergie n'est donc pas une énergie utile.

Du point de vue de l'utilisateur, ce type de fonctionnement correspond à une demande simultanée en eau chaude et en eau froide, avec prédominance des besoins en chaud. La température d'eau en boucle froide baisse, la température de boucle chaude augmente. Principalement utilisé en période de mi-saison et en hiver, ce mode est utilisé en cas de priorité au chaud et donc en alternance avec le mode 5 à suivre.

I.4.4. Mode 4 : équilibré avec priorité au chaud et dégivrage

Ce mode de fonctionnement correspond au mode 3, régime équilibré avec priorité au chaud avec déclenchement du caloduc de dégivrage. Si la température de surface de l'échangeur d'équilibrage Eea2 est sensiblement plus basse que la température d'évaporation à l'évaporateur à eau Eve, l'ensemble formé par Eea2 et Eve constitue un caloduc gravitaire dont Eve est l'évaporateur et Eea2 le condenseur. Lorsque la couche de givre a fondu, le caloduc s'arrête de lui-même et le mode de fonctionnement devient le mode 3. Le mode 4 est principalement utilisé en période d'hiver, en alternance avec les modes 3, 5 ou l'arrêt du groupe.

I.4.5. Mode 5 : priorité au chaud

Ce mode de fonctionnement correspond au fonctionnement d'une pompe à chaleur.
L'évaporateur est Eea2, la composante BP de l'échangeur d'équilibrage Eea. Le dessin du circuit permet d'utiliser l'évaporateur à eau Eve comme bouteille anti-coup de liquide. Les trois échangeurs en série à la haute pression (à savoir le désurchauffeur ECS, le condenseur à eau et le sous-refroidissement) sont sollicités.

Du point de vue de l'utilisateur, ce type de fonctionnement correspond à une demande en eau chaude. Le condenseur fait augmenter la température de la boucle d'eau chaude et le sous-refroidisseur, celle de la boucle d'eau froide. Dans ce mode, l'énergie récupérée au sous-refroidissement est transmise à la boucle d'eau froide pour une utilisation ultérieure en mode équilibré. Le mode 5 est principalement utilisé en période d'hiver, en alternance avec les modes 3, 4 ou l'arrêt du groupe.

I.4.6. Mode 6 : maintien ECS

Ce mode de fonctionnement correspond au maintien de la température du ballon d'eau chaude sanitaire par l'énergie stockée sur la boucle d'eau chaude. Ce mode est utilisé en été lorsque les besoins en chauffage sont inférieurs aux besoins d'ECS, principalement en période estivale.

Le condenseur à eau et le désurchauffeur ECS forment un caloduc gravitaire avec évaporation du fluide frigorigène grâce à l'eau de chauffage au condenseur et condensation du fluide frigorigène grâce à l'eau chaude sanitaire au désurchauffeur. Pour que le caloduc fonctionne de manière autonome, le ballon de chauffage doit être à une température supérieure à la consigne de production d'ECS et une quantité optimale de fluide frigorigène doit être conservée dans cette partie du circuit après l'arrêt du groupe. Cette situation est possible si la température de stockage du

ballon d'eau chaude de chauffage est relevée et que la température de consigne du ballon d'eau chaude sanitaire est plus faible. Le mode maintien ECS allonge le temps d'arrêt de l'installation. Les phases de fonctionnement sont donc plus longues et le compresseur est mieux utilisé.

I.5. Conclusion

Les TFP sont adaptées pour : le chauffage, froid, l'eau chaud sanitaire, le rafraichissement et pour le chauffage de la plancher, de tous les types de bâtiments : maisons unifamiliales et plurifamiliales, hôtels, bâtiments industriels.

II.1. Introduction

Le dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres est l'une des techniques les prometteuses pour la production de l'eau potable, Il existe plusieurs procédés différents de dessalement qui peuvent être classés en deux grandes familles : les procédés avec changement de phase dits procédés thermiques qui ont une forte consommation énergétique et les procédés sans changement de phase dits procédés membranaires. Les procédés thermiques sont principalement des procédés de distillation. Le procédé de distillation consiste simplement à évaporer l'eau sous forme de vapeur d'eau qui est ensuite condensée. Ce procédé est utilisé depuis l'Antiquité. De nos jours, la distillation peut être réalisée suivant différentes techniques : la distillation simple et multiples effets, la distillation par détentes successive appelée aussi multi flash ou flash et la distillation par compression de vapeur. Les procédés membranaires consistent à séparer les sels de l'eau au moyen de membranes sélectives. Ils n'impliquent pas de changement de phase et peuvent fonctionner à température ambiante. Deux procédés membranaires sont actuellement utilisés en dessalement: l'osmose inverse et l'électrodialyse [2].

II.2. Les procédés thermiques de distillation

II.2.1. La compression de vapeur

Lors de la distillation par compression de vapeur (Figure II.1), l'eau est portée à ébullition dans une enceinte thermiquement isolée. La vapeur produite est aspirée par un compresseur qui élève sa température de saturation. Cette vapeur traverse ensuite un faisceau tubulaire placé à la base de l'enceinte et se condense en provoquant l'évaporation de l'eau salée. Ce procédé permet d'obtenir une production maximum 5000 $m^3.j^{-1}$ avec une salinité de 1 à 50 $mg.L^{-1}$ pour une consommation énergétique de 12 à 17 $kWh.m^{-3}$ d'eau produite.

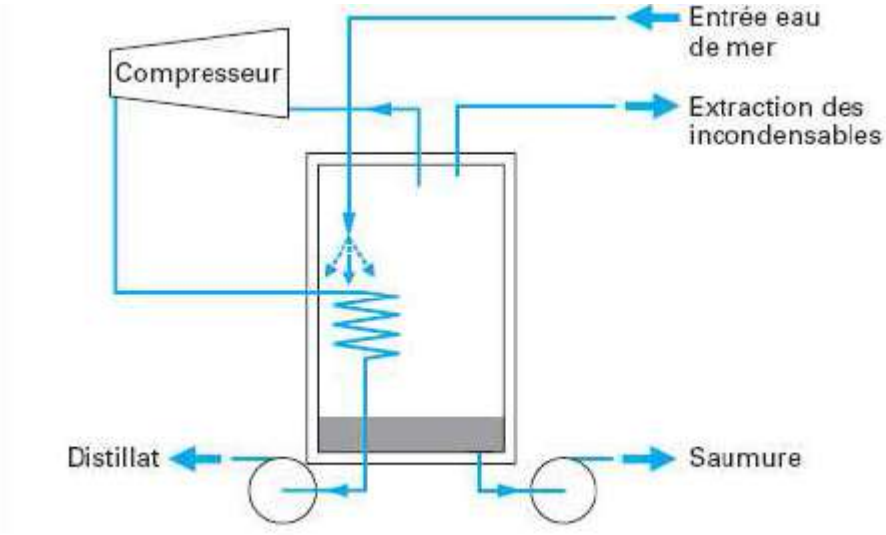


Figure (II.1): Procédé de dessalement par compression de vapeur

II.2.2. La distillation multi-étagée

La distillation multi-étagée est un procédé de distillation basé sur le principe de la vaporisation instantanée (Figure II.2). L'eau prétraitée pénètre dans l'installation où elle est préchauffée en traversant les condenseurs des différents étages du procédé. Elle est ensuite introduite dans une chaudière ou réchauffeur où elle est chauffée jusqu'à une température d'environ 110°C. L'eau chaude est alors introduite dans le bas du premier étage où règne une pression inférieure à sa pression de vapeur saturante. Il en résulte une vaporisation instantanée par détente (distillation flash)[3].

La vapeur ainsi produite se condense sur les parois du condenseur et est recueilli. L'eau restante pénètre dans la chambre suivante où règnent une température et une pression plus basses, Il se produit ainsi une nouvelle distillation flash dans cette chambre. Le phénomène se répète jusqu'à la dernière chambre. Les écarts de pressions entre les chambres permettent l'écoulement de l'eau de et de l'eau douce produite jusqu'à la dernière chambre sans l'utilisation de pompes, Ce procédé permet d'obtenir une production supérieure à 25000 $m^3.j^{-1}$ avec une salinité de 50 à 100 $mg.L^{-1}$ pour une consommation électrique de 1 à 3 $kWh.m^{-3}$ d'eau produite.

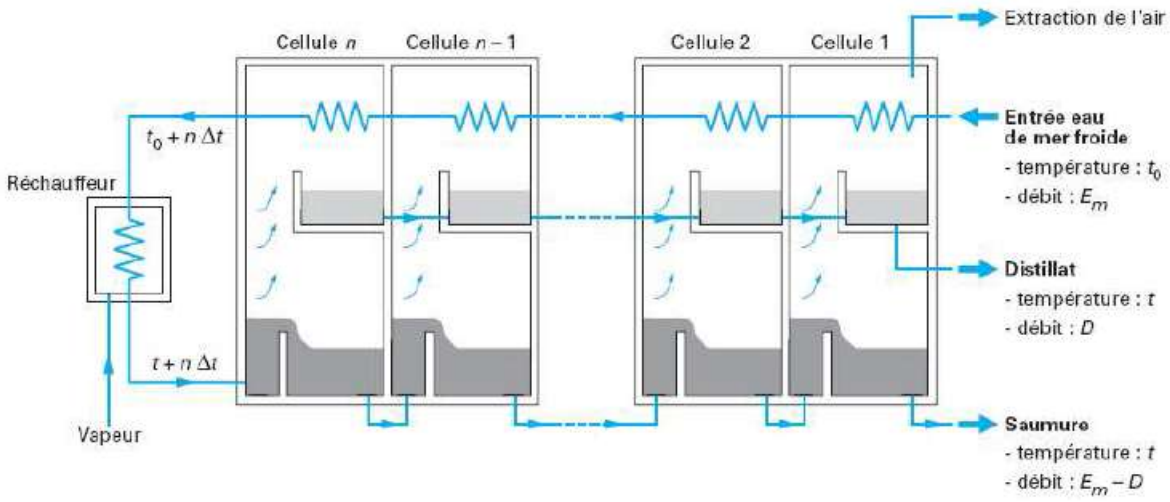


Figure II.2: Procédé de dessalement par distillation multi-étagée

II.2.3. La distillation à simple effet

La distillation à simple effet reproduit le cycle naturel de l'eau. Dans une enceinte fermée, un serpentin de chauffage porte à ébullition l'eau. La vapeur produite se condense au contact d'un deuxième serpentin alimenté par l'eau froide. Enfin, un éjecteur ou une pompe évacue les gaz incondensables. Deux groupes électropompes soutirent l'eau condensée et l'eau concentrée.

II.2.4. La distillation à multiples effets

La distillation à multiples effets consiste simplement à la juxtaposition de plusieurs cellules fonctionnant selon le principe de l'effet simple (Figure II.3). Le fluide caloporteur porte à l'ébullition l'eau admise dans la première cellule où règne la température la plus haute. La vapeur émise par l'ébullition de l'eau est transférée dans la cellule voisine où une pression légèrement inférieure est maintenue. La température d'ébullition diminuant avec la pression, l'eau présente dans la deuxième cellule est alors vaporisée grâce à la vapeur issue du premier effet. Il s'agit du deuxième effet. L'opération peut être répétée plusieurs fois. Ce procédé permet d'obtenir une production de 10000 à 25000 $m^3.j^{-1}$ avec une salinité de 1 à 50 $mg.L^{-1}$ pour une consommation énergétique de 1 à 2 $kWh.m^{-3}$ d'eau produite.

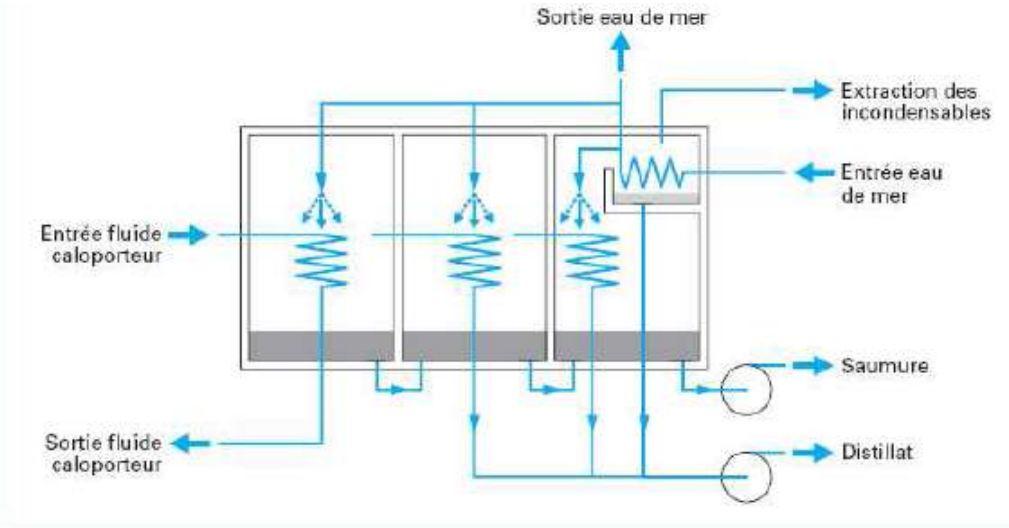


Figure (II.3): La distillation multiple effets

II.3. Les procédés membranaires

II.3.1. L'électrodialyses

L'électrodialyse est un procédé électro membranaire permettant la concentration et la déminéralisation de solutions contenant des espèces chargées. La force motrice est un gradient de potentiel appliqué entre deux électrodes. Entre ces électrodes, sont placées alternativement des membranes échangeuses d'anions et des membranes échangeuses de cations. Le champ électrique provoque un déplacement des ions présents dans l'eau. Ces ions se concentrent dans un compartiment (concentrât) tandis que l'autre est appauvri en sel.

II.1.2 .2. L'osmose inverse

Soit un système à deux compartiments séparés par une membrane semi-perméable et contenant deux solutions de concentrations différentes (Figure II.4). Le phénomène d'osmose va se traduire par un écoulement d'eau dirigé de la solution diluée vers la solution concentrée.

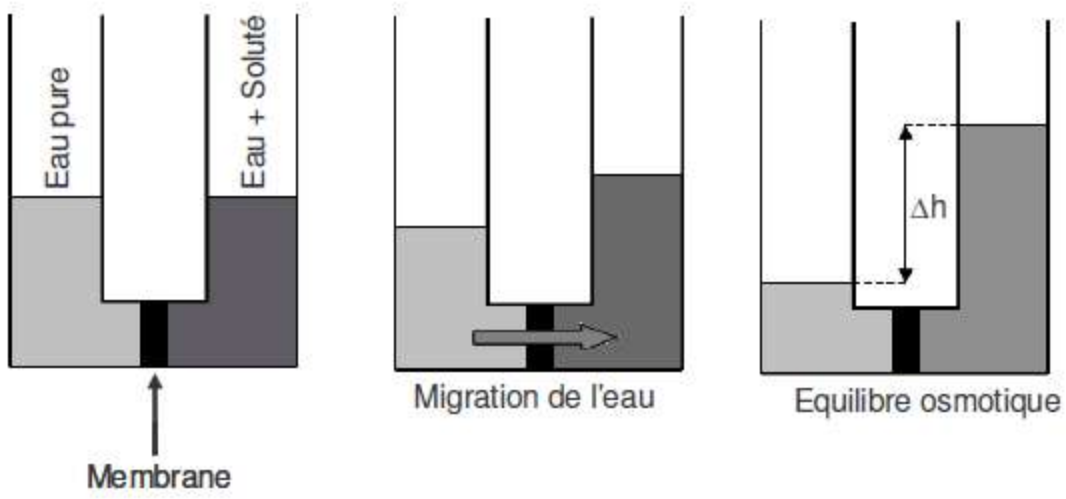


Figure (II.4): Procédé de dessalement par osmose inverse

Si l'on essaie d'empêcher ce flux d'eau en appliquant une pression sur la solution concentrée, la quantité d'eau transférée par osmose va diminuer. Il arrivera un moment où la pression appliquée sera telle que le flux d'eau s'annulera. Si, pour simplifier, cette pression d'équilibre est appelée pression osmotique. Une augmentation de la pression au delà de la pression osmotique va se traduire par un flux d'eau dirigé en sens inverse du flux osmotique, c'est-à-dire de la solution concentrée vers la solution diluée : c'est le phénomène d'osmose inverse (OI).

