

INSTITUT
FRANÇAIS DU
FROID
INDUSTRIEL

Aspects thermodynamiques
et
technico-économiques

des systèmes à absorption liquide.

PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT ET PERFORMANCES DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES A ABSORPTION LIQUIDE.

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides, d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés :

- Eau+Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$), l'eau étant le fluide frigorigène,
- Ammoniac+Eau (NH_3/H_2O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

Le couple $H_2O/LiBr$ servira de fil conducteur au développement qui va suivre. On trouvera en [1] un document plus particulièrement consacré au couple NH_3/H_2O .

LE CYCLE DE BASE

DESCRIPTION

Schématiquement, une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentés dans la figure 1.

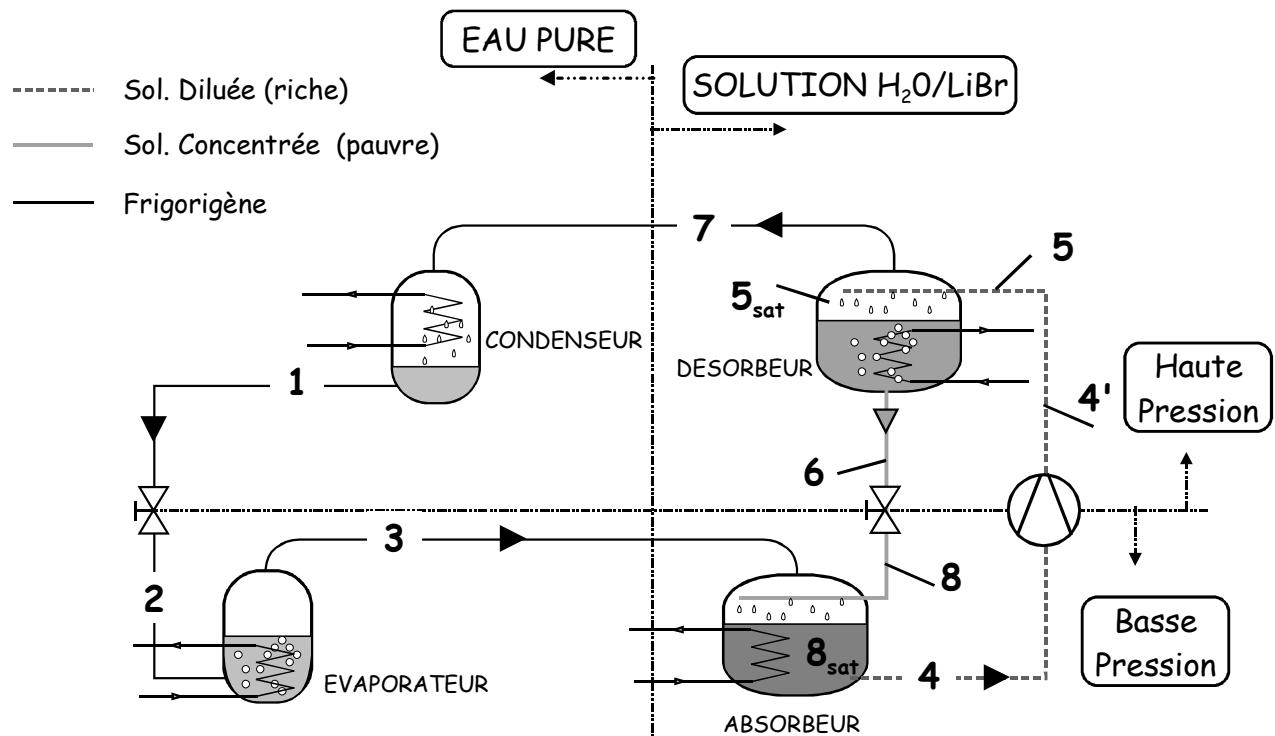


Figure 1 : Structure d'une machine frigorifique à absorption

Un système à absorption comprend tout d'abord, comme les machines à compression de vapeur, un ensemble condenseur/détendeur/évaporateur, dans lequel ne transite que le frigorigène pur. Cet

ensemble est connecté à la partie "chimique" du procédé, chargée de modifier l'état du frigorigène évaporé pour le rendre condensable à la température de l'environnement.

La base de son fonctionnement réside dans les propriétés des solutions binaires, dont l'équilibre liquide/vapeur est divariant : à pression constante, la température de saturation évolue avec la composition de la solution liquide comme le montre le diagramme P, T, x (figure 2). Ce comportement est responsable du phénomène de glissement apparu avec l'emploi de mélanges frigorigènes dans l'industrie frigorifique. Pour les systèmes à absorption, on exprime ce même comportement d'une manière différente : à pression constante, la composition de la solution évolue avec la température. L'examen de la figure 2 montre qu'une augmentation de température provoque une concentration de la solution et qu'inversement, son abaissement conduit à une dilution. D'autre part, les deux constituants des mélanges utilisés présentent une différence de volatilité telle, que la vapeur saturante est pratiquement pure en composant volatile. Les opérations isobares de concentration et de dilution provoquent donc respectivement la désorption et l'absorption d'une vapeur qui jouera ainsi le rôle de frigorigène.

Remarque : expression de la composition, convention.

L'étude des mélanges relève historiquement du génie chimique, qui exprime généralement l'état des solutions aqueuses en fonction de la concentration en composant dissous. Pour les applications frigorifiques, ceci peut entraîner une confusion, puisque pour les deux mélanges actuellement utilisés en réfrigération, l'eau joue soit le rôle de frigorigène ($H_2O/Libr$), soit le rôle de sorbant (NH_3/H_2O). En conservant cette définition de la composition, il apparaît immédiatement que selon le couple étudié, la désorption du frigorigène conduit à une augmentation du titre x_{LiBr} pour le mélange $H_2O/Libr$, et inversement à une diminution du titre x_{NH_3} pour le couple NH_3/H_2O . Par opposition, l'absorption de fluide frigorigène impliquera respectivement une diminution de x_{LiBr} et une augmentation de x_{NH_3} . Cette définition de la composition ne permet donc pas d'obtenir des expressions générales, applicables aux deux couples lors de l'analyse thermodynamique du cycle.

Dans cet objectif, deux conventions restent possibles :

- exprimer la composition de la solution en composant le plus volatile (fluide frigorigène),
- exprimer la composition de la solution en composant le moins volatile (sorbant).

Bien que la machine présentée ici concerne le couple $H_2O/Libr$, dont les propriétés thermodynamiques sont généralement disponibles en fonction de x_{LiBr} (cf. figure 3), la première convention semble beaucoup mieux adaptée au génie frigorifique et c'est celle que nous utiliserons dans la suite. Toutefois, la description du cycle reprendra les deux approches afin de préciser les différentes appellations que nous avons choisies :

- solution diluée (en sorbant) = solution riche (en frigorigène),
- solution concentrée (en sorbant) = solution pauvre (en frigorigène).

La mise en œuvre d'un cycle de base nécessite les quatre composants actifs énumérés ci-dessous (figure 1). Le cycle de la solution peut être décrit sur le diagramme de Oldham, qui représente les conditions de saturation P, T, x de la solution liquide (figure 2). Dans ce diagramme, les isotitres ou iso-concentrations sont sensiblement des droites. Pour le couple $H_2O/Libr$, les concentrations sont généralement exprimées par rapport à la teneur en bromure de lithium x_{LiBr} . La droite de teneur 0 % correspond ainsi à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure.

le condenseur : composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de

condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur/condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_{cond} à la température T_m . Le trajet 7-1 correspondant comprend une phase de désurchauffe, la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

l'évaporateur : à la sortie du condenseur (1), le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur (1-2), puis s'évapore, produisant la puissance frigorifique Q_{evap} . La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température T_b de la source froide (média à refroidir). Notons la présence d'une éventuelle surchauffe en sortie de cet échangeur.

le bouilleur ou désorbeur : la solution diluée [riche en frigorigène] (5) y reçoit la quantité de chaleur Q_{des} à une température T_h , ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. Le désorbeur produit ainsi une vapeur de frigorigène (7) et une solution concentrée [pauvre en frigorigène] (6). Cet organe effectue une **concentration** (trajet 5-6) du sorbant (x_{LiBr}) ou un **appauvrissement** en frigorigène ($x_{\text{H}_2\text{O}}$) suivant la convention choisie.

l'absorbeur : La vapeur issue de l'évaporateur (3) y rencontre la solution concentrée [pauvre] provenant du désorbeur (8). Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichie en frigorigène. La chaleur Q_{abs} dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m . En sortie d'absorbeur (4), on obtient ainsi une solution diluée [riche en frigorigène]. Ce composant effectue donc une **dilution** (trajet 8-4) du sorbant (x_{LiBr}) ou un **enrichissement** en frigorigène ($x_{\text{H}_2\text{O}}$) suivant la convention choisie.