II.4. La distillation membranaire

II.4.1. Principe de la distillation membranaire

La Distillation Membranaire (DM) est un procédé hybride combinant à la fois un procédé thermique et un procédé membranaire. La membrane met en contact direct un liquide côté alimentation et une phase liquide ou gazeuse côté perméat. La force de transfert du procédé est la différence de pressions partielles entre les deux côtés de la membrane qui provoque une évaporation du côté alimentation. La membrane sert uniquement de support à l'interface liquide-gaz et n'intervient pas dans le procédé séparatif. La membrane macroporeuse doit être hydrophobe afin d'empêcher le liquide de pénétrer à l'intérieur des pores de la membrane [4].

Le procédé de distillation membranaire comporte plusieurs étapes. Tout d'abord le fluide à traiter, sous forme liquide, s'évapore au voisinage des pores de la membrane à l'interface entre les phases liquide et vapeur du côté alimentation de la membrane. Les molécules du fluide sont ensuite transportées, sous forme vapeur uniquement, à travers les pores de la membrane. Enfin, le fluide sous forme vapeur se condense de l'autre côté de la membrane par divers procédés [5].

II.2.2. Déférents types de distillation membranaire

Il existe quatre configurations possibles de distillation membranaire: distillation membranaire à contact direct (DCMD), distillation membranaire à intervalle gazeux (AGMD), distillation membranaire à entraînement gazeux (SGMD) et distillation membranaire sous vide (VMD). La différence entre ces configurations vient de la façon dont est générée la différence transmembranaire de pression partielle [6].

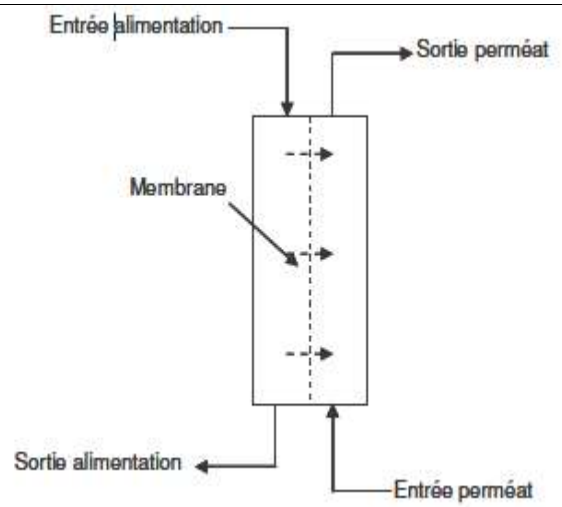


Figure (II.5): Distillation membranaire à contact direct (DCMD)

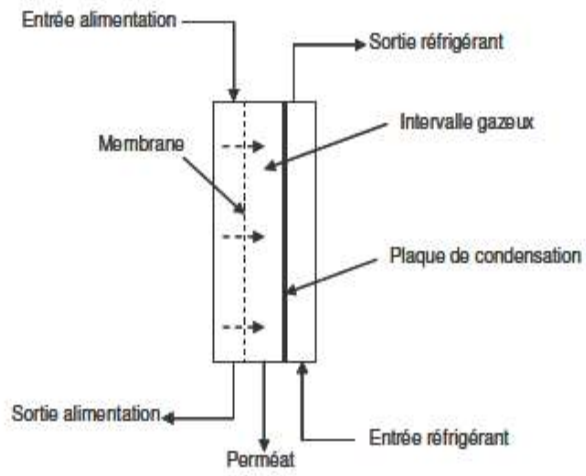


Figure (II.6): Distillation membranaire à intervalle gazeux (AGMD)

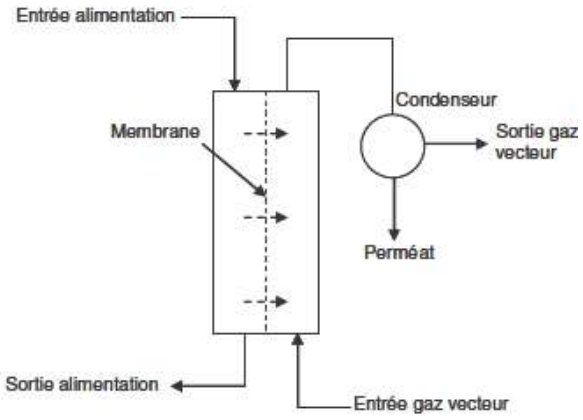


Figure (II.7): Distillation membranaire à entraînement gazeux (SGMD)

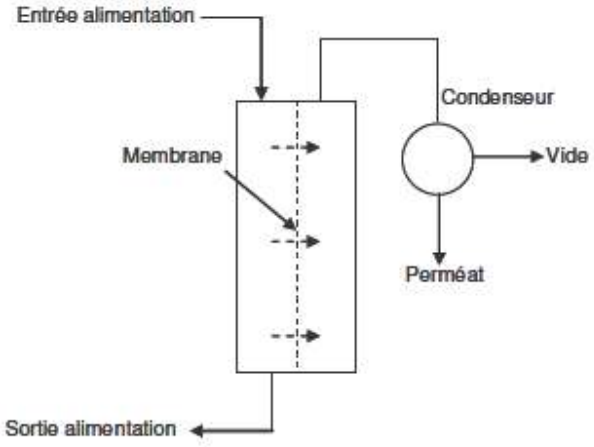


Figure (II.8): distillation membranaire sous vide (VMD)

a) Distillation membranaire à contact direct (DCMD)

Pour la DCMD ou distillation membranaire à contact direct (Figure II.5), la différence transmembranaire de pression partielle est générée par une différence de température entre l'alimentation liquide chaude et un liquide froid recueillant le perméat de part et d'autre de la membrane hydrophobe.

Les molécules volatiles s'évaporent ainsi à l'interface liquide chaud/vapeur et traversent la membrane sous forme gazeuse pour ensuite être recondensées à l'interface vapeur/liquide froid. La recondensation a ainsi lieu à l'intérieur du module membranaire.

La DCMD se caractérise par des flux de perméat relativement faibles en comparaison avec les autres configurations de distillation membranaire. Il est à noter les fortes pertes de chaleur par conduction dans la membrane et l'importance des phénomènes de polarisation de température et de concentration. Au contraire, la résistance au transfert de matière est faible. Cette configuration présente également un risque de mouillage plus important avec la présence de deux phases liquides de part et d'autre de la membrane.

b) Distillation membranaire à intervalle gazeux (AGMD)

Pour l'AGMD ou distillation membranaire à intervalle gazeux (Figure II.6), la différence transmembranaire de pression partielle est générée par une différence de température entre l'alimentation liquide chaude et une surface froide de part et d'autre de la membrane hydrophobe. Un intervalle gazeux inerte et stagnant est placé entre la membrane et cette surface froide. Les molécules volatiles s'évaporent ainsi à l'interface liquide chaud/vapeur et traversent la membrane sous forme gazeuse puis l'intervalle gazeux avant de se recondenser au contact de la surface froide. La recondensation a ainsi lieu à l'intérieur du module membranaire.

L'AGMD se caractérise par les flux de perméat les plus faibles en comparaison avec les autres configurations de distillation membranaire. Contrairement à la DCMD, les pertes de chaleur par conduction dans la matrice membranaire sont relativement faibles. Il est à noter la présence d'une résistance supplémentaire aux transferts de chaleur et de matière due au film gazeux (transfert par diffusion moléculaire dans le film gazeux). Son épaisseur joue un rôle important mais elle est difficile à contrôler pour des raisons techniques.

c) Distillation membranaire à entraînement gazeux (SGMD)

Pour la SGDM ou distillation membranaire à entraînement gazeux (Figure II.7), la différence transmembranaire de pression partielle est générée par une différence de température entre l'alimentation liquide chaude et un gaz vecteur froid inerte de part et d'autre de la membrane hydrophobe. Les molécules volatiles s'évaporent ainsi à l'interface liquide chaud/vapeur et traversent la membrane sous forme gazeuse puis sont entraînées par le gaz vecteur. La recondensation de cette vapeur a lieu grâce à un condenseur à l'extérieur du module membranaire.

La SGMD a été développée comme une solution intermédiaire entre la DCMD et l'AGMD. Elle présente ainsi de faibles pertes de chaleur par conduction dans la membrane (DCMD) et une faible résistance au transfert de matière (AGMD). Contrairement à l'AGMD où le film gazeux est statique, le mouvement du gaz vecteur en SGDM augmente le coefficient de transfert de chaleur. La vitesse de ce gaz joue alors un rôle très important. Pour ces raisons, la SGMD permet d'obtenir des flux de perméat plus importants. Cependant, la SGMD entraîne des coûts supplémentaires : un apport continu de gaz vecteur inerte est nécessaire et la récupération de chaleur lors de la condensation du perméat n'est pas aisée.

d) Distillation membranaire sous vide (VMD)

Pour la VMD ou distillation membranaire sous vide qui est l'objet de cette étude, la différence transmembranaire de pression partielle est générée, non plus par une différence de température, mais par une basse pression ou pression de vide inférieure à la pression partielle de vapeur de l'alimentation liquide chaude et appliquée du côté perméat de la membrane hydrophobe (figure II.8). Les molécules volatiles s'évaporent ainsi à l'interface liquide chaud/vapeur et traversent la membrane sous forme gazeuse. La recondensation de la vapeur se fait grâce à un condenseur à l'extérieur du module membranaire.

La VMD est une des configurations qui a été le moins étudiée. Néanmoins, elle présente deux avantages importants: les flux de perméat obtenus sont plus importants que pour les autres configurations et les phénomènes de conduction de chaleur à travers la membrane sont fortement réduits voire négligeables. Cela entraîne un phénomène de polarisation de température ainsi réduit. Néanmoins, le risque de mouillage des pores est plus élevé.

II.3. Les applications de la distillation membranaire

- La DM a été étudié en laboratoire pour de nombreuses applications qui ont montré leurs potentialités et leur intérêt [7].
- La DM peut ainsi être utilisée pour séparer des composés présents dans l'eau comme des composés non volatils (ions, colloïdes, macromolécules, métaux lourds), des composés organiques volatils à l'état de traces comme le benzène, le chloroforme ou le trichloréthylène ainsi que des composés organiques comme les alcools de solutions aqueuses diluées. Le traitement de solutions d'acides humiques a également été abordé [8].
  - La distillation membranaire peut ainsi être utilisée dans de nombreuses industries [9) :
    - Industrie nucléaire avec la concentration de solutions radioactives, le traitement des eaux résiduaires ou la production d'eau pure .

- Industrie textile avec l'extraction des colorants ou le traitement des eaux résiduaires.
- Industrie chimique avec la concentration d'acides, l'extraction de composés organiques volatils de l'eau .la séparation de solution azéotropique alcool-eau ou d'émulsion eau-huile, le traitement de solutions aqueuses contenant des métaux lourds.
- Industrie pharmaceutique et biomédicale avec l'extraction d'eau du sang ou l'hémodialyse, le traitement de solutions de protéines, la cristallisation ou le traitement des eaux résiduaires.
- Industrie agro-alimentaire avec la concentration de jus.

II.3. Les avantages et inconvénients de la distillation membranaire

La distillation membranaire comporte de nombreux avantages comparés aux autres procédés Séparatifs [10] :

- Un travail à des pressions faibles et des températures inférieures à la température d'ébullition du liquide à traiter.
- Une grande sélectivité du procédé avec un taux de rejet en sel théoriquement de 100 %.
- Un faible espace nécessaire pour le procédé et une zone limitée où appliquer le vide dans le cas de la distillation membranaire sous vide.
- Un colmatage plus faible que pour les autres procédés séparatifs.
- Une plus faible sensibilité aux concentrations de l'alimentation comparativement aux autres procédés membranaires.
- Une possibilité de couplage avec des énergies renouvelables comme celles solaire ou géothermique.

Cependant, la DM présente quelques inconvénients qui l'ont empêchée jusqu'à maintenant d'être développée industriellement [11]:

- Un faible flux de perméat par rapport à celui de l'osmose inverse.
- Une absence de conception de membranes et de modules spécialement destinés à la distillation membranaire.
- Une assez forte consommation énergétique du procédé ce qui rend nécessaire un couplage avec des énergies renouvelables ou un système performant de récupération d'énergie.

II.4. Couplage de la DM avec l'énergie solaire

Le traitement direct de l'eau par la DMV peut être envisagé en réduisant la consommation énergétique du procédé. Une des solutions les plus intéressantes est de coupler la DMV avec l'énergie solaire. Pour la distillation membranaire, cela a déjà fait l'objet de plusieurs études présentées dans la suite de ce paragraphe.

II.4.1. Collecteurs et distillation solaires

Une des solutions de couplage entre la DMV et l'énergie solaire peut être l'utilisation de collecteurs ou distillateurs solaires pour chauffer l'eau avant le module de DMV. La première étude de couplage qui a montré la faisabilité du procédé et l'adaptation de la DM au régime transitoire d'ensoleillement a été réalisé par Hogan avec de la DCMD [12].

Un couplage de l'AGMD pour des membranes en spirales a été étudié avec des collecteurs solaires (Figure II.9). Les simulations ont montré un flux possible de perméat de 28 $L.j^{-1}.m^{-2}$ de collecteurs pour un jour d'été et de bonnes conditions météorologiques. Le minimum obtenu était en décembre de 11 $L.j^{-1}.m^{-2}$ de collecteurs.