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (B.P.) et désorbeur/condenseur (H.P.) nécessite en outre :

- la présence de deux détendeurs, sur les circuits frigorigène (1-2) et solution concentrée [pauvre] (6-8),
- la présence d'une pompe sur le circuit de la solution diluée [riche] (4-4').

Notons que le travail effectué par cette pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur. En effet, dans les deux cas, il s'agit de faire passer la pression d'un fluide de P_{evap} à P_{cond} . Mais dans le cas de la pompe, le fluide est un liquide, alors que pour le compresseur, c'est une vapeur. Le travail étant de la forme $\int v \cdot dP$, on en conclut que le travail de la pompe vaut environ 1/1000 du travail du compresseur. ($v_{\text{liq}} \approx v_{\text{vap}} / 1000$).

SPECIFICITE DES COUPLES UTILISES

$\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

- 1) La vapeur issue du désorbeur est une vapeur pure (100% eau)
- 2) Le point triple de l'eau étant à 0°C , les machines $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement dans la climatisation [2, 3].
- 3) L'eau constituant ici le fluide frigorigène, on notera les faibles niveaux de pression atteints [4], niveaux auxquels le frigoriste est, malgré tout, peu habitué. A titre d'exemple l'eau s'évapore à 5°C sous une pression absolue d'environ 9 mbars et se condense à 35°C à environ 56 mbars. Ces réflexions attirent l'attention sur la qualité d'étanchéité nécessaire lors de la

conception de l'installation ainsi qu'à son maintient au cours de la vie de la machine. Il faut également prendre garde aux pertes de charge, puisque ces niveaux de pression conduisent à des débits volume gazeux très importants. Ils impliquent également un faible ΔP entre les parties basse pression et haute pression (quelques dizaines de mbars), de sorte que les deux détendeurs sont en général constitués simplement d'un tube dont la perte de charge provoque la détente souhaitée.

- 4) Lorsque la température augmente, la solubilité du sel (LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation (cf. figure 2, courbe de cristallisation). De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation. Les installations actuelles comportent généralement une ligne liquide supplémentaire (soit condenseur/absorbeur, soit évaporateur/absorbeur) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure et servir de dispositif de dilution d'urgence.

NH_3/H_2O

- 1) Les concentrations sont généralement exprimées par rapport au frigorigène (NH_3).
- 2) La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau (\approx quelques %) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelé rectifieur, chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.
- 3) L'ammoniac constituant le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu'à $-40^\circ C$ environ). Actuellement, plusieurs installations fonctionnent à $-20^\circ C$ [5, 6]

ASPECTS ENERGETIQUES

CONSTRUCTION DU CYCLE ET UTILISATION DES DIAGRAMMES

Le diagramme d'Oldham est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Il donne la teneur de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. C'est un diagramme ($\ln(P)$, $-1/T$), paramétré en teneur pondérale. La figure 2 présente un tel diagramme relatif au couple $H_2O/LiBr$.

Dans ce diagramme, les isotrites sont sensiblement des droites. La droite de teneur 0 % correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure. La richesse de l'isotitre est définie par rapport à la teneur en bromure de lithium.

Pressions de fonctionnement.

Les températures des sources T_m (environnement) et T_b (production de froid) fixent les deux pressions P_h et P_b . Ces deux pressions correspondent aux pressions de vapeur saturante de l'eau (isotitre $x_{LiBr} = 0$) aux températures T_m (point 1) et T_b (point 3).

Variation du titre au cours du cycle.

Le titre x_c de la solution concentrée [pauvre] en sortie de désorbeur est donné par l'intersection de l'isotherme T_h et de l'isobare P_h (point 6). D'une manière analogue, le titre x_d de la solution diluée [riche] en sortie d'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme T_m et de l'isobare P_b (point 4).

Titre et température de la solution à l'entrée de l'absorbeur.

L'absorbeur reçoit la solution concentrée [pauvre] provenant du désorbeur, après que celle-ci ait été détendue dans le détendeur (6-8). La détente implique une chute de température due à une

vaporisation partielle de la solution. L'absorbeur reçoit donc un mélange de solution liquide et de vapeur (8), dont il n'est pas possible, à l'aide de ce diagramme de préciser ni la température, ni la masse relative des deux phases. A l'entrée de l'absorbeur, ce mélange est donc tout d'abord refroidi, d'une part par mélange avec la vapeur froide arrivant de l'évaporateur, d'autre part, directement par le fluide caloporteur. Ce refroidissement entraîne tout d'abord une re-absorption de la vapeur produite par la détente, puis, l'absorption de vapeur provenant de l'évaporateur. Le processus d'absorption commencera au point 8_{sat} , défini par l'intersection de l'isotitre x_c et de l'isobare P_b .

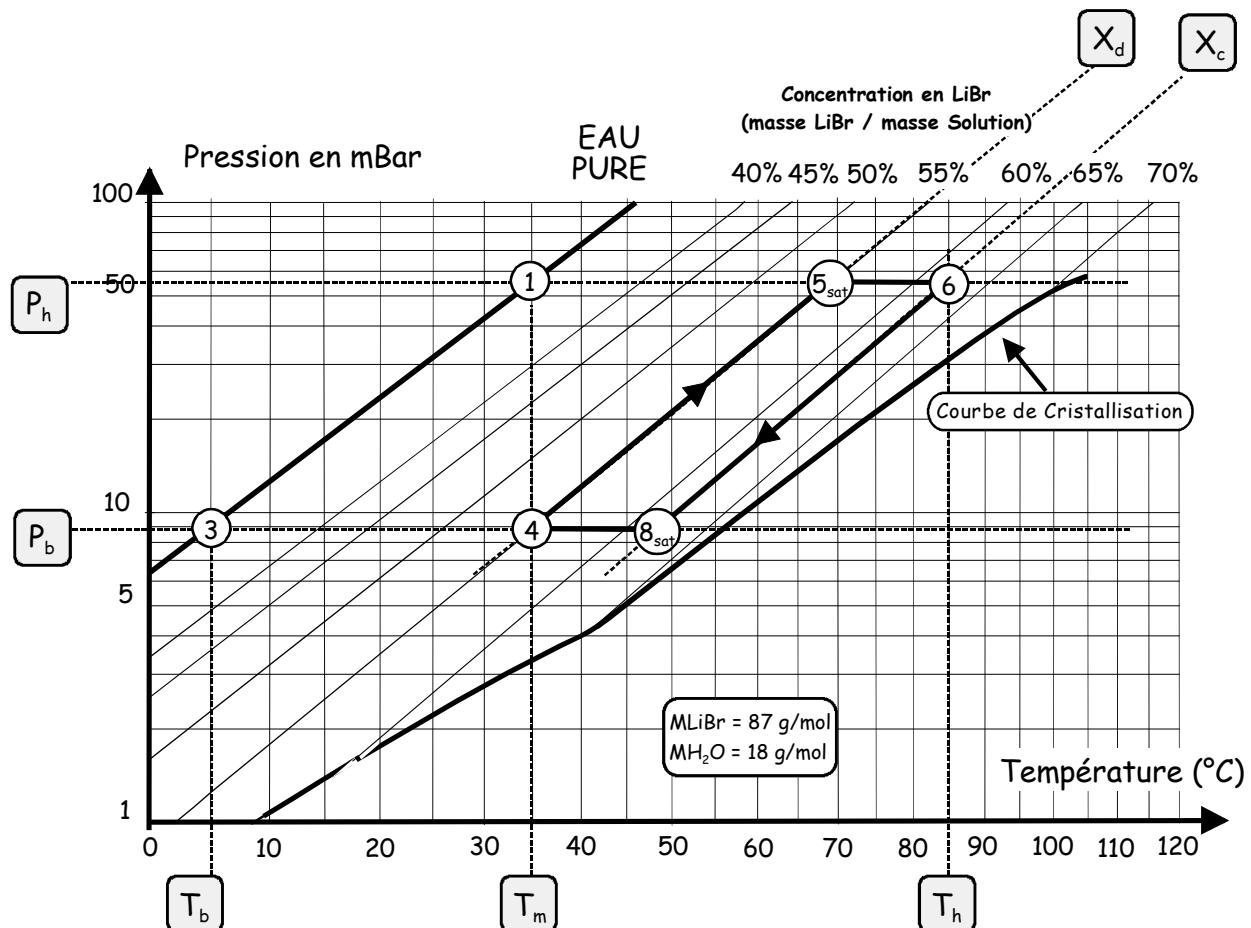


Figure 2 : Représentation des points caractéristiques du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham, couple $H_2O/LiBr$.