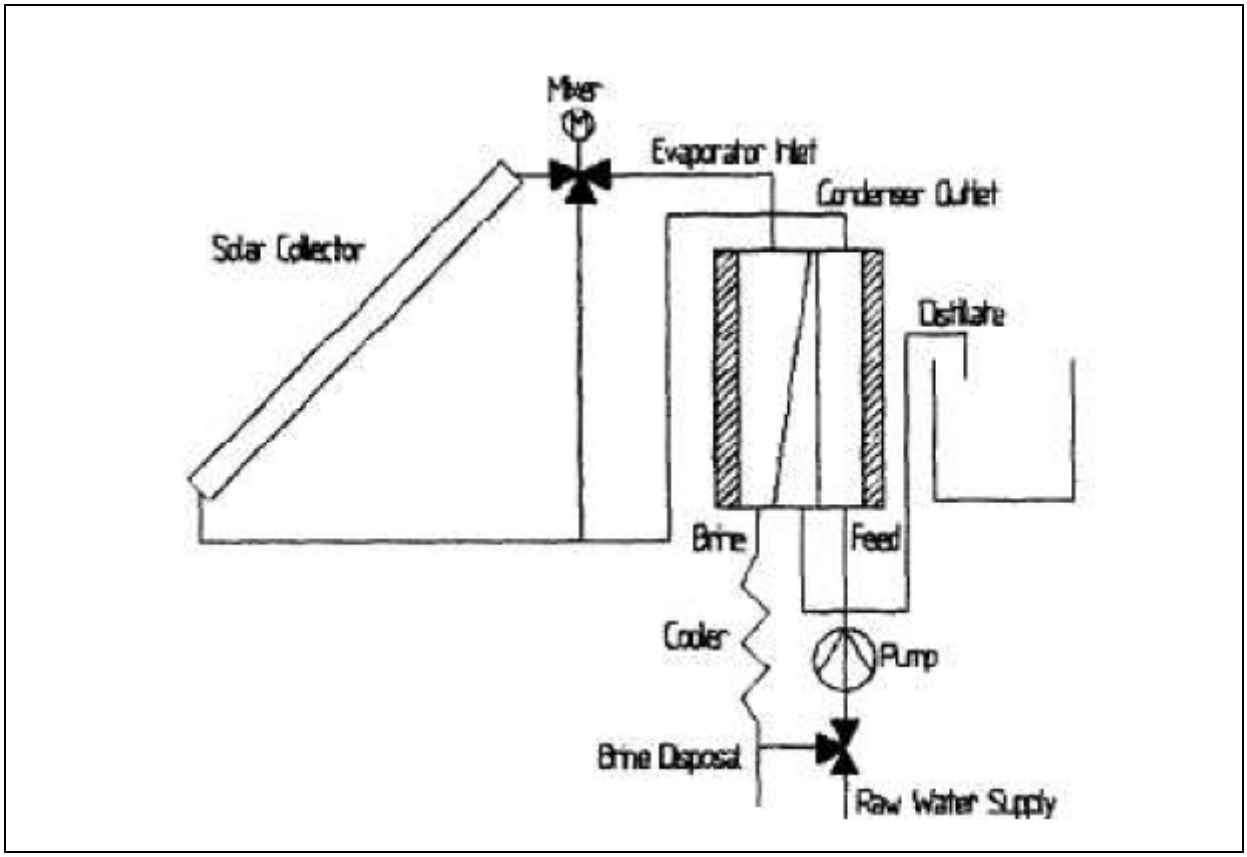


Figure (II.9) : Couplage de l'AGMD et de collecteurs solaires

Le couplage de la DCMD à fibres creuses avec un distillateur solaire (qui sert à la fois à préchauffer l'eau pour la DCMD mais également produit de l'eau pure parévaporation). Il a montré que l'effet de la concentration en sel (NaCl) était très limité et qu'il pouvait atteindre des flux maximum de 1,5 L.h-1.m-2. Ce maximum de flux intervient trois heures après l'irradiance solaire maximum en raison du temps de chauffe dans le distillateur solaire. De plus, plus de 80% de la production d'eau vient du module de DCMD et non du distillateur (Figure II.10) [13].

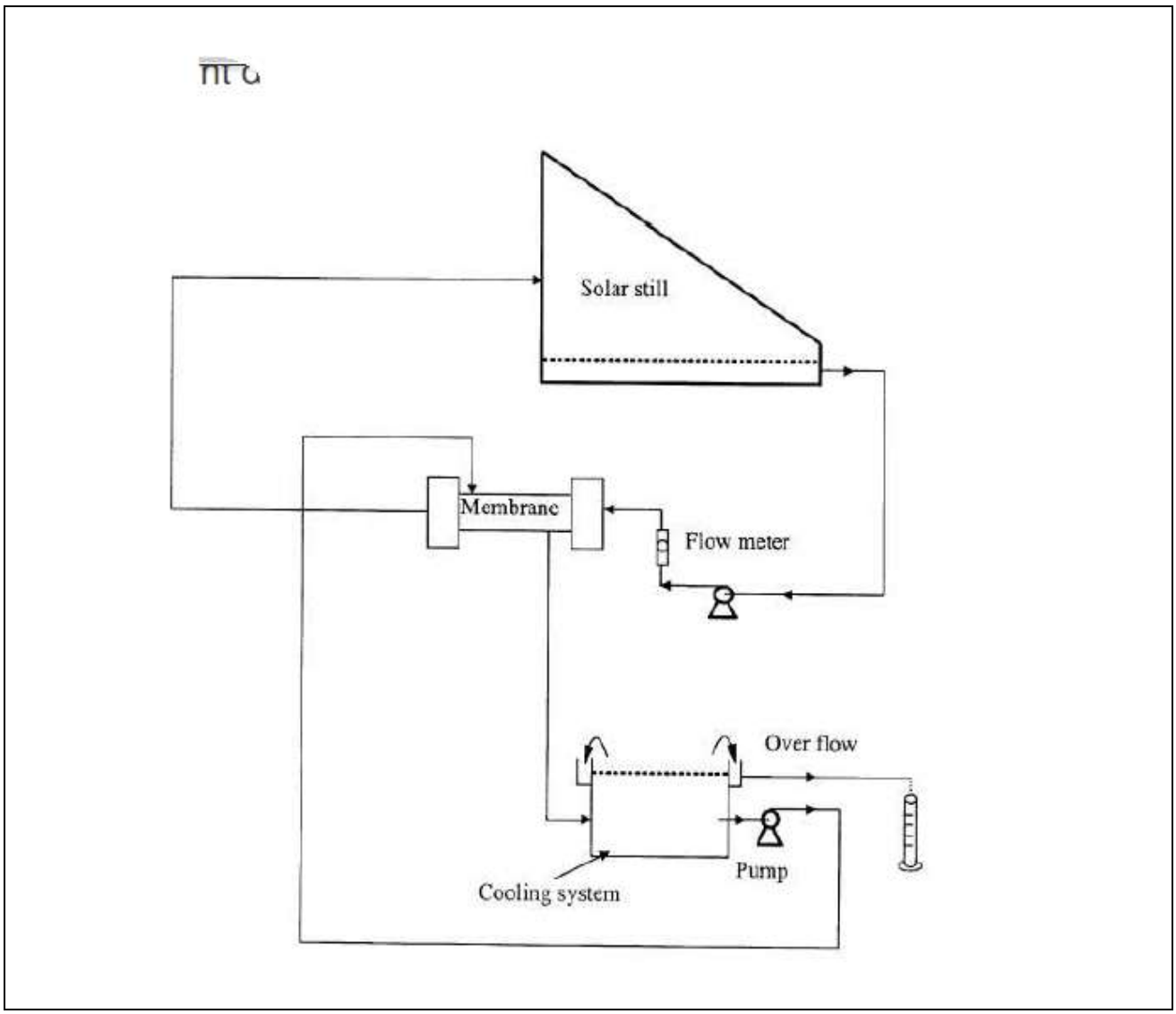


Figure (II.10): **Couplage de la DCMD et d'un distillateur solaire**

Le couplage de la DCMD par membranes planes a été réalisé par Ding (Figure II.11). Ce couplage intègre également des récupérations énergétiques [14].

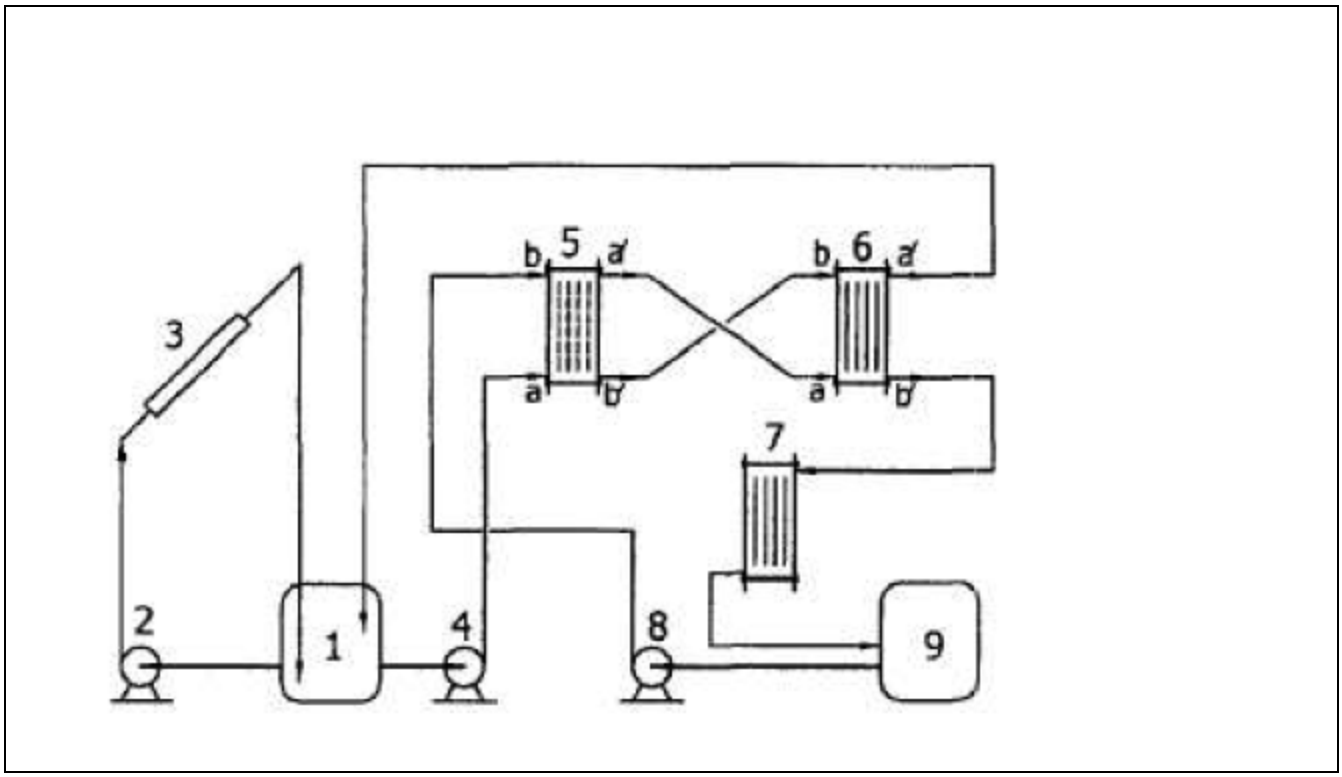


Figure (II.11):Couplage de la DCMD et de collecteurs solaires

Dans le cadre du Projet SMADES (Figure II.12), des collecteurs solaires thermiques de 72 m^2 ont été utilisés pour chauffer une eau servant à alimenter un échangeur de chaleur qui chauffe l'eau d'alimentation des modules de DCMD. Ils ont obtenus des flux de 2 à 11 $L.j^{-1}.m^{-2}$ de collecteurs ce qui est supérieur aux 2 à 6 $L.j^{-1}.m^{-2}$ obtenus pour les distillateurs solaires seuls.

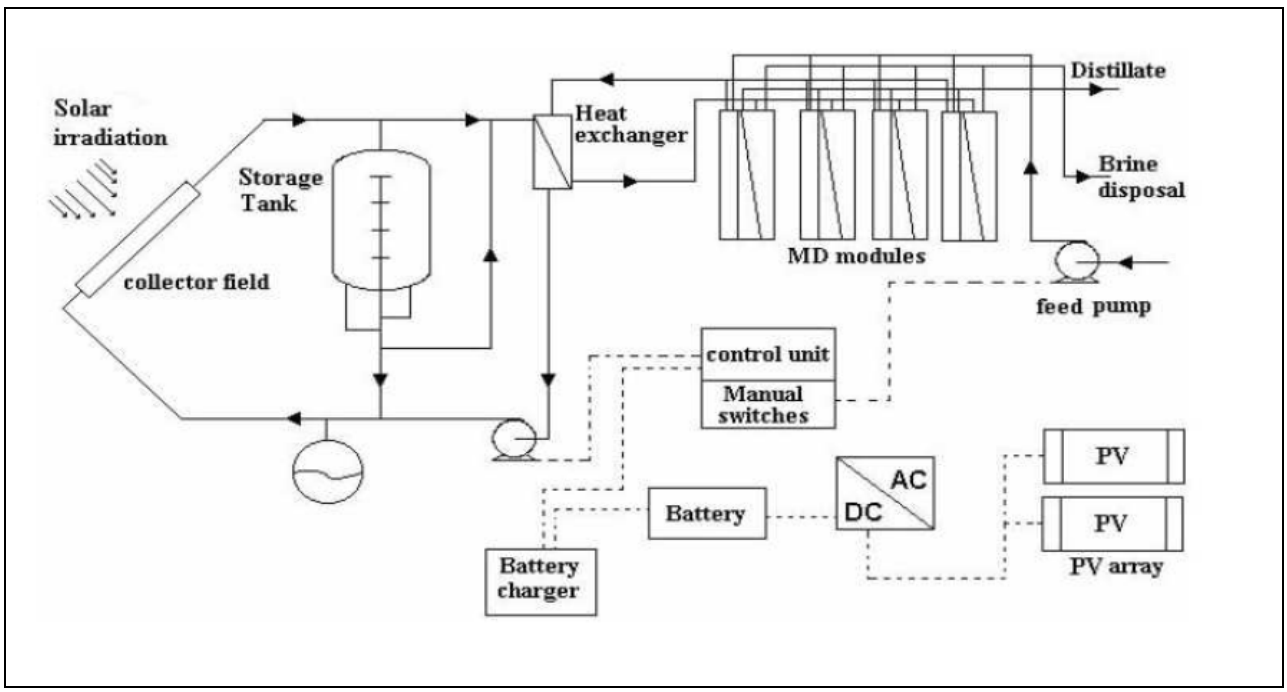


Figure (II.12) : Couplage de la DCMD et de collecteurs solaires

Des collecteurs solaires ont également été utilisés pour chauffer l'eau d'alimentation d'un module de DMV par fibres creuses (Figure II.13). Pour une surface de 0,09 m^2, il a pu obtenir des flux de 280 $L.j^{-1}$ en août et 174,6 $L.j^{-1}$ en octobre [15].