Titre et température de la solution à l'entrée du désorbeur

Le désorbeur reçoit la solution diluée [riche] issue de l'absorbeur, après que celle-ci ait traversé la pompe (4-4'). Ce liquide sous-refroidi, ne peut pas être représenté sur le diagramme de Oldham, où ne figurent que des états d'équilibre liquide/vapeur. Si la compression est supposée isotherme, le titre et la température sont ici connus et restent identiques au titre et à la température du point 4. A son entrée dans le désorbeur, le liquide sera donc tout d'abord réchauffé jusqu'à la température T_{5sat} , donnée par l'intersection de l'isotitre x_d et de l'isobare P_h . La désorption commencera alors au point 5_{sat} ainsi défini.

Si le diagramme de Oldham permet d'avoir une bonne représentation de l'installation, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine. Ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Merkel (concentration, enthalpie cf figure 3). Il existe aujourd'hui aussi les logiciels de calcul [1], qui, à partir des équations d'état (cf [7, 8, 9, 10] et annexe 1), donnent les mêmes renseignements mais de façon plus rapide et plus fiable.

Le diagramme de Merkel (figure 3) permet une étude complète de la machine à absorption, car, en plus des informations données par le diagramme de Oldham, il renseigne, ce qui est fondamental pour les calculs, sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbat). C'est un diagramme x , h paramétré en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur. Il permet de connaître la teneur du mélange vapeur en équilibre avec la solution ainsi que les enthalpies de chaque point. On prêtera attention aux conventions choisies dans la représentation de ces diagrammes. On remarquera en particulier que celui de la figure 3 adopte la teneur en eau comme représentation de la concentration.

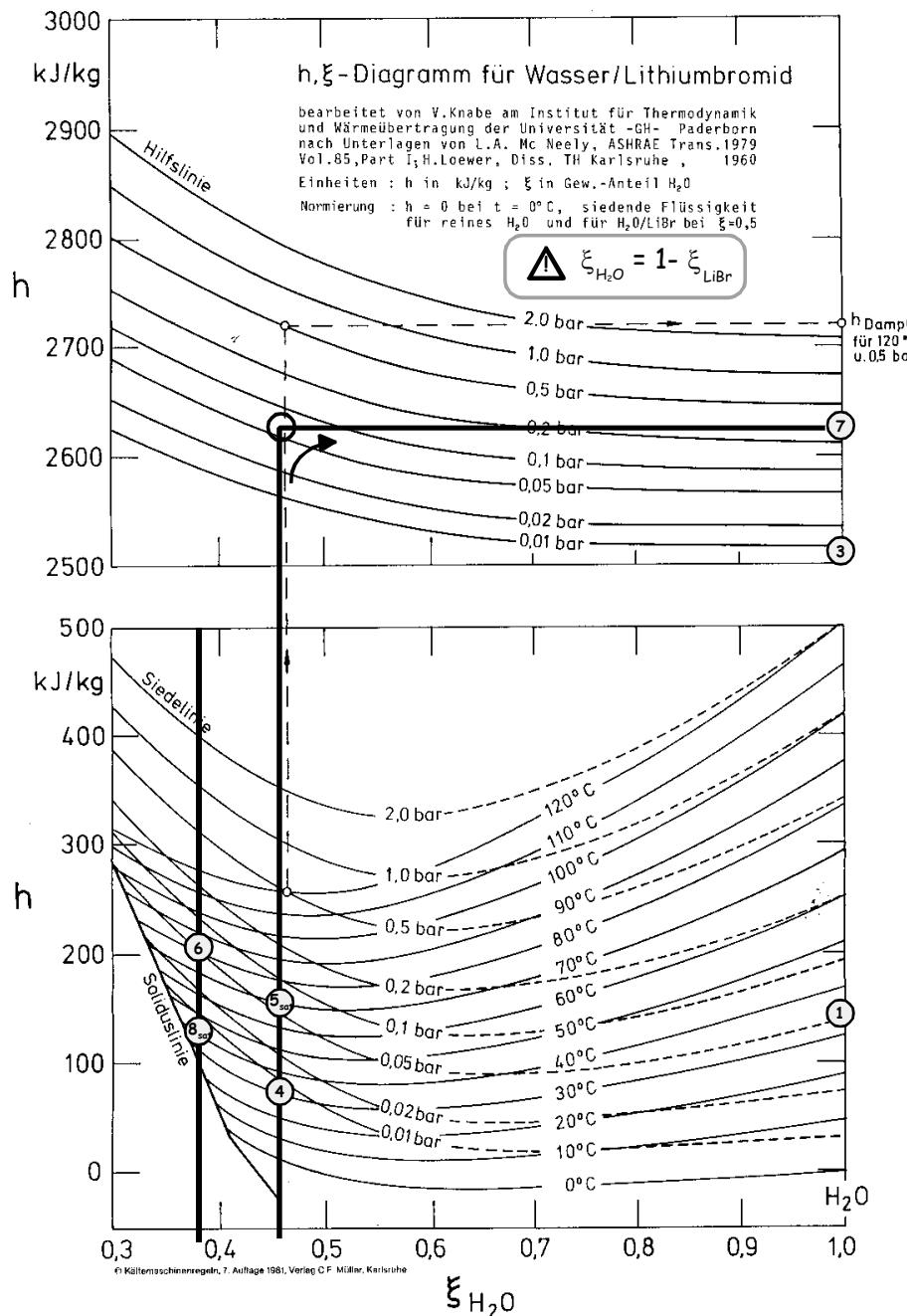


Figure 3 : Diagramme de Merkel du couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

Le tracé du cycle de la solution liquide est immédiat : il suffit de reporter les points 1, 3, 4, 5, 6 et 8 définis précédemment. Le relevé des valeurs conduit alors aux résultats du tableau qui suit.

Point	1	2	3	4	4'=5	5_{sat}	6	7	8_{sat}	8
T (°C)	35	5	5	35	35	69	85	69	49	47
P (mbars)	56.3	8.7	8.7	8.7	56.3	56.3	56.3	56.3	8.7	8.7
$x_{\text{LiBr}} (\%)$	0	0	0	54.84	54.84	54.84	62.22	0	62.22	62.22
$x_{\text{H}_2\text{O}} (\%)$	1	1	1	45.16	45.16	45.16	37.78	1	37.78	37.78
h (kJ/kg)	146.6	146.6	2509.8	83.17	83.17	153.21	211.8	2628.3	144.95	211.8

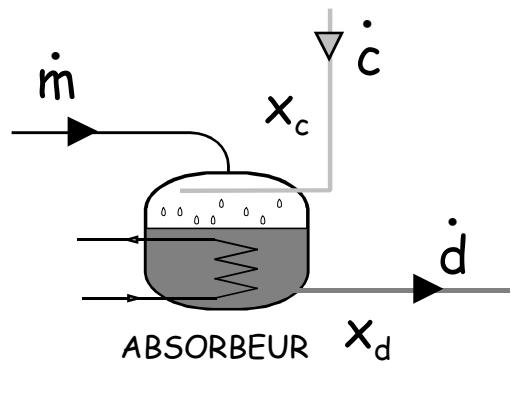
LES FIGURES DE MERITE ASSOCIEES AUX CYCLES A ABSORPTION

Estimation du Coefficient de performance

Bilan masse

Appelons \dot{m} , \dot{c} , \dot{d} les débits-masse respectivement du frigorigène, de la solution concentrée et de la solution diluée et x_c , x_d les titres en frigorigène de la solution concentrée et de la solution diluée. Bien évidemment ces titres en frigorigène sont reliés aux titres en sorbant par :

$$x_r = 1 - x_d \quad \text{et} \quad x_p = 1 - x_c$$



Au niveau de l'absorbeur, deux bilans-masse peuvent être effectués :

$$\begin{cases} \dot{m} + \dot{c} - \dot{d} = 0 & \text{(bilan global de la solution)} \\ \dot{c} \cdot x_c - \dot{d} \cdot x_d = 0 & \text{(bilan LiBr)} \end{cases}$$