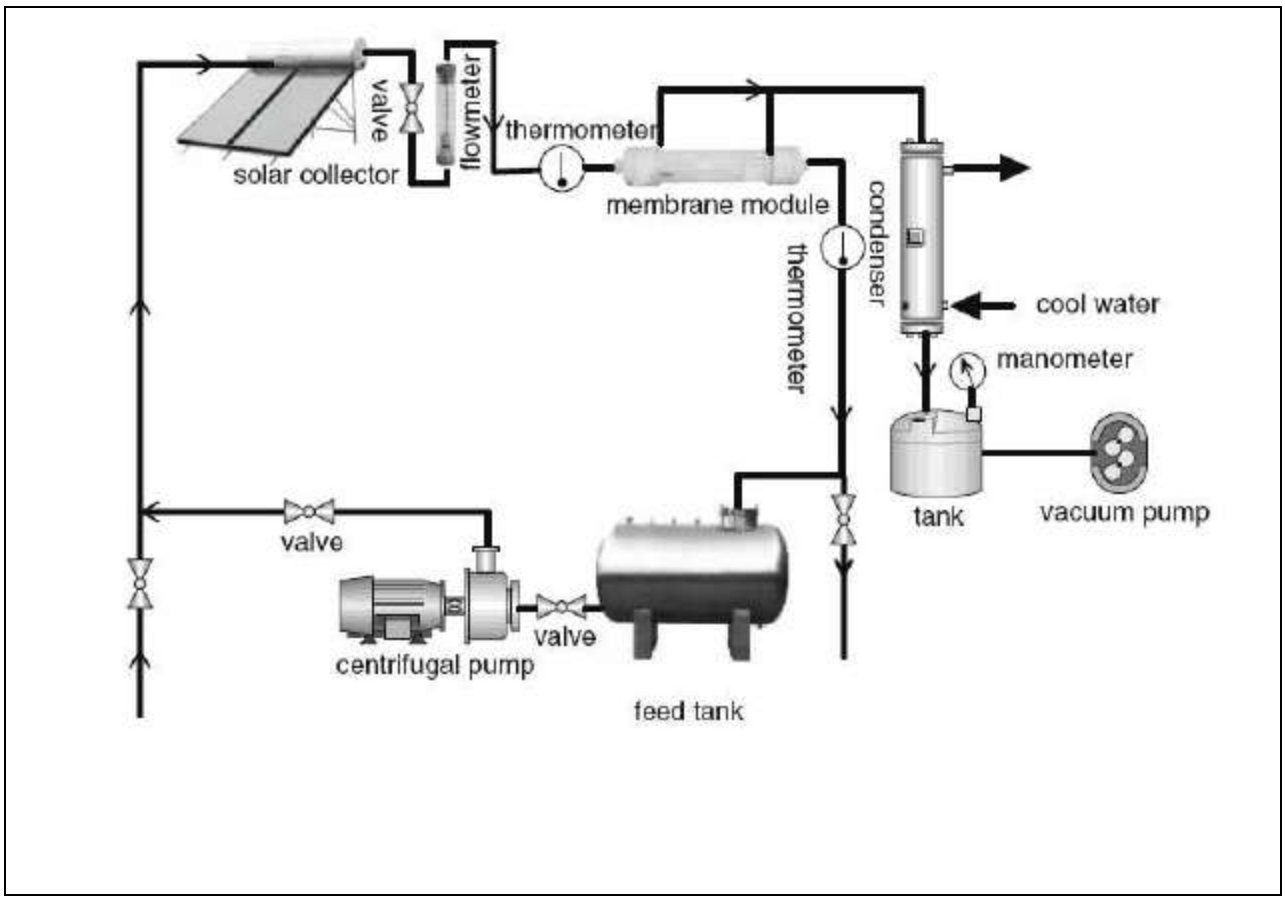


Figure (II.13): Couplage de la VMD et de collecteurs solaires

II.4.2. Les étangs solaires

Une autre solution de couplage de la DMV avec l'énergie solaire est l'utilisation d'un étang solaire. Le phénomène à la base des étangs solaires a été observé pour la première fois par Kalecinsky au début du XXème siècle dans le lac de Medve en Transylvanie à la fin de l'été avec une température de 70°C à 1,32 m de profondeur à cause du gradient de salinité présent dans le lac. Le phénomène a également été observé par Anderson dans un lac salé de l'état de Washington avec 50°C à 2 m de profondeur, par Wison et Wellman dans le lac Vanda en Antarctique avec 25°C à 60 m de profondeur alors que la surface était gelée à -20°C. L'idée des étangs solaires artificiels vient de Rudolph Bloch en Israël en 1954. Des étangs solaires artificiels furent ensuite construits en Australie, Inde, Canada, Portugal, Koweït et Turquie. En 1974, des études furent menées à l'Université d'Etat de l'Ohio sous la tutelle de Nielsen.

Dans les étangs classiques, un courant convectif est présent. Lorsqu'un paquet de fluide froid au fond du lac absorbe le rayonnement solaire, sa température augmente et sa masse volumique diminue. Le paquet de fluide, plus léger, remonte en surface où il perd de la chaleur par évaporation et par échange thermique avec l'air ambiant. Sa température diminue et sa masse volumique augmente. Le paquet de fluide replonge donc vers le fond de l'étang. Dans un étang solaire à gradient de salinité, le phénomène de convection est supprimé pour stocker la chaleur au fond de l'étang qui devient alors un capteur solaire et une zone de stockage de chaleur. En effet, l'eau chauffée au fond ne peut remonter car elle est plus concentrée en sel et donc plus dense. Un étang solaire comporte trois couches d'eaux salées stratifiées en densité (Figure II.14) [16].

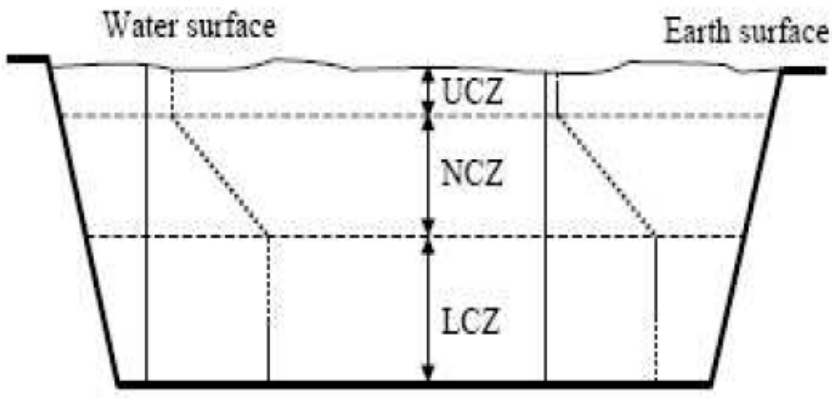


Figure (II.14): Etang solaire

L'Upper Convective Zone (UCZ) est la couche supérieure moins épaisse (0,2 à 0,8 m) et moins dense principalement constituée d'eau douce. Elle sert de collecteur solaire et de protection vis-à-vis des influences extérieures comme le vent et la pluie. Le phénomène de convection existe dans cette zone. Elle doit être alimentée en eau douce afin de compenser les pertes par évaporation.

La Non Convective Zone (NCZ) est la couche intermédiaire plus épaisse (moitié de l'étang 0,5 à 2 m) dite à gradient de concentration. La température et la concentration augmentent avec la profondeur. Elle sert d'isolant thermique et massique pour la couche inférieure et empêche ainsi un transfert de chaleur par convection entre la LCZ et l'UCZ.

La Lower Convective Zone (LCZ) est la couche inférieure en sel. Sa concentration en sels et sa température (environ 70°C) sont constantes. Son épaisseur varie de 0,5 à 2 m suivant l'application de l'étang et l'énergie thermique requise. Elle sert au stockage de la chaleur.

Les performances de l'étang solaire dépendent de la surface de captation, la profondeur totale, l'épaisseur des différentes couches, la concentration en sel et le sel utilisé. La température de la LCZ augmente si l'épaisseur de la NCZ augmente ou si l'épaisseur de la LCZ diminue. Par contre la concentration en sel de la LCZ a peu d'influence.

Les étangs solaires sont une solution adaptée et économique pour le stockage de la chaleur. La production d'eau est constante même la nuit ou en présence de nuage. Les rejets de saumures d'un procédé de dessalement peuvent être utilisés pour créer un nouvel étang. La chaleur est extraite facilement de la zone de stockage. Cependant, l'efficacité de capture est inférieure aux autres procédés solaires (il faut une surface 2 à 3 fois plus grande pour un même rendement thermique), la gamme de température est limitée entre 30 et 90°C, il est nécessaire d'avoir du sel et plusieurs problèmes de maintenance peuvent intervenir : prolifération d'algues dans la UCZ, nécessité de maintenir constamment la stabilité de la NCZ ou possibilité d'une pollution par le sel.

L'utilisation d'un étang solaire couplée avec l'AGMD a été testée par l'Université d'El Paso au Texas avec un étang expérimental pour des solutions aqueuses de NaCl jusqu'à 269 $g.L^{-1}$. L'eau chaude de la NCZ est utilisée dans un échangeur de chaleur pour chauffer l'eau d'alimentation du module d'AGMD ce qui évite une déstabilisation de l'étang solaire (Figure II.15). L'eau de refroidissement provient également de l'étang solaire [17].

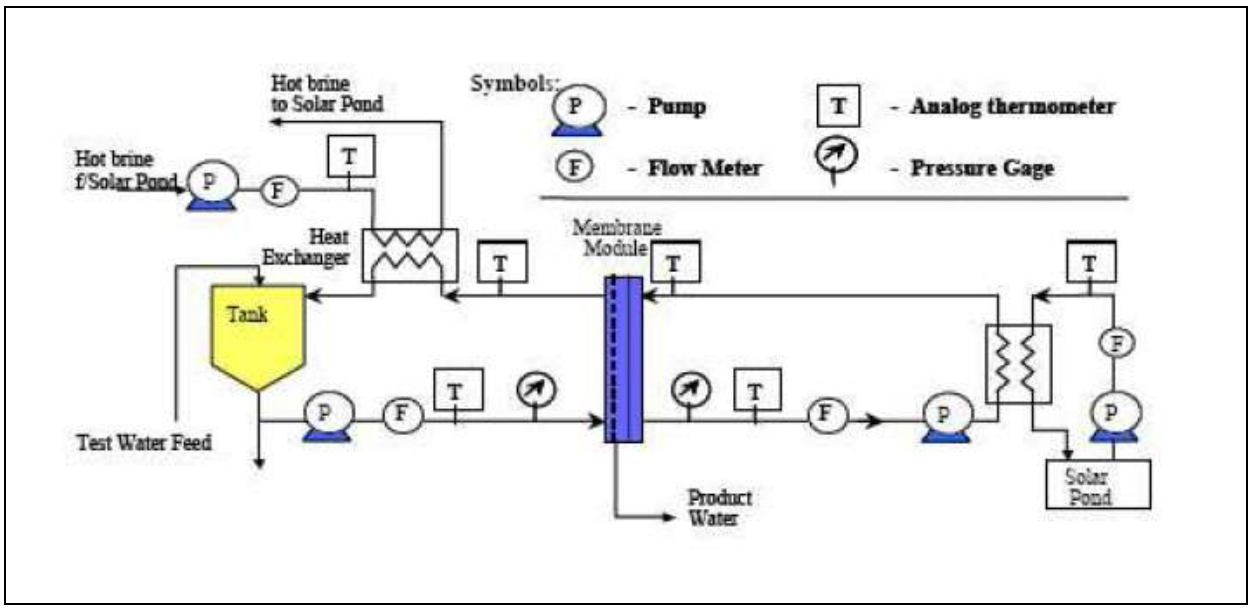


Figure (II.15): Couplage de l'AGMD et d'un étang solaire

II.5. Conclusion

La DMV est une technologie qui semble adaptée au dessalement direct de l'eau de mer ou au traitement des concentrats d'OI en raison de la faible influence des phénomènes de polarisation de concentration ou de température. Une étude avec une eau réelle doit être réalisée afin de préciser les conditions opératoires et les performances attendues pour ce procédé. Néanmoins, le principal aspect à développer est la réduction de la consommation énergétique. Une des solutions envisagées est pour cela un couplage de la DMV avec des technologies solaires.

III.1.Introduction

Dans ce chapitre, un modèle de simulation est élaboré sous MATLAB pour la prédiction de la performance de la thermofrigopompe (TFP) dans différentes conditions de fonctionnement. Le modèle de la TFP est tiré d'un bilan frigorifique du local considéré. La modélisation des transferts couplés de chaleur et de masse du système membranaire est réalisée d'après les équations de la thèse de Méricq [18].

III.2. présentation du modèle

III.2.1. modèle global

Le schéma global de l'installation est représenté sur la figure (III.1). Le système de production d'électricité est constitué de panneaux photovoltaïques (PV) de dimensions (1580×808×45) mm avec un rendement de 14,88% et un système de stockage d'énergie électrique (batteries). Une enceinte réfrigérée de 1 m^3 constitue le système recevant le froid. Les caractéristiques des parois du local sont présentées dans le tableau (annexe.1). Un double vitrage de 1m^2 de surface et de coefficient de transfert de chaleur égal à 2,95 $W.m^{-2}.K^{-1}$ est placé sur la façade sud du local.

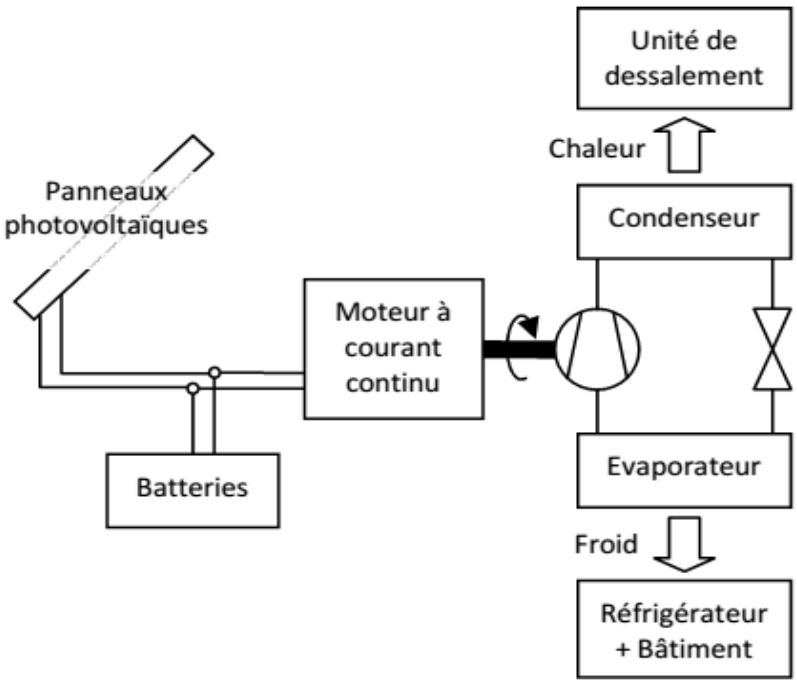


Figure III.1 : Schéma de l'installation global

III.2.2. Model de TFP

- **Puissance calorifique du condenseur**

Le condenseur est un échangeur de chaleur à l'air, dans lequel le fluide frigorigène passe progressivement de l'état gazeux à l'état liquide. Le fluide frigorigène transfère son énergie à un fluide secondaire dit « source chaude » à une température inférieure de quelques degrés à la température de condensation. La puissance calorifique transmise peut s'écrire selon l'équation suivante :

$$P_C = Q_s \times Cp_e \times (T_{e2} - T_{e1}) \quad \text{III.1}$$

La capacité calorifique de l'eau salée, Cp_e, est calculée par la corrélation []:

$$Cp_e = (0{,}0112\ T_{e2}^2 - 6{,}9474\ T_{e2} + 5252{,}4) \times 10^{-3} \quad \text{III.2}$$

La température d'entré de l'eau salée à l'unité de dessalement est donnée par :

$$T_{e1} = T_{e2} - \Delta T_{ech} \quad \text{III.3}$$

ΔT_{ech} est l'écart d'échauffement du condenseur. Pour un condenseur à eau : ΔT_{ech} = [5-10] (°C)

- **Puissance frigorifique de l'évaporateur**

Dans l'évaporateur, le fluide frigorigène passe progressivement de l'état liquide à l'état gazeux en absorbant l'énergie d'un fluide secondaire dit « source froide ». La puissance frigorifique échangée peut s'écrire selon l'équation suivante :

$$I_0 = [(K_1 \times S_1 + K_2 \times S_2) \times (T_{ex} - T_{in})] \quad \text{III.4}$$

Le coefficient de déperdition global du mur est calculé par :

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{e_{pe}}{\lambda_{pe}} + \frac{e_m}{\lambda_m} + \frac{1}{h_{ex}}} \quad \text{III.5}$$

Le coefficient de déperdition global du vitrage est calculé par :

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_v} + \frac{1}{h_{ex}}} \qquad \text{III.6}$$

- **Puissance mécanique du compresseur**

La puissance mécanique consommée par le compresseur est déduite d'un bilan global sur la TFP comme suit :

$$P_m = P_c - I_0 \qquad \text{III.7}$$

III.2.3. Modèle d'unité de dessalement

La distillation membranaire (figure III.2), choisie pour cette étude, fait partie des dernières évolutions du dessalement par procédé thermique. Cette technique repose sur le principe de migration de vapeur d'eau à travers une membrane microporeuse hydrophobe par différence de pression de vapeur entre une solution surchauffée et l'air contenu dans un canal de condensation. Ce dernier est refroidi par la solution à température initiale ou par un autre milieu à faible température. Le modèle est monodimensionnel dans le sens du flux de vapeur et fonctionne en régime permanent.