On en déduit une expression de \dot{c} et \dot{d} en fonction de \dot{m} et des différents titres en frigorigène

$$\begin{cases} \dot{d} = \dot{m} \cdot \frac{x_c}{(x_c - x_d)} \\ \dot{c} = \dot{m} \cdot \frac{x_d}{(x_c - x_d)} \end{cases}$$

Bilan enthalpique

On effectue les bilans enthalpiques sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur :

- Condenseur : $\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_7)$
- Evaporateur : $\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$
- Désorbeur : $\dot{Q}_{\text{des}} = \dot{m} \cdot h_7 + \dot{c} \cdot h_6 - \dot{d} \cdot h_5$
- Absorbeur : $\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{d} \cdot h_4 - \dot{m} \cdot h_3 - \dot{c} \cdot h_8$
- Pompe : $\dot{W} = \dot{d} \cdot (h_4 - h_4')$

En utilisant les équations précédentes, le coefficient de performance peut s'exprimer par :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{des}} + \dot{W}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m} \cdot h_7 + \dot{c} \cdot h_6 + \dot{d} \cdot (h_4' - h_4 - h_5)}$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{m} \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m} \cdot \left(h_7 + \frac{x_d}{(x_c - x_d)} \cdot h_6 - \frac{x_c}{(x_c - x_d)} \cdot (h_5 + h_4 - h_4') \right)}$$

Soit finalement :

$$COP = \frac{\Delta x \cdot (h_3 - h_2)}{[\Delta x \cdot h_7 + x_d \cdot h_6 - x_c \cdot (h_5 + h_4 - h_4')]} = \frac{\Delta x \cdot (h_3 - h_2)}{[\Delta x \cdot h_7 + (1-x_r) \cdot h_6 - (1-x_p) \cdot (h_5 + h_4 - h_4')]} \quad (1)$$

avec $\Delta x = x_r - x_p = x_c - x_d$

En reportant dans cette expression les valeurs issues du tableau précédent, et en supposant l'énergie consommée par la pompe négligeable ($h_4 \approx h'_4$), on trouve une expression du COP :

$$COP = \frac{\Delta x \cdot (h_3 - h_2)}{[\Delta x \cdot h_7 + x_d \cdot h_6 - x_c \cdot h_5]} \text{ conduisant dans notre cas à une valeur de 0,67.}$$

Rendement thermodynamique ou exergétique

Une telle définition du COP pose un problème de cohérence puisque chaleur et travail mécanique sont comptés de la même manière au dénominateur. Ces deux formes d'énergie ont pourtant :

- Des coûts économiques différents,
- Des coûts en énergie primaire différents,
- Des impacts sur l'environnement différents.

Le même problème émerge lorsque l'on compare ces machines aux machines conventionnelles à compression mécanique. Cette notion de COP n'est donc pas suffisante et de telles comparaisons doivent être effectuées sur le rendement exergétique :

$$\eta_{ex} = \frac{-Q_{evap} \cdot \left(1 - \frac{T_m}{T_b}\right)}{Q_{des} \cdot \left(1 - \frac{T_m}{T_h}\right) + W}$$

En général, W (travail des pompes) est négligeable devant $Q_{des} \cdot (1 - T_m/T_h)$, de sorte que l'installation peut être considérée comme une machine tritherme ($W = 0$) et que le rendement exergétique peut être évalué par :

$$\eta_{ex} \approx \frac{Q_{evap} \cdot \left(\frac{T_m}{T_b} - 1\right)}{Q_{des} \cdot \left(1 - \frac{T_m}{T_h}\right)} = \frac{COP}{COP_c^{3T}}$$

$$\text{avec } COP_c^{3T} = \frac{\left(1 - \frac{T_m}{T_h}\right)}{\left(\frac{T_m}{T_b} - 1\right)}, \text{ COP d'une machine de Carnot tritherme (annexe 4).}$$

En prenant en compte les pincements nécessaires aux échangeurs, on peut considérer que les températures des sources T_{SF}, T_{SM} et T_{SC} sont respectivement de $10^\circ C$ (régime $7/12^\circ C$), $30^\circ C$ ($28^\circ C/32^\circ C$) et $90^\circ C$ ($88^\circ C/92^\circ C$: vapeur BP par exemple). Ces températures conduisent à : $COP_c = 2,34$ soit $\eta_{ex} = 0,29$

Ce rendement exergétique reste faible en comparaison des valeurs obtenues en compression de vapeur.

CYCLES DERIVES

CYCLE STANDARD A ECHANGEUR INTERNE

Toutes les machines simple effet actuelles comportent aujourd'hui un échangeur (appelé quelquefois transmetteur interne) entre la solution diluée sortant à T_m de l'absorbeur et la solution concentrée sortant du bouilleur à T_h (figure 4).

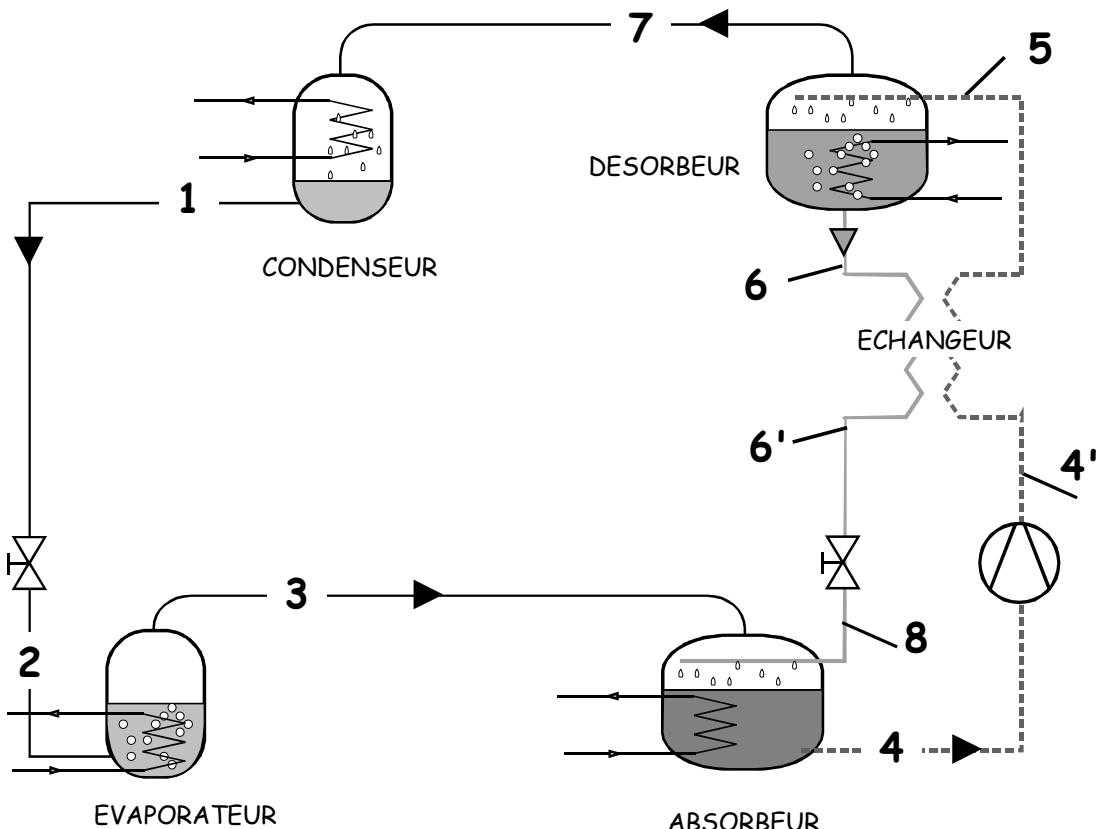


Figure 4 : Représentation schématique d'une machine à absorption dotée d'un échangeur interne.

Cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le bouilleur (ou désorbeur) et de sous-refroidir la solution concentrée avant détente. Il réduit ainsi les quantités de chaleur à fournir au désorbeur (Q_{des}) et à évacuer à l'absorbeur (Q_{abs}).

Cet échangeur peut être caractérisé par son efficacité : $\varepsilon = \frac{T_{6'} - T_6}{T_{4'} - T_6}$, ce qui permet d'estimer la

température de la solution concentrée avant détente $T_{6'}$. L'état de la solution diluée à l'entrée du désorbeur est quant à lui déduit du bilan enthalpique effectué sur l'échangeur :

$$\dot{c} \cdot (h_{6'} - h_6) - \dot{d} \cdot (h_{4'} - h_5) = 0$$

qui amène :

$$h_5 = h_{4'} + \frac{\dot{c}}{\dot{d}} \cdot (h_6 - h_{6'}) = h_{4'} + \frac{x_d}{x_c} \cdot (h_6 - h_{6'})$$

Le tableau qui suit présente les caractéristiques d'un cycle standard avec un échangeur d'efficacité $\varepsilon = 0,8$. Ces valeurs conduisent à un COP de 0,8, soit un gain d'environ 16 % par rapport au cas précédent.

Point	1	2	3	4	5	6	6'	7	8
T (°C)	35	5	5	35	67	85	45	69	45
P (mbars)	56.3	8.7	8.7	8.7	56.3	56.3	56.3	56.3	8.7
$x_{\text{LiBr}} (\%)$	0	0	0	54.84	54.84	62.22	62.22	0	62.22
$x_{\text{H}_2\text{O}} (\%)$	1	1	1	45.16	45.16	37.78	37.78	1	37.78
$h (\text{kJ/kg})$	146.6	146.6	2509.8	83.17	149.3	211.8	136.7	2628.2	136.7

CYCLE GAX

La dénomination de ce type de cycle [11, 12, 13] provient de son nom anglophone Generator-Absorber-heat-eXchanger (GAX). La particularité tient à la récupération d'énergie à la fois sensible et latente lors de la descente en température et d'une partie de l'absorption, au profit de la montée en température et d'une partie de la désorption (figure 5).

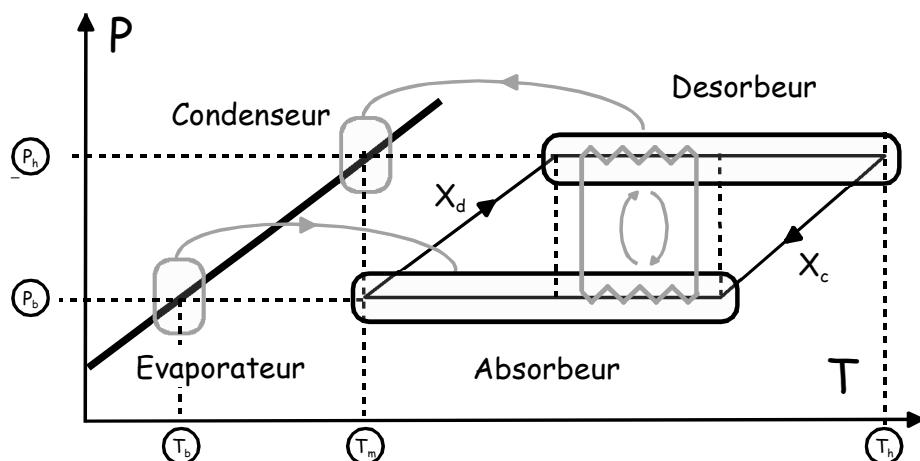


Figure 5 : Schéma de principe du cycle GAX.

Son fonctionnement suppose, comme on peut le constater dans la figure 5, un écart important entre les températures T_m et T_h pour assurer une récupération d'énergie à des niveaux de température suffisamment intéressants. Aussi, son utilisation est réservée uniquement au couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ qui n'est soumis à aucune cristallisation et donc à aucune limitation de cet ordre vers les hautes températures.

La récupération d'énergie se traduit au bilan final par une réduction de la part à fournir effectivement au désorbeur et donc par des COP plus élevés que ceux des cycles standards.

CYCLES DOUBLE EFFET

La structure de ces machines permet de faire "travailler" la chaleur introduite à la source chaude deux fois, d'où le terme double effet. Plusieurs structures sont développées actuellement, nous en présenterons quelques-unes ici.

De telles machines font apparaître un nouveau niveau de pression intermédiaire P_i ainsi qu'un nouveau niveau de température T_i mais qui reste interne au fonctionnement (le procédé reste tritherme).

Le premier cycle double effet qui sera présenté est aussi le plus simple. La figure 6 en présente le fonctionnement ainsi que le schéma de principe.

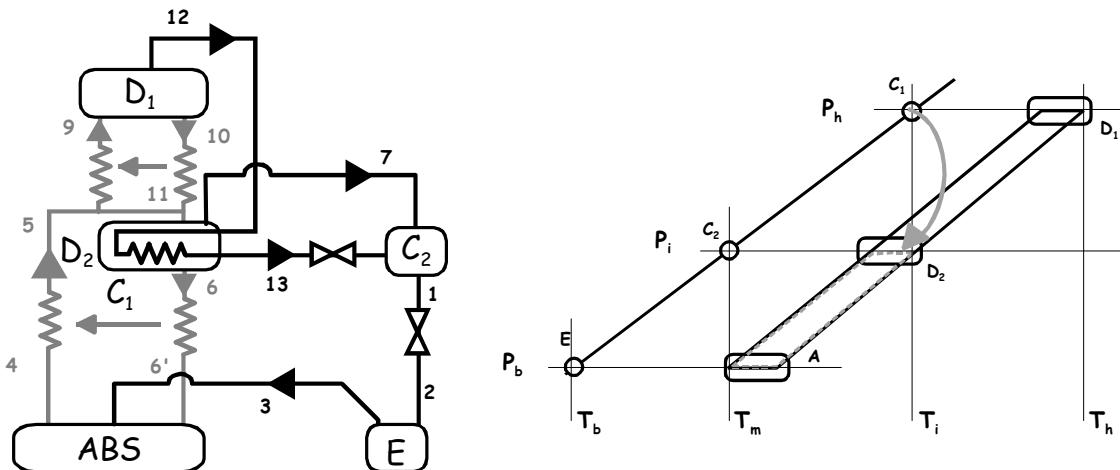


Figure 6 : Cycle double effet.

Le fonctionnement de cette machine est équivalent à la superposition de deux cycles simple effet :

- L'un fonctionnant entre T_b , T_m et T_i (cycle noir) et utilisant l'évaporateur E, le désorbeur D_1 , le condenseur C_1 et l'absorbeur A.
- L'autre fonctionnant entre T_b , T_m et T_h (cycle grisé/pointillé) et utilisant l'évaporateur E, le désorbeur D_2 , le condenseur C_2 et l'absorbeur A.

Le gain énergétique se situe dans la récupération de la chaleur de condensation produite à T_i dans C_1 pour assurer la désorption de la solution en D_2 .

Le dimensionnement d'un tel cycle suit la procédure suivante :

- Le niveau de température T_b fixe P_b du cycle grisé/pointillé
- Le niveau de température T_m fixe P_i ainsi que x_d (en association avec P_b)
- Le niveau de température T_i fixe P_h ainsi que x_c (en association avec P_i)
- Enfin, x_c (en association avec P_h) fixe T_h .

C'est la conservation de masse et de chaleur qui fixe ensuite les débits respectifs dans chaque cycle (grisé et noir).

AN : Le cycle grisé/pointillé en association avec $T_b = 5^\circ\text{C}$, $T_m = 25^\circ\text{C}$, $T_i = 60^\circ\text{C}$ et $\varepsilon = 0.8$ conduit au tableau suivant :

Point	1	2	3	4	5	6	6'	7	8
$T (\text{ }^\circ\text{C})$	25	5	5	25	45.5	60	32	47	32
$P (\text{mbars})$	31.68	8.7	8.7	8.7	31.68	31.68	31.68	31.68	8.7
$x_{\text{LiBr}} (\%)$	0	0	0	49.23	49.23	55.92	55.92	0	55.92
$x_{\text{H}_2\text{O}} (\%)$	1	1	1	50.77	50.77	44.08	44.08	1	44.08
$h (\text{kJ/kg})$	104.8	104.8	2509.8	49.3	99.1	137.6	81	2588.4	81

Et à un COP de 0.867

Compte tenu de ce premier cycle, le second (le noir) est donc soumis aux températures $T_b = 5^\circ\text{C}$, $T_m = 30^\circ\text{C}$ et $T_h = 100^\circ\text{C}$ (Température issue de x_c et de $P_h(T_i)$).