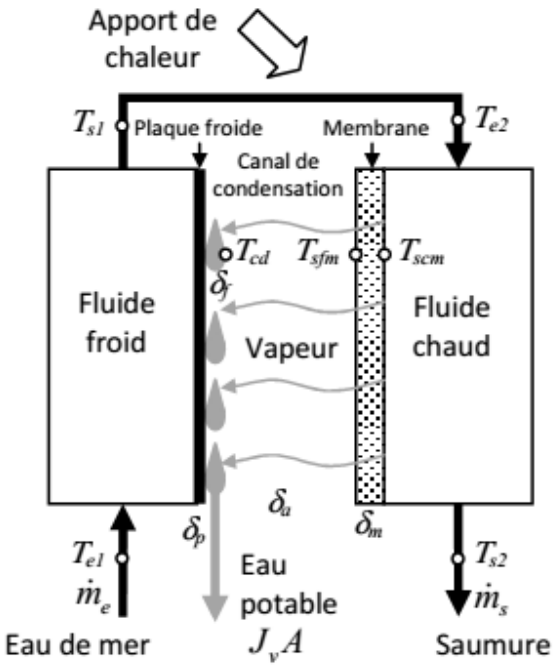


Figure III.2: Schéma de principe de la distillation membranaire

- **Hypothèses du modèle**

- Le transfert de matière à l'intérieur de la membrane est décrit par le modèle de diffusion de Knudsen.
- La vaporisation de l'eau s'effectue à l'entrée des pores de la membrane. L'équilibre liquide-vapeur intervient donc à la surface de la membrane et l'interface est plate.
- Le flux de perméat traversant la membrane est uniquement de l'eau pure sous forme vapeur. Il n'y a pas de phénomène de mouillage et la concentration en sels dans le perméat est nulle.
- Le transfert de chaleur à travers la membrane est uniquement dû à la vaporisation de l'eau. Il n'y a pas de transfert de chaleur par conduction à travers la matrice de la membrane ni par convection de la vapeur.
- Le transport de matière longitudinal par diffusion est négligeable dans l'alimentation à cause de la circulation de l'alimentation.
- Le transfert de chaleur longitudinal par conduction est négligeable dans l'alimentation à cause de la circulation de l'alimentation.

- **Flux de vapeur à travers la membrane**

$$J_v = k_k \times \Delta p_v \quad \text{III.8}$$

- **Coefficient de perméabilité de Knudsen**

$$k_k = k_m \times M_e \quad \text{III.9}$$

- **Coefficient de transfert de matière dans la membrane**

$$K_m = \frac{2}{3} \times \frac{r \times \varepsilon}{x \times \delta \times R \times Ts2} \times \sqrt{\frac{8 \times R \times Ts2}{\pi \times M_e}} \quad \text{III.10}$$

- **Différance de pression de vapeur**

La force de transfert de matière dans le milieu poreux de la membrane est due à un gradient de pression partielle de vapeur ΔP_v de part et d'autre de la membrane. Dans le cas du dessalement de l'eau par DMV, ce gradient de pression partielle est généré par la différence entre, d'une part la pression partielle de vapeur de l'eau dans l'alimentation, et d'autre part par la pression partielle de vapeur d'eau du côté perméat. Dans le cas présent, un unique composé, l'eau, s'évapore et donc cette pression partielle de vapeur d'eau du côté perméat est égale à la pression de vide Pp appliquée du côté perméat. Il en résulte l'équation suivante :

$$\Delta P_v = \alpha_e \times X_e \times P_{Pm} - P_P \quad \text{III.11}$$

- **Pression partielle de vapeur de l'eau côté alimentation**

$$P_{Pm} = 133.32 \times e^{\left(18.036 - \frac{3816.44}{Ts2 - 46.13}\right)} \quad \text{III.12}$$

- **Coefficient d'activité de l'eau**

$$\alpha_e = -25.908W^4 + 3.6121W^3 - 1.4259W^2 - 0.5059W + 1 \quad \text{III.13}$$

- **Fraction massique de sel dans l'eau**

$$w = x_{Nacl} \times \left(\frac{M_{Nacl}}{M_e + M_{Nacl}}\right) \quad \text{III.14}$$

- **Fraction molaire du sel**

$$X_{Nacl} = \frac{N_{Nacl}}{N_e + N_{Nacl}} \quad \text{III.15}$$

- **Fraction molaire de l'eau salée**

$$X_e = \frac{N_e}{N_e + N_{Nacl}} \quad \text{III.16}$$

- **Puissance de la pompe à vide**

Le groupe de vide est composé d'une unité de pompage qui permet d'obtenir un vide limite théorique de 100 Pa. Il s'agit d'une pompe fonctionnant avec deux pistons rotatifs symétriques qui provoquent un déplacement de l'air (ou de la vapeur d'eau) du circuit perméat. Le groupe de vide est équipé d'une vanne à membrane manuelle permettant de fixer une pression de vide avec une précision de 100 Pa.

$$P_V = \frac{1.97 \times 10^3}{\eta_V} \times T_{s2} \times Q_p \times \log \frac{P_a}{P_p} \quad \text{III.17}$$

- **Débit massique du perméat**

$$Q_p = Q_s \times N_v \quad \text{III.18}$$

- **Surface totale des panneaux photovoltaïques**

$$A_t = \frac{P_{disp}}{N_{pv} + I_g} \quad \text{III.19}$$

- **Puissance mécanique disponible**

$$P_{disp} = P_m + P_v \quad \text{III.20}$$

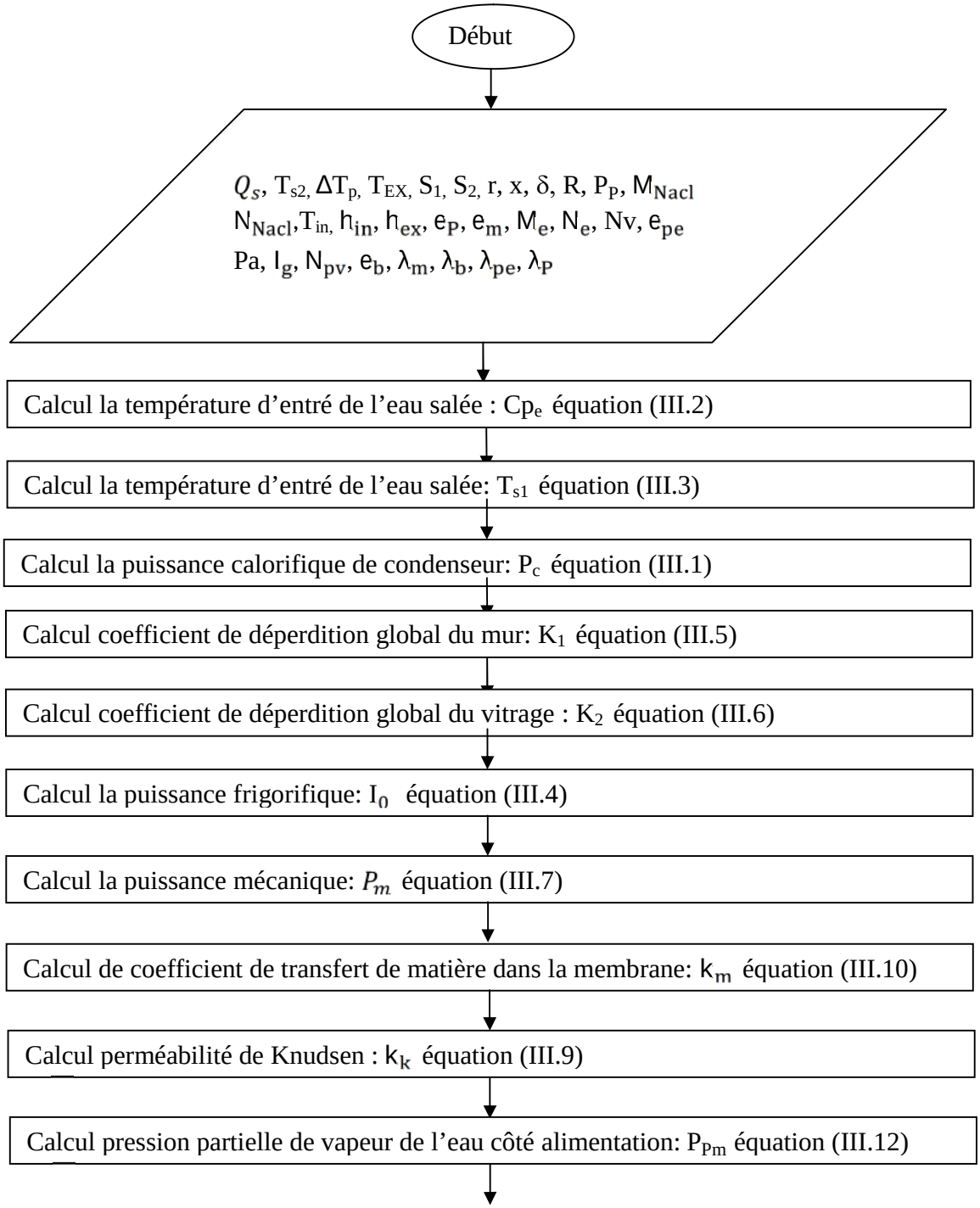
- **Coefficient de performance frigorifique**

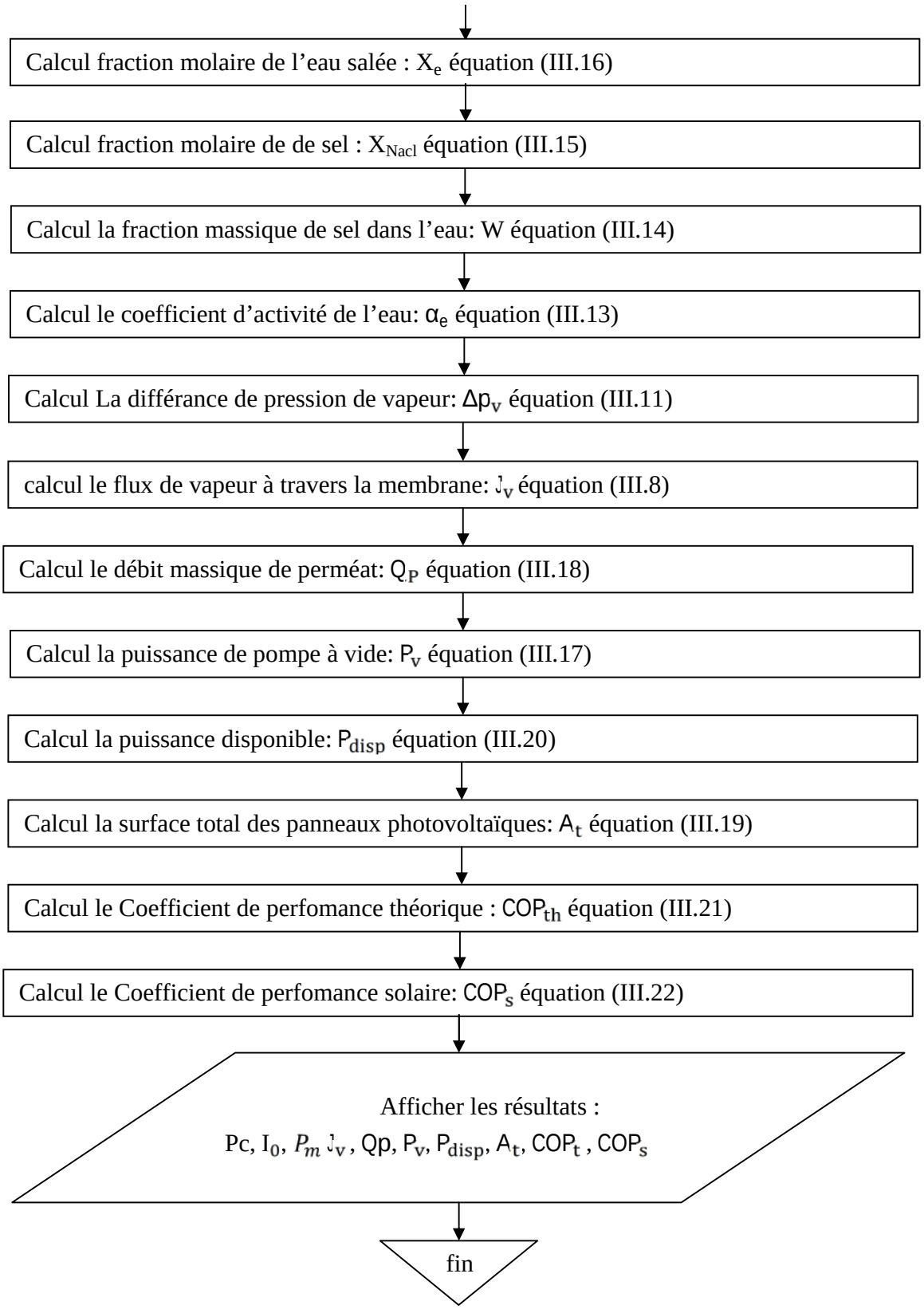
$$COP_t = \frac{Pc+Io}{Pdisp} \quad \text{III.21}$$

- **Coefficient de performance solaire**

$$COP_s = COP_t \times \eta_{pv} \quad \text{III.22}$$

III.3. Organigramme de calcul




Calcul fraction molaire de l'eau salée : X_e équation (III.16)
Calcul fraction molaire de de sel : X_{Nacl} équation (III.15)
Calcul la fraction massique de sel dans l'eau: W équation (III.14)
Calcul le coefficient d'activité de l'eau: α_e équation (III.13)
Calcul La différance de pression de vapeur: Δp_v équation (III.11)
calcul le flux de vapeur à travers la membrane: J_v équation (III.8)
Calcul le débit massique de perméat: Q_P équation (III.18)
Calcul la puissance de pompe à vide: P_v équation (III.17)
Calcul la puissance disponible: P_{disp} équation (III.20)
Calcul la surface total des panneaux photovoltaïques: A_t équation (III.19)
Calcul le Coefficient de perfomance théorique : COP_{th} équation (III.21)
Calcul le Coefficient de perfomance solaire: COP_s équation (III.22)
Afficher les résultats :
Pc, I_0, P_m J_v, Qp, P_v, P_{disp}, A_t, COP_t , COP_s
fin

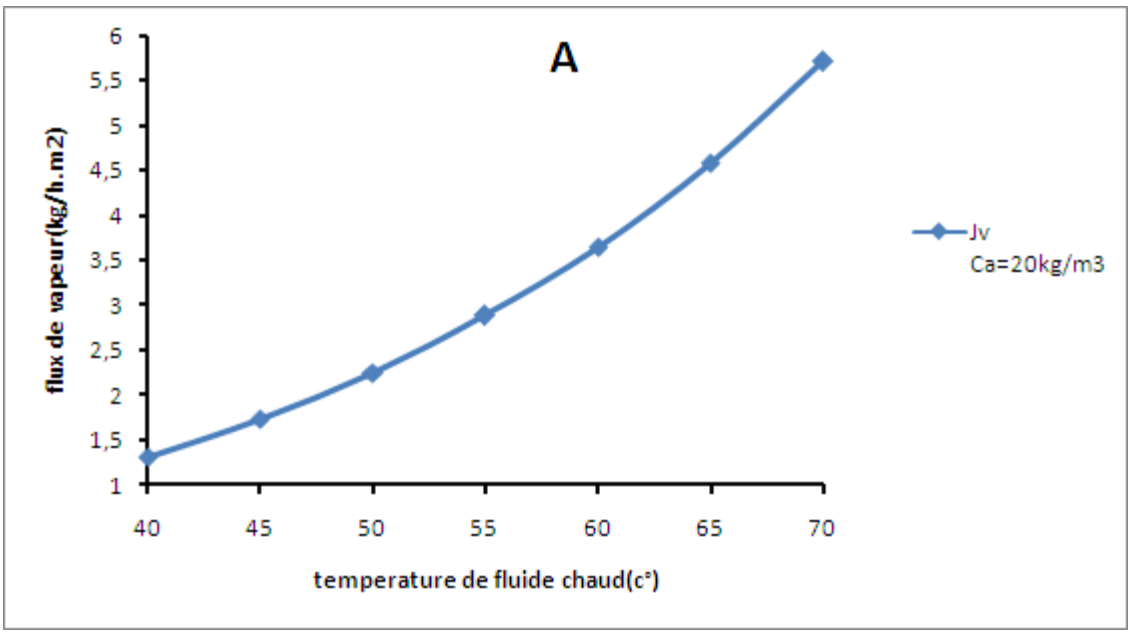
IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, les résultats de résolution numérique des modèles élaborés pour la TFP et l'unité de dessalement sont présentés et interprétés. Une étude paramétrique des différents paramètres de fonctionnement sur les performances du système est ainsi réalisée.