Son analyse conduit au tableau suivant (avec $\varepsilon = 0.8$)

Point	1	2	3	5	9	10	11	12	13
T (°C)	25	5	5	45.5	83.6	100	56.4	86	60
P (mbars)	31.68	8.7	8.7	31.68	199.3	199.3	199.3	199.3	199.3
x _{LiBr} (%)	0	0	0	49.23	49.23	55.92	55.92	0	0
h (kJ/kg)	104.8	104.8	2509.8	99.1	178.2	220	130.1	2658.4	251.1

Conduisant à un COP de 0.863

Le couplage entre les deux précédents cycles n'est effectif que lorsque la chaleur de condensation (trajet 12→13) est égale à celle requise au désorbeur D₂:

Ainsi, dans le cycle grisé, 1 kW de froid se traduit par :

- Un débit de fluide frigorigène de 0.42 g/s, de solution concentrée de 3.47 g/s et de solution diluée de 3.06 g/s.
- Une puissance de désorption de 1.15 kW (1/COP),

La condensation dans C₁ d'une même puissance (1.15 kW) se traduit par :

- un débit de fluide frigorigène de 0.48 g/s, d'où de solution concentrée de 4.0 g/s et de solution diluée de 3.52 g/s.
- Une puissance à fournir au désorbeur D₁ de 1.52 kW et donc une puissance frigorifique de 1.32 kW.

Ainsi, au final, cette machine double-effet consomme 1.52 kW de chaleur et produit (1+1.32) kW de froid conduisant à un COP de 1.52.

De ce cycle simplifié, découlent d'autres combinaisons telles que celles schématisées dans la figure 7. On retiendra en particulier la figure 7b dont le cycle double effet est celui qui a été adopté par une majorité de constructeurs.

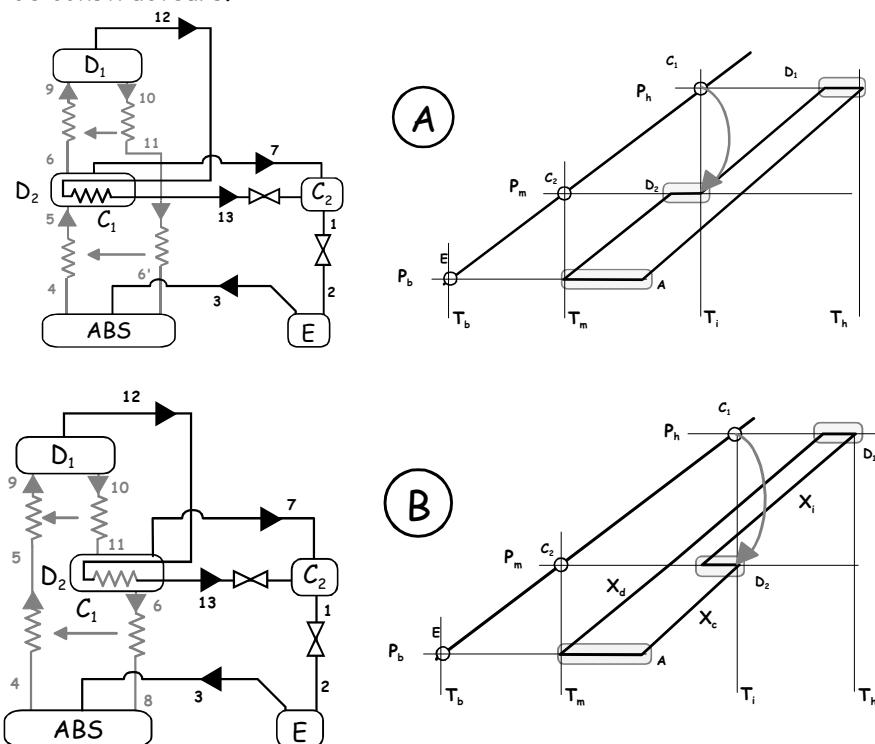


Figure 7 : Cycles double effet.

TECHNOLOGIE DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES A ABSORPTION LIQUIDE.

Nous allons aborder dans cette seconde partie, les aspects technologiques liés à l'utilisation de machines à absorption. Leur classement peut être effectué de plusieurs manières selon que l'on s'intéresse :

- Au type d'application (froid industriel, commercial, résidentiel),
- Au niveau de puissance requis (de quelques kW à plusieurs MW),
- Au type de cycle (simple effet, double effet, gax) ;
- A la nature des sources énergétiques requises (gaz, réseau vapeur,...)
- Au couple sorbat/sorbant.

En fait, plusieurs de ces critères se recoupent partiellement, comme par exemple le fait que les applications de froid industriel ne soient accessibles qu'à des machines $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ou encore (comme nous l'avons vu plus haut) que le cycle GAX ne s'applique pas aux machines $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Notre choix s'est porté sur une séparation d'après la nature du fluide et par conséquent sur le type d'application, puisque l'eau comme fluide frigorigène interdit son utilisation hors du domaine de la climatisation. Si les deux couples cités précédemment constituent l'essentiel des applications, on notera l'existence d'autres solutions ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ [14] ou $\text{LiBr}/\text{HO}(\text{CH}_2)\text{OH}$ [15, 16] et d'autres [17]) qui fonctionnent mais dont l'emploi reste encore du domaine de la Recherche & Développement.

En préambule à ces deux grandes parties, le tableau qui suit fait état des particularités de ces couples, en rappelle les principales caractéristiques physico-chimiques et notamment leurs incidences sur les aspects technologiques.

Couple	$\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$	$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$
Pression	Inférieure à la pression atmosphérique 5 °C ~ 8.7 mb 45 °C ~ 96 mb	-30 °C ~ 1.2 b -5 °C ~ 3.5 b 45 °C ~ 17.8 b
Températures/Applications	Température d'évaporation > 0°C Climatisation exclusivement	Froid industriel et climatisation
GAX	Non	Oui
Double effet	Oui	Oui
Matériau/corrosion	Inhibiteur anti-corrosion nécessaire	Cuivre interdit
Pertes de charges	Vigilance : $\Delta P \sim P$	Classique (cf Compression)
Volume massique	Important 5°C : 147 m ³ /kg => diamètres de canalisation importants	Classique 5°C : 0.34 m ³ /kg -30°C : 0.96 m ³ /kg
Alimentation énergétique	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : oui	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : non
Rectifieur	Non	Oui
Dispositif anti cristallisation	Oui	Non
Dispositif de purge (incondensables)	Oui	Non
Chaleur latente De vaporisation (kJ/kg)	H_2O 5°C : 2490 kJ/kg 45°C : 2394 kJ/kg	NH_3 -30°C : 1357 kJ/kg 5°C : 1243 kJ/kg 45°C : 1080 kJ/kg

MACHINES H₂O/LIBR

Probablement à cause de l'expansion qu'a connu la climatisation ces dernières années, les machines à absorption se sont principalement développées dans ce type d'application. On trouve ainsi une grande variété de constructeurs de groupes refroidisseurs de liquide (chiller) H₂O/LiBr qui détiennent l'essentiel du marché de la climatisation à absorption. Le constructeur Robur/Servel [18] propose néanmoins des machines NH₃/H₂O pour ce type d'application, nous en parlerons plus loin.

Le développement de la construction de ces machines connaît dans le monde une montée toujours croissante, notamment dans les pays tels que :

- Les USA [19],
- La Chine [20, 21],
- Le Japon [19].

En France, la politique énergétique a longtemps été en faveur des solutions électriques et le développement de la climatisation au gaz n'en est encore qu'à son démarrage. Néanmoins, on note que cette tendance à privilégier le tout électrique est de moins en moins marquée ces derniers temps et que le nombre de projets est en augmentation. En effet, les solutions techniques existent, fonctionnent et sont validées par les nombreuses expériences en la matière. De plus, les produits actuellement proposés, le sont par plusieurs témoins de la production de froid par compression mécanique, ce qui constitue un gage de confiance vis à vis des clients et des consommateurs. On peut citer par exemple, pour les applications de climatisation H₂O/LiBr :

- Trane [22],
- York [23],
- Carrier [24],
- Soffimat [25],
- Entropie [26],
- Yazaki [27],
- Dunham-Bush [28],
- McQuay [29],
- Sanyo [30],
- Broad [31].

CYCLE SIMPLE EFFET A ALIMENTATION INDIRECTE.

La figure 8 représente une machine à absorption H₂O/LiBr simple effet de marque York [23]. La figure 9 présente schématiquement le diagramme des flux d'une telle installation industrielle (doc. York). Le diagramme d'Oldham ($\ln(P)$, $-1/T$) correspondant ainsi que le rappel du principe simplifié y sont aussi représentés.

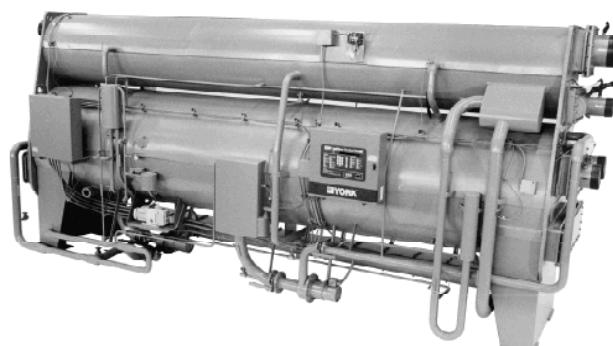


Figure 8 : Vue d'une machine à absorption simple effet H₂O/LiBr (modèle Millenium York)

On note un nombre important de différences entre ces schémas descriptifs et l'exposé simplifié du principe qui a été fait en première partie.

La première qui apparaît est la réduction du nombre d'enceintes séparées constituant la machine (absorbeur, désorbeur, condenseur et évaporateur). En effet, ces organes sont regroupés dans cette machine selon leurs pressions internes : désorbeur et condenseur tous deux à la haute pression, absorbeur et évaporateur, tous deux à la basse pression. Cet arrangement présente certains avantages :

- Simplification de la machine (moins de composants donc moins d'encombrement, moins de sources de fuite ou d'entrée d'air),
- Suppression des conduites entre composants (réduction des pertes de charges).

On observe aussi la présence d'une pompe sur le circuit de fluide frigorigène qui n'existe pas dans la description du principe de fonctionnement. Son rôle est très similaire au fonctionnement d'un évaporateur à recirculation d'une machine à compression mécanique classique. Elle permet d'assurer l'aspersion continue de l'échangeur de l'évaporateur de réfrigérant afin :

- De mettre toute la surface de l'échangeur en contact avec l'eau,
- D'améliorer localement les coefficients d'échange eau/échangeur par augmentation de la vitesse de passage du fluide frigorigène.

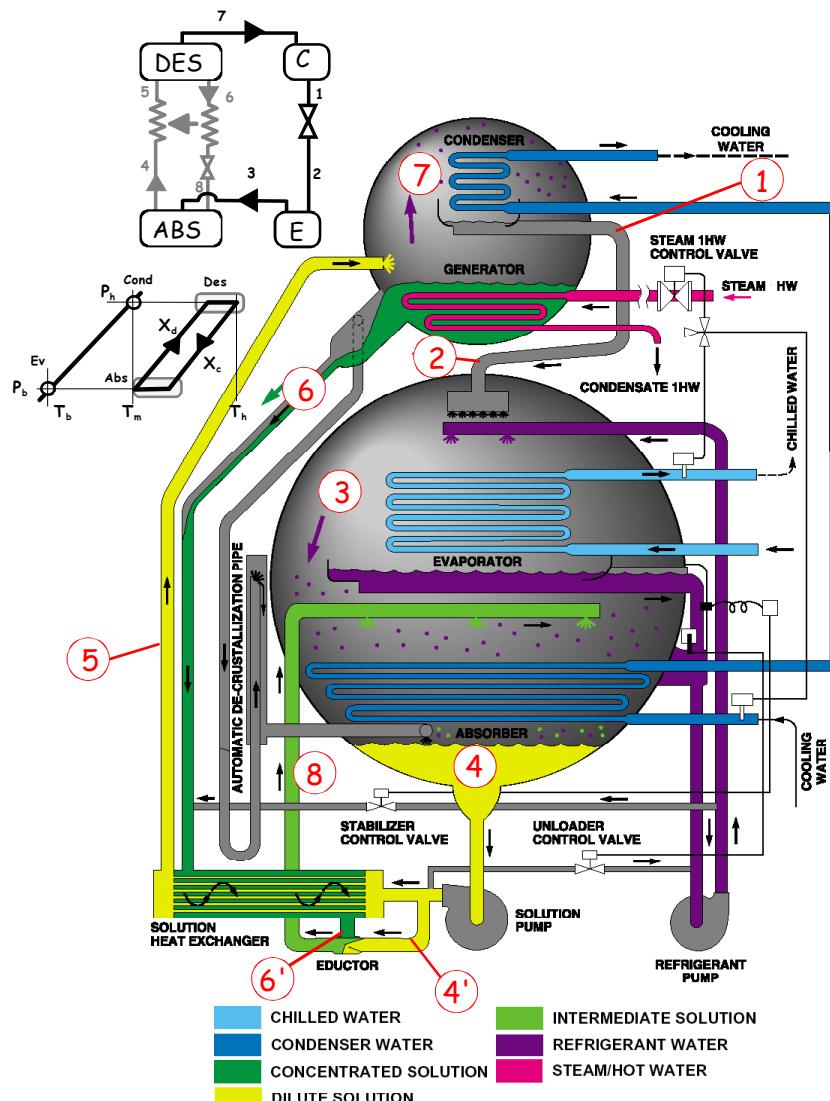


Figure 9 : Schéma des flux de la machine à absorption de la figure 8 (doc. York).

On note par ailleurs, pour les mêmes raisons, un système identique à la sortie de l'absorbeur, où la pompe de solution, qui outre le fait de véhiculer la solution vers le désorbeur, en assure aussi la recirculation (après mélange avec celle issue du générateur : point « EDUCTOR » de la figure 9) sur la surface de l'échangeur. Généralement ces échangeurs sont de type tube calandre et l'écoulement de fluide est dit à « film ruisselant » [B2].

On n'observe pas, contrairement à la description faite dans les pages précédents, d'organe dédié particulièrement à la détente du liquide (qu'il s'agisse de fluide frigorigène comme de la solution). L'une des particularités du couple $H_2O/LiBr$ résidant dans ses très faibles niveaux de pression, on comprendra aisément que les simples longueurs de tube reliant les composants haute pression à ceux à la basse pression suffisent à assurer le maintien de la dépression suffisante.

La machine est dotée d'un important dispositif visant à réduire, sinon à éviter, la cristallisation de la solution. On trouve en premier lieu un tube en U (siphon) qui alimente l'absorbeur en solution provenant du générateur, tout en bypassant l'échangeur interne. Son fonctionnement en est le suivant : si la solution vient à cristalliser au niveau de l'échangeur, l'arrêt de la circulation de solution qui en découle fait monter le niveau dans le générateur. La solution quitte alors ce dernier via le tube en U dénommé « Automatic de-crystallization pipe » dans la figure 9 et alimente l'absorbeur en solution chaude. Ce mélange, véhiculé au travers de la pompe, vient par conséquent céder sa chaleur à la solution cristallisée au travers de l'échangeur et ainsi faire se dissoudre les cristaux de LiBr présents dans la solution.

Un autre dispositif vient compléter celui-ci. Il s'agit de la ligne d'eau liquide située entre la sortie de la pompe de fluide frigorigène et la sortie de solution du générateur. Cette connexion s'ouvre en fonction d'une vanne (« stabilizer control valve »), elle même commandée par une sonde de température placée sur le tube en U décrit ci-dessus. Ainsi, si ce tube vient à s'élever en température (dû au passage de solution chaude en provenance du générateur), un signal d'ouverture est envoyé à la vanne. Dès lors, de l'eau pure en provenance de l'évaporateur est envoyée dans la canalisation afin de diluer la solution et dissoudre les cristaux de LiBr.

La vanne « unloader control valve » située entre le refoulement de la pompe de l'absorbeur et l'aspiration de celle de l'évaporateur s'ouvre lorsque le niveau de réfrigérant est trop bas dans l'évaporateur. Si tel était le cas, il y a un risque d'une température de réfrigérant trop basse (risque de prise en glace) et/ou de cavitation de la pompe. Lors de son ouverture, de la solution en provenance de l'absorbeur est envoyée dans l'évaporateur et provoque alors la remontée du niveau.

La figure 10 représente le schéma des flux d'un modèle équivalent au précédent mais du constructeur Trane [22]. Elle offre l'intérêt de faire figurer les principaux niveaux de température qui règnent dans une telle installation.

On y note de grandes similitudes, notamment concernant le tube à décrystallisation, le nombre d'enceintes ou l'arrangement général des divers composants.

On remarque en revanche, la présence d'une pompe supplémentaire dans cette machine. Elle permet de séparer deux fonctions qu'assurait une seule pompe dans la figure 9 : véhiculer la solution de l'absorbeur vers le générateur via l'échangeur de chaleur et assurer la recirculation de solution sur l'échangeur de l'absorbeur.