IV.2. Influence de la température d'entrée du fluide chaud

L'évolution du flux de vapeur et du COP en fonction de la température d'entrée du fluide chaud est présentée sur la figure (IV.1) (A) et (B). Le flux de vapeur augmente avec la température du fluide chaud. Plus cette température est élevée, plus les écarts de température et de pressions de vapeur saturante entre les deux surfaces de membrane sont élevés. Aussi, lorsque la température augmente, le COP diminue du fait de l'augmentation de l'écart de pressions de fonctionnement.

Par ailleurs, le COP du système est également sensible au débit d'alimentation en eau de l'unité Q_s. Lorsque le débit augmente, le COP diminue car d'après l'équation (III.1), la puissance calorifique est directement proportionnelle au débit d'eau salée (Fig.IV.2. A et B).



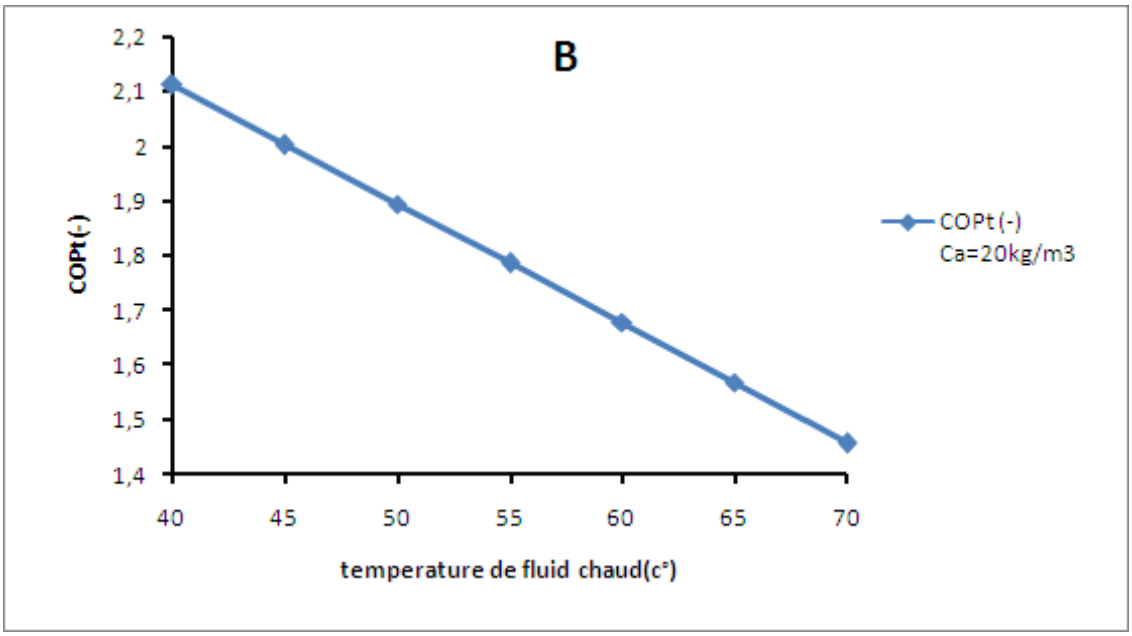
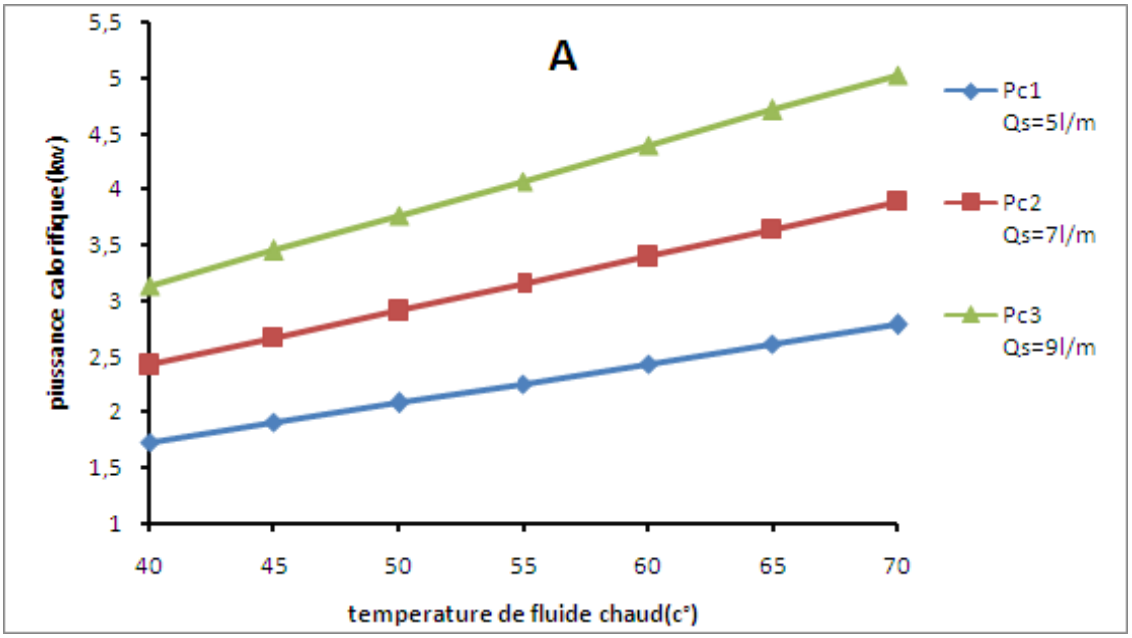


Figure (IV.1) : Evolution du flux de vapeur et du COP frigorifique en fonction de la température d'entrée du fluide chaud (P_p=500 Pa, Qs=5 l/min, T_{ex}=40°C, N_v=0,8)



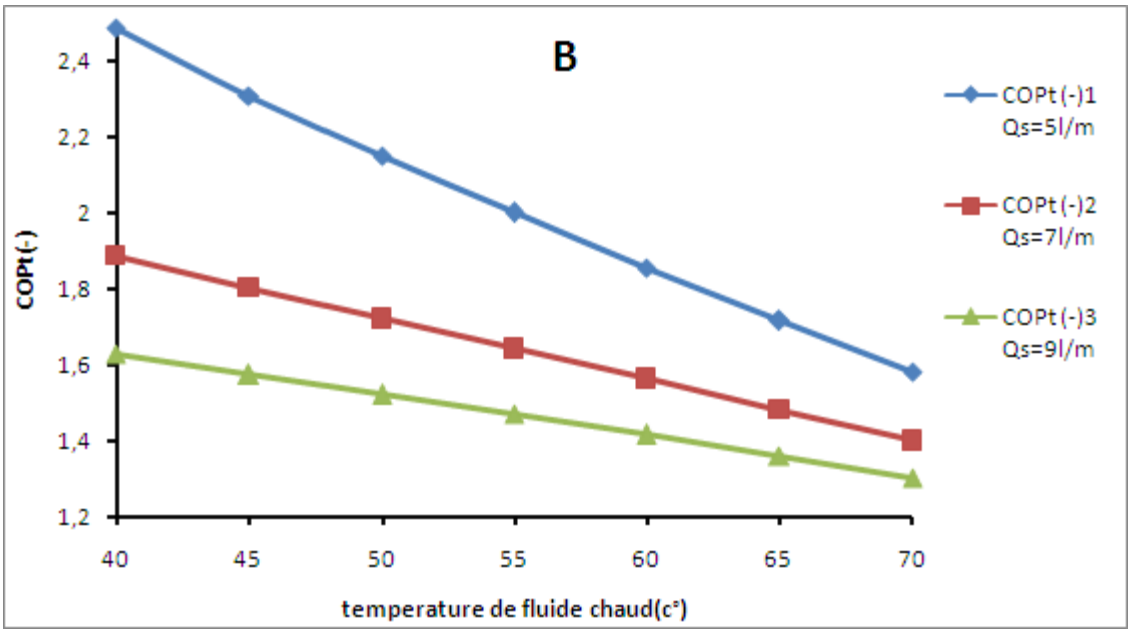


Figure (IV.2) : Evolution de la puissance calorifique et du COP en fonction de la température d'entrée du fluide chaud (P_p=500 Pa, C_a=35 kg/m^3, T_{ex}=45°C, N_v=0,8)

Une bonne correspondance est obtenue entre les résultats de simulation et les résultats des travaux dans la littérature **[18]**

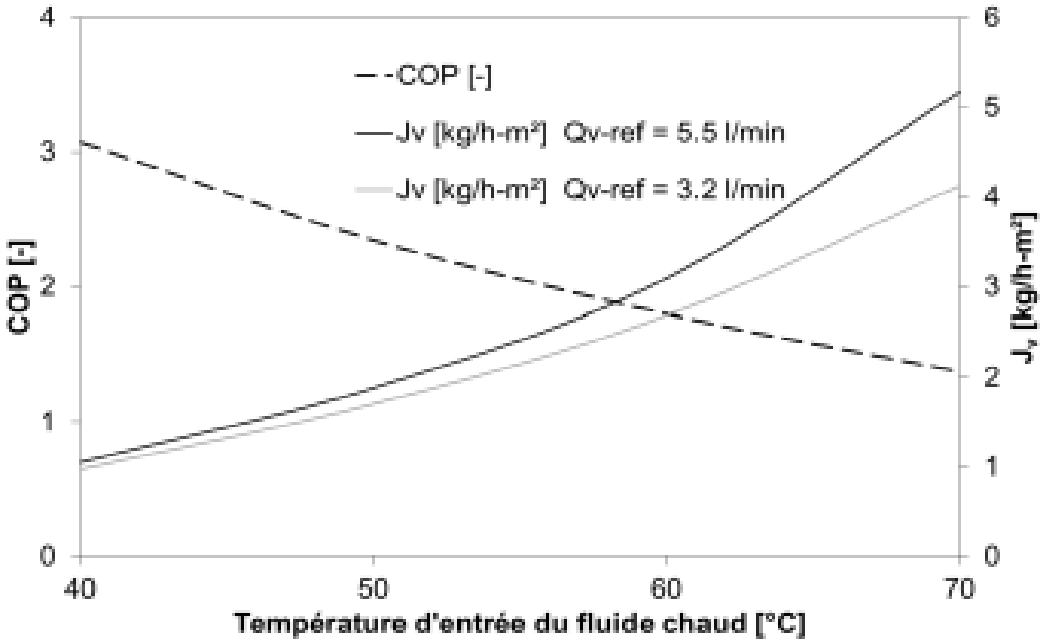


Figure (IV.3) : Evolution du flux de vapeur et du COP en fonction de la température d'entrée du fluide chaud

Et une bonne correspondance est obtenue entre les résultats de simulation et les résultats des travaux dans la littérature **[19]**

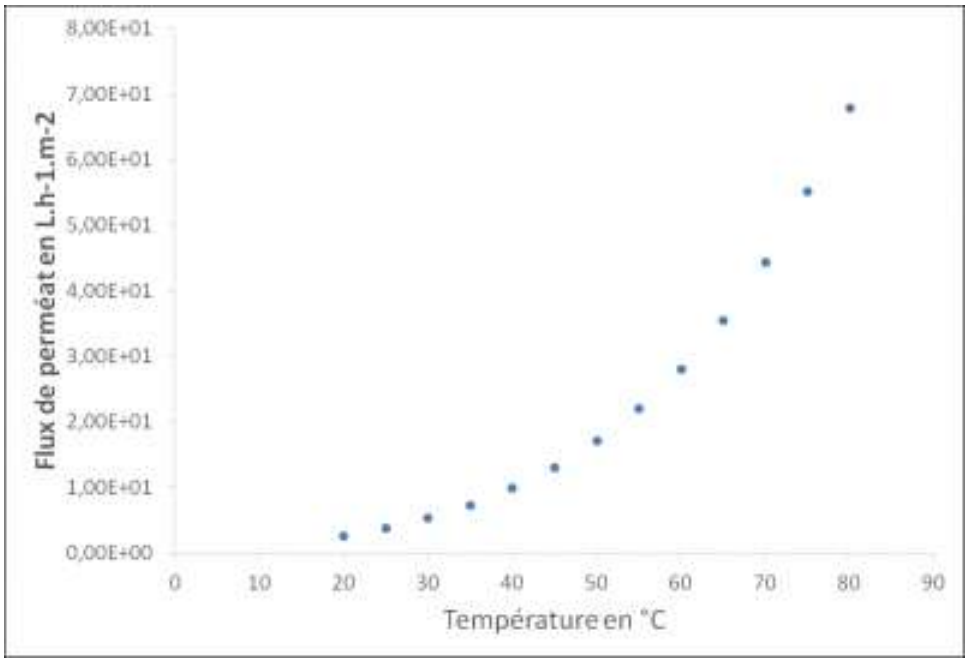
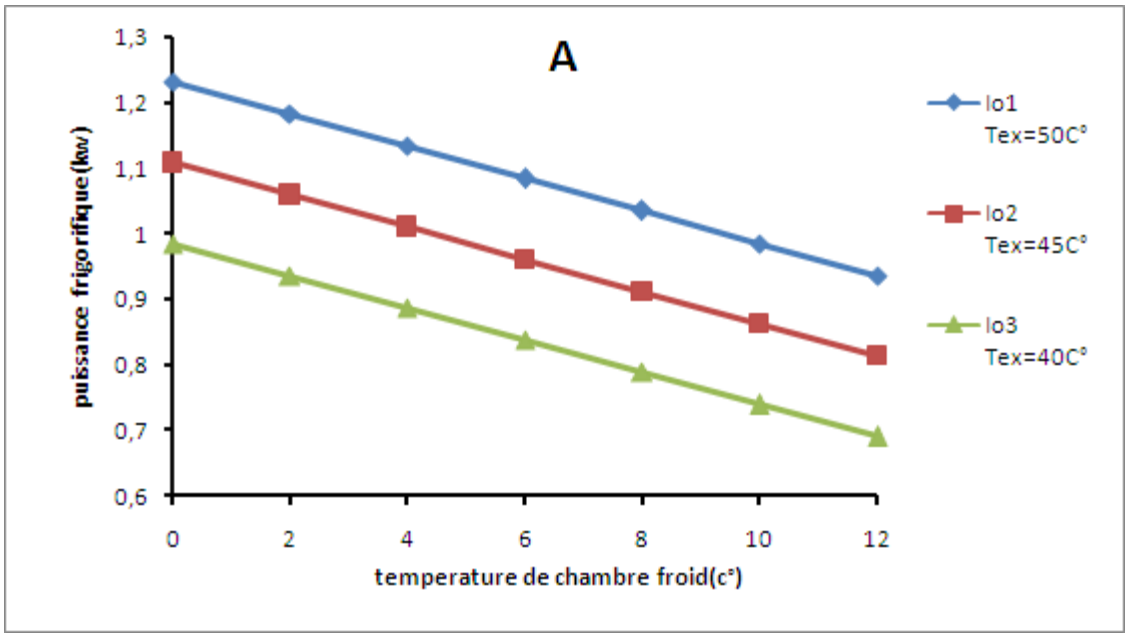


Figure (IV.4) : Evolution du flux de vapeur en fonction de la température d'entrée du fluide chaud

IV.3. Influence de la température de la chambre froide

L'évolution de la puissance frigorifique et du COP en fonction de la température de l'enceinte réfrigérée est illustrée sur la figure (IV.3) (A) et (B). Les valeurs sont calculées pour une température de la chambre froide allant de 0 à 12°C et pour des températures extérieures qui varient de 40 à 50°C. On remarque que la puissance frigorifique et le COP du système diminuent linéairement lorsque la température de la chambre froide augmente conformément aux équations (III.4) et (III.21).



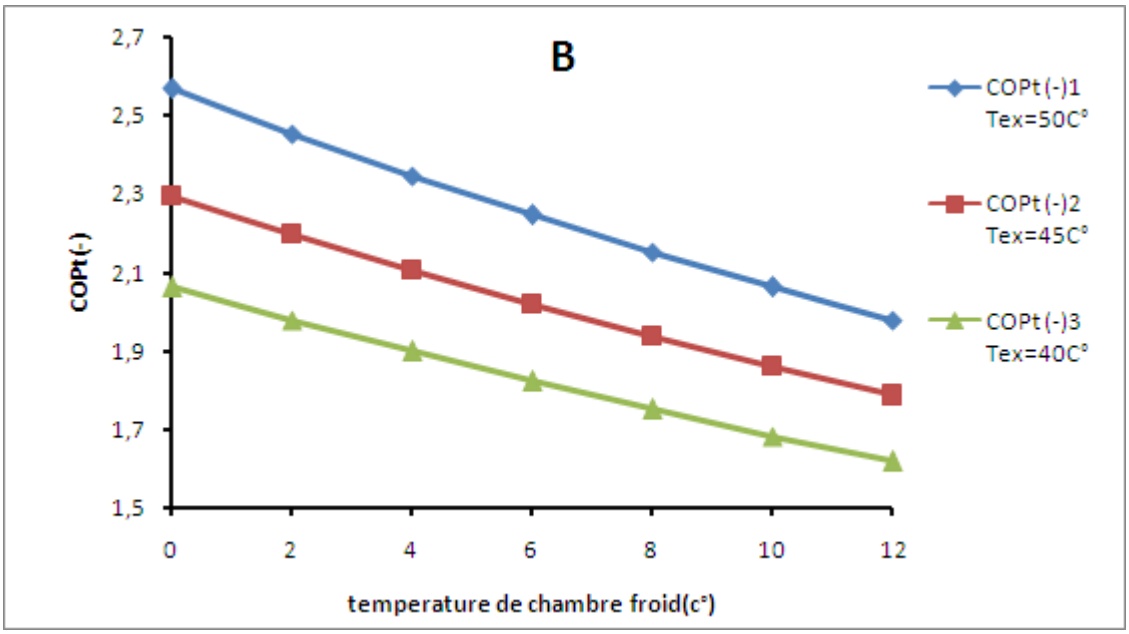
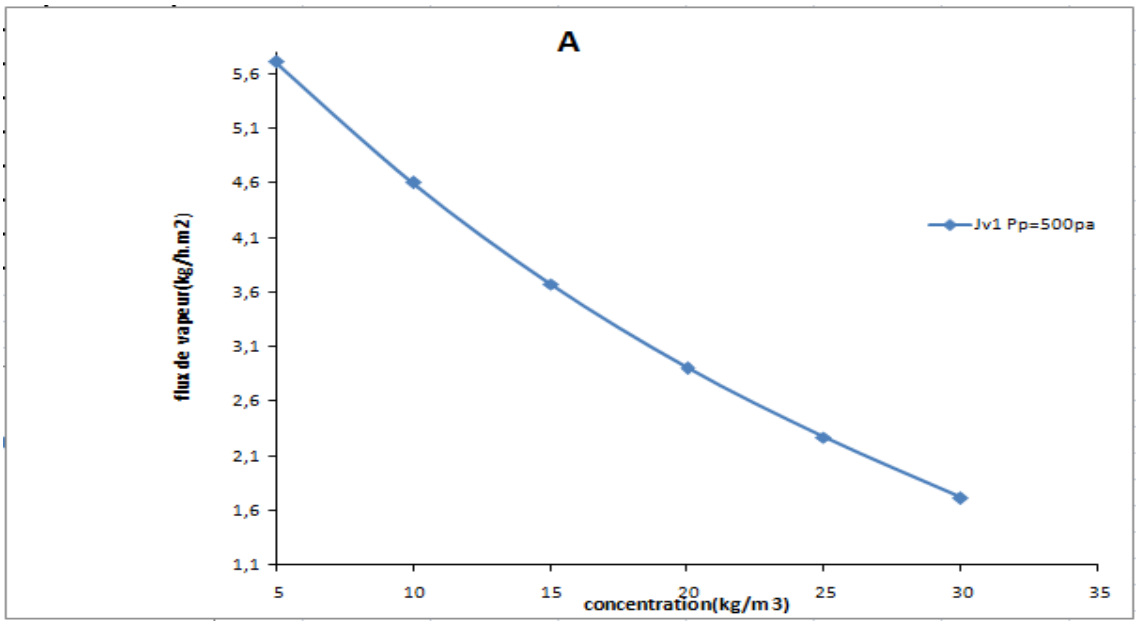


Figure (IV.5) : Evolution de la puissance frigorifique et du COP en fonction de la température de la chambre froide (P_p=500 Pa, C_a=35 kg/m^3, Q_s=5 l/min, N_v=0,8)

IV.4. Influence de la concentration de l'eau salée

La Le facteur de concentration est aussi à prendre en compte puisque une augmentation de la concentration entraîne une diminution du flux de perméat ainsi le flux de perméat varie de 5,7 kg.h^{-1}.m^{-2} pour une concentration en entrée de procédé de 5 g.L^{-1} jusqu'à 1,3 kg.h^{-1}.m^{-2} en sortie (figure IV.4.A). La surface de membrane sera donc à dimensionner en conséquence.



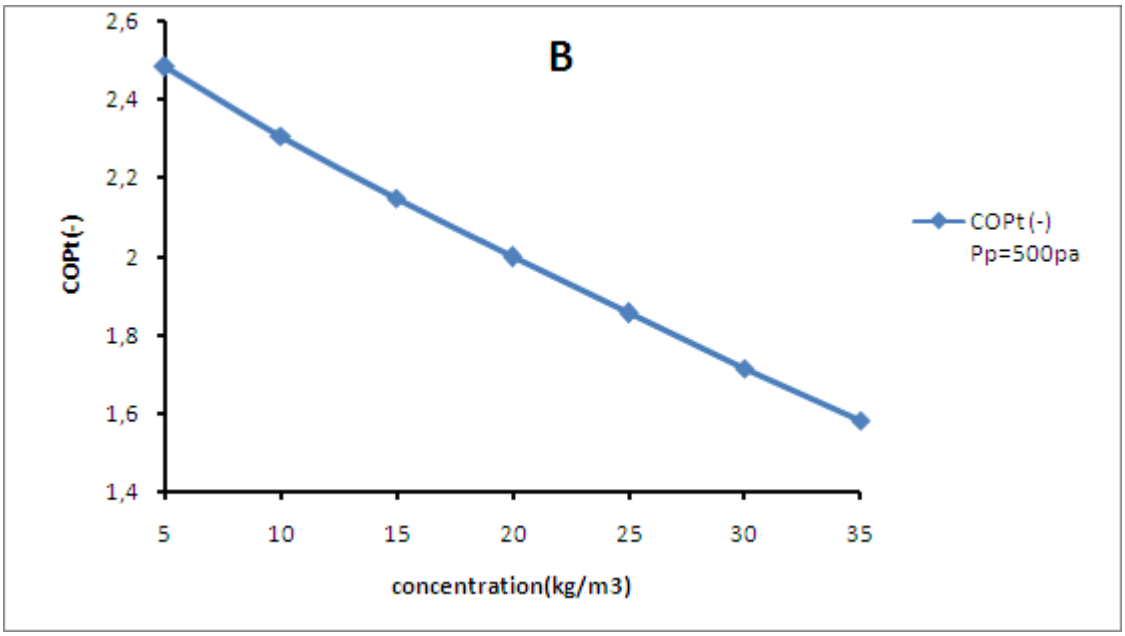


Figure (IV.6) : Evolution du flux de vapeur et du COP en fonction de la concentration de l'eau salée (Q_s=5 l/min, T_{ex}=40°C, N_v=0,8)

Une bonne correspondance est obtenue entre les résultats de simulation et les résultats des travaux dans la littérature **[19]**

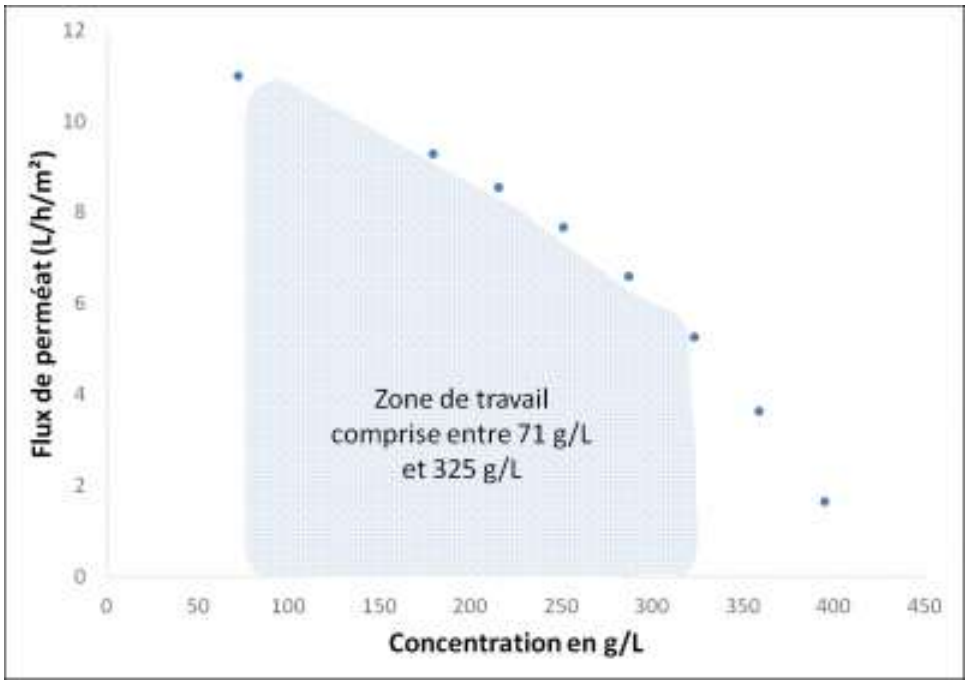
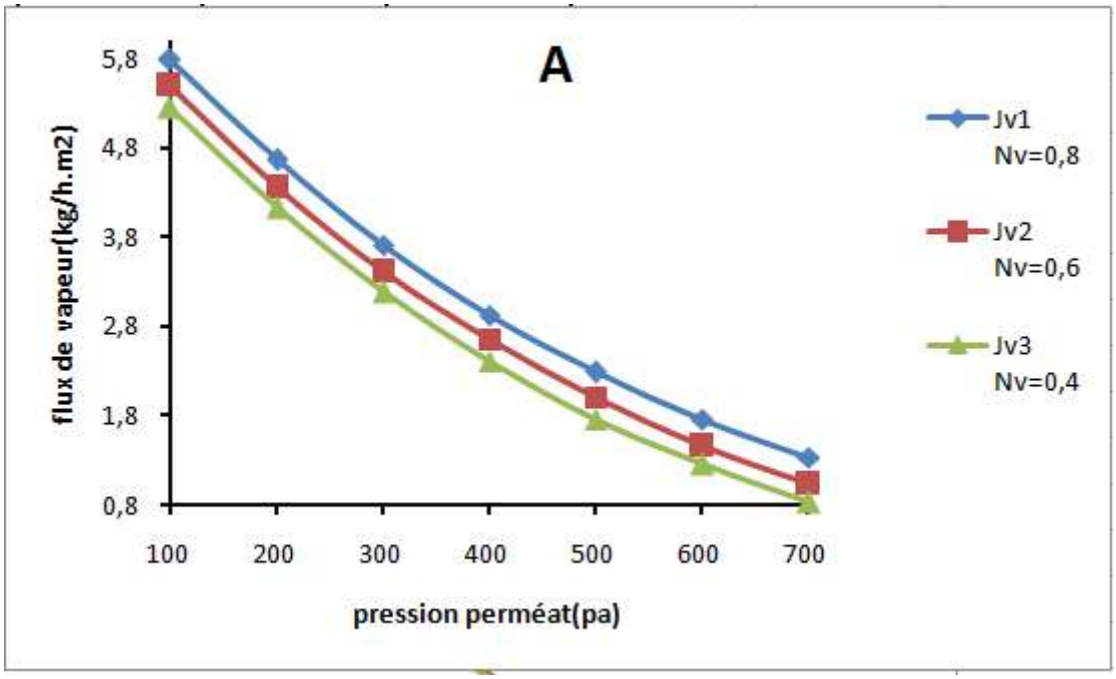


Figure (IV.7) : Evolution du flux de vapeur de la concentration de l'eau salée

IV.5. Influence de la pression de vide appliquée côté perméat

Le flux de perméat diminue linéairement avec la pression partielle (figure IV.5.A). Lorsqu'il n'est pas possible de chauffer l'eau à la température souhaitée, il faudra donc diminuer la pression côté perméat pour maintenir un flux de perméat constant.



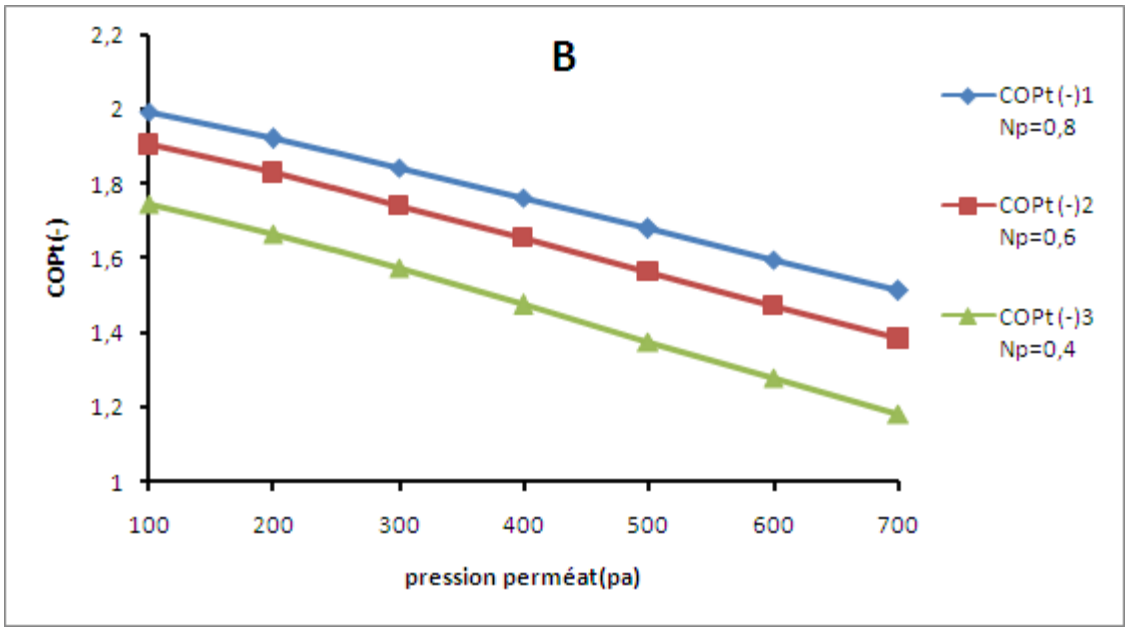


Figure (IV.8) : Evolution du flux de vapeur et du COP en fonction de la pression perméat (Q_s=5 l/min, T_{ex}=40°C, N_v=0,8)

Une bonne correspondance est obtenue entre les résultats de simulation et les résultats des travaux dans la littérature **[19]**

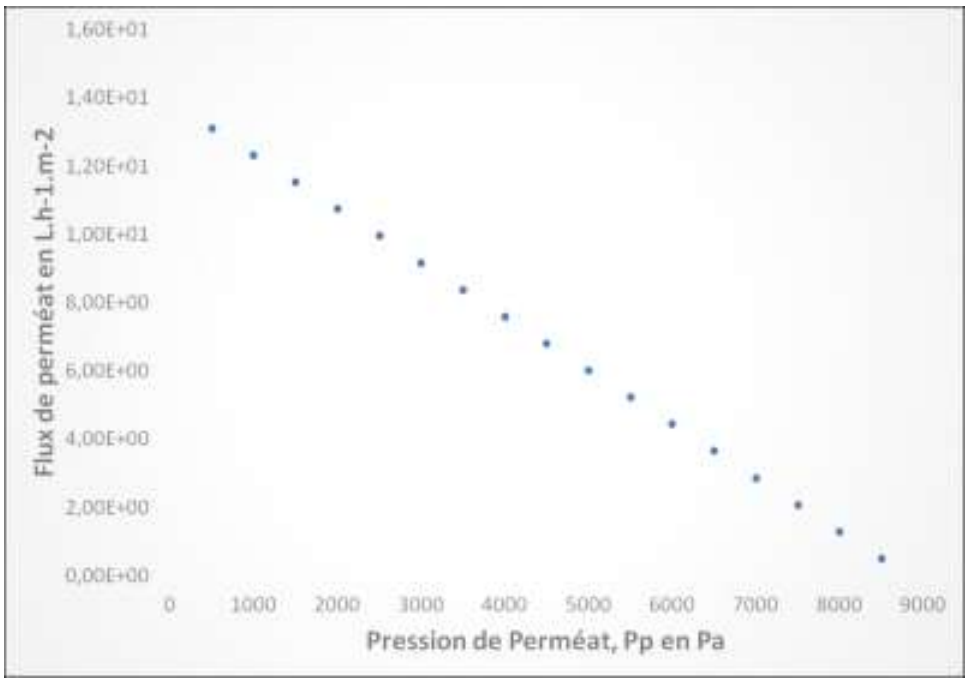


Figure (IV.9) : Evolution du flux de vapeur en fonction de la concentration de l'eau salée

IV.6. Influence de l'intensité du rayonnement solaire

La figure (IV.6) montre l'évolution de la surface totale des panneaux PV en fonction du rayonnement solaire global. L'augmentation de l'irradiation solaire permet de diminuer significativement la surface à installer donc le nombre et le coût de panneaux PV requis.

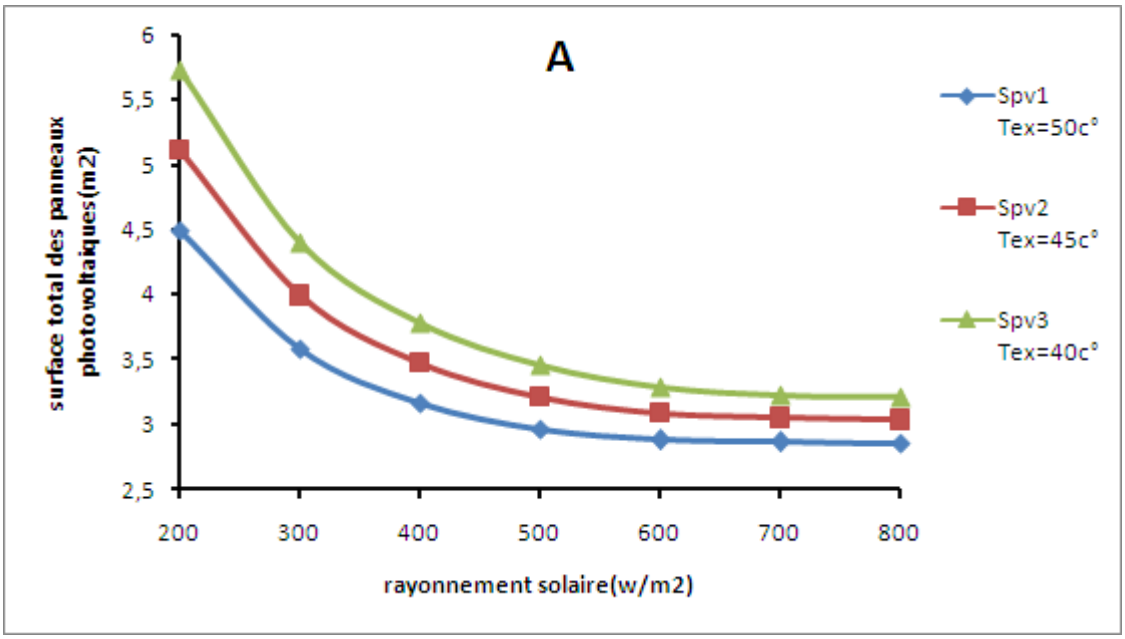


Figure (IV.10) : Evolution de surface total des panneaux PV en fonction du rayonnement solaire global (P_p=500 Pa, C_a=35kg/m^3, Q_s=5 /min, N_{pv}=0,14, N_v=0,8)

Conclusion et recommandations

Dans cette étude on a simulé un système de dessalement couplé à une thermofrigopompe alimentée par des panneaux photovoltaïques. La production de froid par la TFP conditionne la production d'eau potable. Ce système a été modélisé à l'aide d'un couplage entre les équations de transfert de chaleur et de masse. L'effort de développement s'est porté principalement sur l'unité de dessalement par distillation membranaire.

L'étude simulée montre que lorsque la température d'entrée du fluide chaud a une influence considérable sur le flux de perméat à travers la membrane puisque celui-ci augmente exponentiellement avec la température. Il conviendra donc de toujours préconiser une température élevée en opération en trouvant un compromis entre coût énergétique et performance du procédé. Par ailleurs, lorsque le débit d'alimentation de l'unité augmente, le flux de vapeur généré augmente mais le COP du système diminue suite à l'augmentation de la puissance calorifique et donc la puissance mécanique consommée.

La Le facteur de concentration est aussi à prendre en compte puisque une augmentation de la concentration entraîne une diminution du flux de perméat. La pression de vide appliquée côté perméat aussi un paramètre important à considérer. En effet, l'eau n'est pas suffisamment chauffée pour les faibles irradiations solaires et il faut donc compenser en abaissant la pression de vide côté perméat. Néanmoins, plus on diminue la pression de vide côté perméat plus on augmente le risque de mouillage de la membrane. Ainsi, il a été considéré que la pression de perméat ne doit pas être inférieure à 500 Pa au risque de diminuer le flux de perméat et, donc le débit d'eau produite

À l'avenir, les limites de l'étude doivent être repoussées en termes de débit d'alimentation et de caractéristiques de membrane par la réalisation d'un prototype afin d'améliorer les performances du système. D'autres pistes d'étude paraissent intéressantes : le comportement du système avec d'autres types de besoins en froid tels que le rafraîchissement d'espaces, la mise en place d'un échangeur récupérateur entre les fluides chaud et froid ou d'une recirculation (avec mélange ou non) de la solution saline du fait de la faible sensibilité du système à la salinité. L'étude d'autre cycles frigorifiques tels que le cycle transcritique du CO_2 ou des cycles bi-étagés doit également être réalisée afin d'optimiser les performances de la TFP.

Matériaux	Epaisseur (cm)	Conductivité ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
Enduit intérieur plâtre	1,5	0,35
Bloc béton	20	1,05
Polystyrène expansé	07	0,039
Enduit extérieur mortier	1,5	1,15

Tableau III.1 : Caractéristiques des parois du local

Table des matières :

Table des matières :

Dédicace……...I

Remercîments.....II

Résumé.....III

Table des matières.....IV

Liste des figures.....V

Nomenclature et Symboles.....VI

Introduction générale.....**1**

Chapitre I : les systèmes de thermofrigopompe

I.1. Introduction.....**3**

I.2. Schéma de base TFP.....**3**

I.2.1. Schéma de base d'une thermofrigopompe.....**3**

I.2.2. Schéma simplifié de TFP de petite à moyenne à équilibrage sur air.....**4**

I.3. les composantes de thermofrigopompe.....**5**

I.3.1. Le compresseur **7**

I.3.2. L'échangeur d'équilibrage sur air **7**

I.3.3. L'évaporateur à eau pour la production d'eau de rafraîchissement **8**

I.3.4. Le circuit spécifique au caloduc gravitaire pour le dégivrage **9**

I.3.5. Le désurchauffeur pour la préparation d'eau chaude sanitaire **11**

I.3.6. Le condenseur à eau pour la production d'eau de chauffage **12**

I.3.7. Le sous-refroidisseur.....**13**

I.3.8. La bouteille liquide et la gestion de la pression de condensation **13**

I.4. Les modes de fonctionnement.....**14**

Table des matières :

I.4.1. Mode 1 : priorité au froid **14**

I.4.2. Mode 2 : équilibré avec priorité au froid **14**

I. 4.3. Mode 3 : équilibré avec priorité au chaud **15**

I. 4.4. Mode 4 : équilibré avec priorité au chaud et dégivrage **15**

I. 4.5. Mode 5 : priorité au chaud **15**

I. 4.6. Mode 6 : maintien ECS **15**

I.5. conclusion….....**16**

Chapitre II : Dessalement par distillation membranaire (DM)

II.1. introduction……....**17**

II.2. Les procédés thermiques de distillation.....….....**17**

II.2.1. La compression de vapeur.....……..**17**

II.2 .2. La distillation multi flash.....….....**18**

II.2.3. La distillation à simple effet .....….....**18**

II.2.4. La distillation à multiples effets .....….....**18**

II.3. Les procédés membranaires .....….....**19**

II.3.1. L'électrodialyses.....….....**19**

II.3.2. L'osmose inverse .....….....**19**

II.3.3. La distillation membranaire(DM) **20**

II.4. La distillation membranaire……**20**

II.4.1. Déférents types de distillation membranaire **21**

II.4.2. Les applications de la distillation membranaire **21**

II.5. Les avantages et inconvénients de la distillation membranaire……**24**

II.6. Couplage de la DM avec l'énergie solaire.....**25**

Table des matières :

II.7.1. Collecteurs et distillation solaires.....**25**

II.7.2. Les étangs solaires **28**

II.8.conclusion.....**30**

Chapitre III : Développement de modèle de simulation

III.1. Introduction……**31**

III.2. présentation du modèle…….**31**

III.2.1. modèle global……....**31**

III.2.2. Model de TFP……**33**

III.2.3. Modèle d'unité de dessalement…….**35**

III.3. Organigramme de calcul……...**40**

Chapitre IV : Résultat et discussions

IV.1. Introduction….....**39**

IV.2. Influence de la température d'entrée du fluide chaud……....**39**

IV.3. Influence de la température de la chambre froide……...**41**

IV.4. Influence de la concentration de l'eau salée……**46**

IV.5. Influence de la pression de vide appliquée côté perméat……..**47**

IV.6. Influence de l'intensité du rayonnement solaire……...…**48**

Conclusion et recommandations.....**49**

Références et bibliographiques

Annexe

Table des matières :

Liste des Figures :

Figure I.1. Schéma de base d'une thermofrigopompe…….....**4**

Figure I.2. Schéma simplifié de TFP de petite a moyenne à équilibrage sur air….....**5**

Figure I.3. Schéma du circuit frigorifique de la TFP et des connexions sur les réseaux d'eaux chaudes et d'eaufroide…….....**6**

Figure I.4. Schéma du compresseur……..…….....**7**

Figure I.5. Schéma de l'échangeur d'équilibrage sur air et schéma de tubage en tubes alternés BP HP…….....**8**

Figure I.6. Schéma de l'évaporateur à eau…….....**9**

Figure I.7. Schéma du fonctionnement du caloduc gravitaire…….....**11**

Figure I.8. Schéma du désurchauffeur pour la production d'ECS…….....**12**

Figure I.9. Schéma du condenseur à eau…….....**12**

Figure I.10. Schéma de l'échangeur de sous-refroidissement…….....**13**

Figure I.11. Schéma de la bouteille liquide et du système de contrôle de la pression en bouteille..**13**

Figure II.1. La compression de vapeur…….....**17**

Figure II.2. La distillation multi flash…….....**18**

Figure II.3. La distillation multiple effets…….....**19**

Figure II.4. L'osmose inverse…….....**20**

Figure II.5. Distillation membranaire à contact direct (DCMD).....**21**

Figure II.6. Distillation membranaire à intervalle gazeux (AGMD).....**21**

Figure II.7. Distillation membranaire à entraînement gazeux (SGMD…….**21**

Figure II.8. Distillation membranaire sous vide (VMD)…….....**21**

Figure II.9. Couplage de l'AGMD et de collecteurs solaires…….....**25**

Liste des Figures :

Figure II.10. Couplage de la DCMD et d'un distillateur solaire…….....**26**

Figure II.11. Couplage de la DCMD et de collecteurs solaires…….....**27**

Figure II.12. Couplage de la DCMD et de collecteurs solaires…….....**27**

Figure II.13. Couplage de la VMD et de collecteurs solaires…….....**28**

Figure II.14. Etang solaire.....**29**

Figure II.15. Couplage de l'AGMD et d'un étang solaire…….....**30**

Figure III.1 : schéma de l'installation global…….....**31**

Figure III.2: schéma de principe de la distillation membranaire…….....**34**

Figure IV.1: évolution de puissance calorifique(A) et le coefficient de performance théorique(B) en fonction de la température de fluide chaude sorti (Pp=500pa, Ca=35kg/m3, Tex=45c°, Nv=0.8) **41**

Figure IV.2: évolution de puissance frigorifique(A) et le coefficient de performance théorique (B) en fonction de la température de chambre froid (Pp=500pa, Ca=35kg/m3, Qs=5l/min, Nv=0.8) **42**

Figure IV.3: évolution et le coefficient de performance théorique (B) en fonction de la température de chambre froid [19]…….....**42**

Figure IV.4: Evolution évolution de flux de vapeuren fonction de la température de fluide chaude sorti Nv=0.8)..... **43**

Figure IV.5: Evolution évolution de flux de vapeur(A) et le coefficient de performance Théorique (B) en fonction de la température de fluide chaude sorti (Pp=500pa, Qs=5l/min, Tex=40c°, Nv=0.8).....**44**

Figure IV.6: évolution flux de vapeur(A) et le coefficient de performance théorique(B) en fonction de la concentration de l'eau salée (Qs=5l/min, Tex=45c°, Nv=0.8).....**45**

Figure IV.7: évolution flux de vapeur en fonction de la concentration de l'eau salée…….....**46**

Liste des Figures :

Figure IV.8: évolution de puissance de la pompe à vide (A) et le coefficient de performance Théorique (B) en fonction de pression perméat (Qs=5l/min, Ca=35kg/m3, Tex=40c°, Nv=0.8).....**47**

Figure IV.9: évolution de flux de vapeurà vide en fonction de pression perméat.....**47**

Figure IV.10: évolution de surface total des panneaux photovoltaïques (A) et le coefficient de performance solaire (B) en fonction de rayonnement solaire (Pp=500pa, Ca=35kg/m3, Qs=5l/min, Npv=0.14, Nv=0.8)…….…….**48**