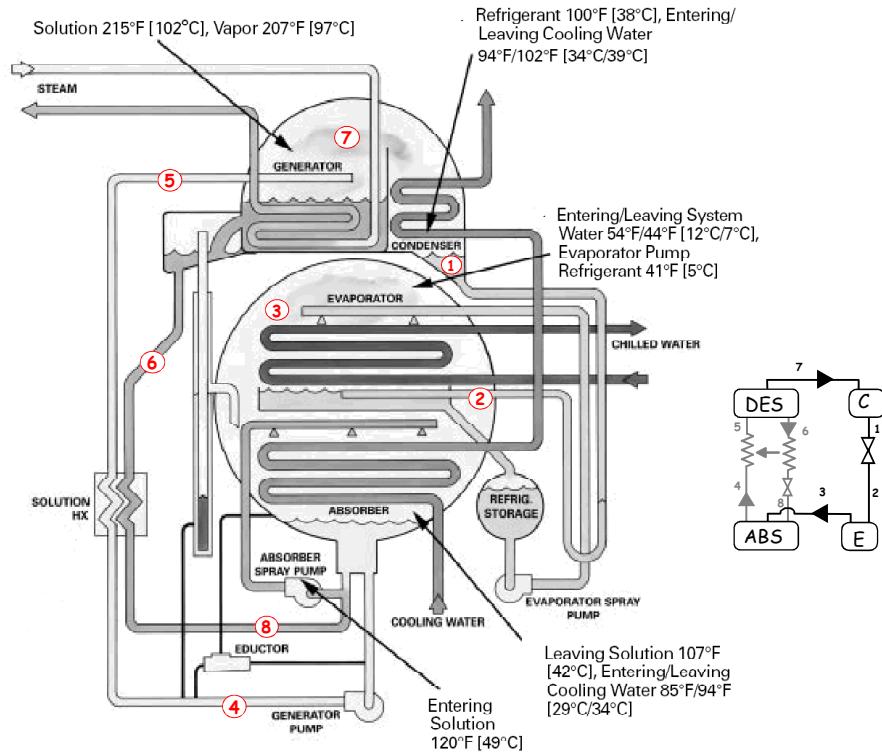


Figure 11 : Schéma des flux de la machine à absorption de la figure 10 (modèle TraneHorizon).

La figure 12 présente les principaux organes externes de cette installation. Parmi les différents éléments de cette description, on remarque la présence, d'une part d'un système de purge automatique (« Fully-Automatic Purge System ») et d'autre part d'une pompe à vide (« Vacuum Pump »). Séquentiellement, les gaz incondensables (air principalement) sont collectés en différents points de l'installation et ramenés à un réservoir spécial. De ce point, une pompe à vide les extrait automatiquement vers l'extérieur.

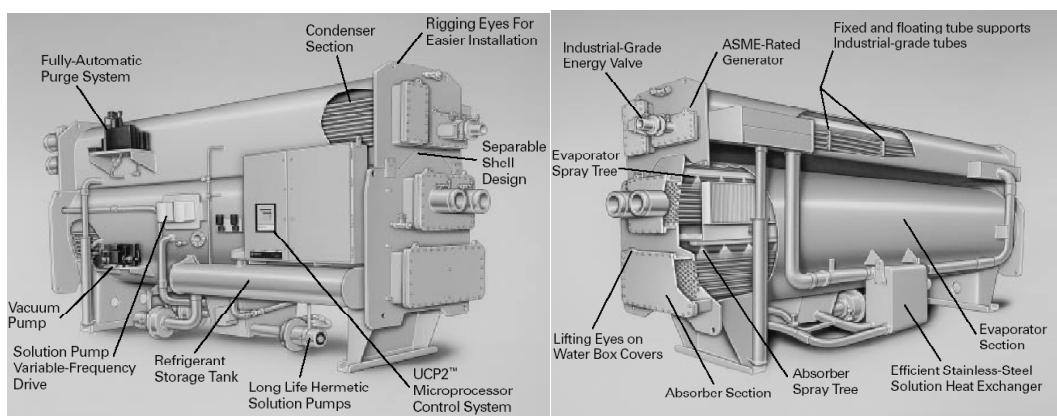


Figure 12 : Identification des composants de la machine de la figure 11 (modèle TraneHorizon).

Un autre exemple de machine dans cette rubrique, est illustré dans les figures 13 et 14. Cette installation est particulièrement originale dans la mesure où elle n'est formée que d'une enceinte extérieure. En effet, la coupe schématique de la figure 14 nous montre que les 4 composants principaux du cycle sont réunis dans un seul et même cylindre. Cette configuration originale tient essentiellement aux très faibles niveaux de pression de fonctionnement de la machine et donc à leur écart, qu'une légère restriction aux environs du point 2 suffit à créer et maintenir.

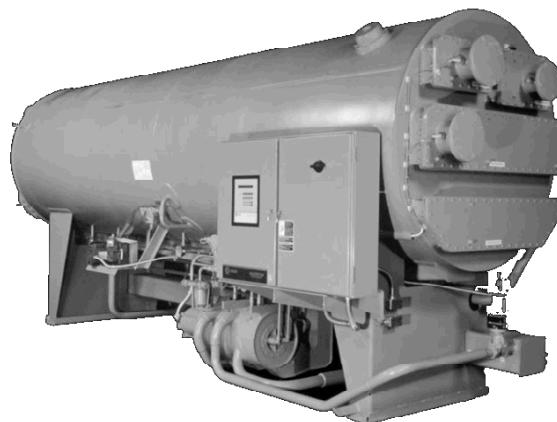


Figure 13 : Vue d'une machine à absorption simple effet $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (modèle TraneClassic)

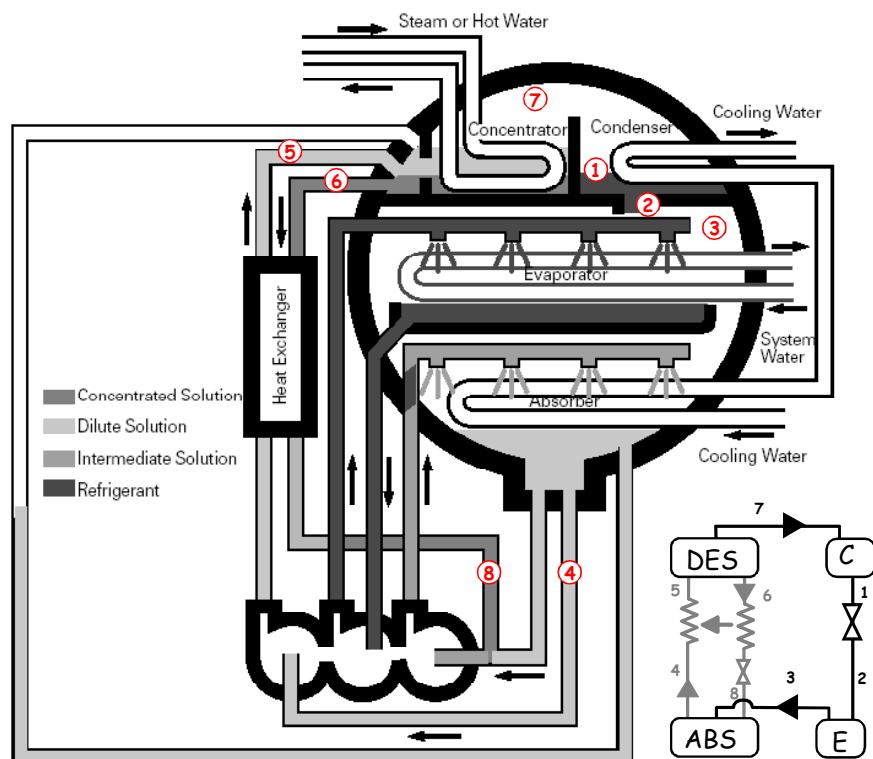


Figure 14 : Schéma des flux de la machine à absorption de la figure 13 (doc. Trane).

Les figures suivantes présentent les modèles équivalents proposés par Carrier [24]. On retrouve sur la figure 15 le système de vannes entre l'évaporateur et l'absorbeur permettant de contrôler le niveau de réfrigérant dans l'évaporateur.

La principale caractéristique du fonctionnement d'une machine à absorption réside, comme nous le verrons, dans la facilité avec laquelle le système est capable de répondre aux variations de la charge frigorifique et s'adapte aux charges partielles (Part Load) même importantes. La régulation d'une machine à absorption en devient de ce fait extrêmement simple et se résume dans bien des cas par un contrôle du débit de fluide chaud entrant (eau ou vapeur), d'après la température de départ d'eau froide de la machine. On peut voir un tel dispositif sur la figure 15 (« Capacity control valve »).

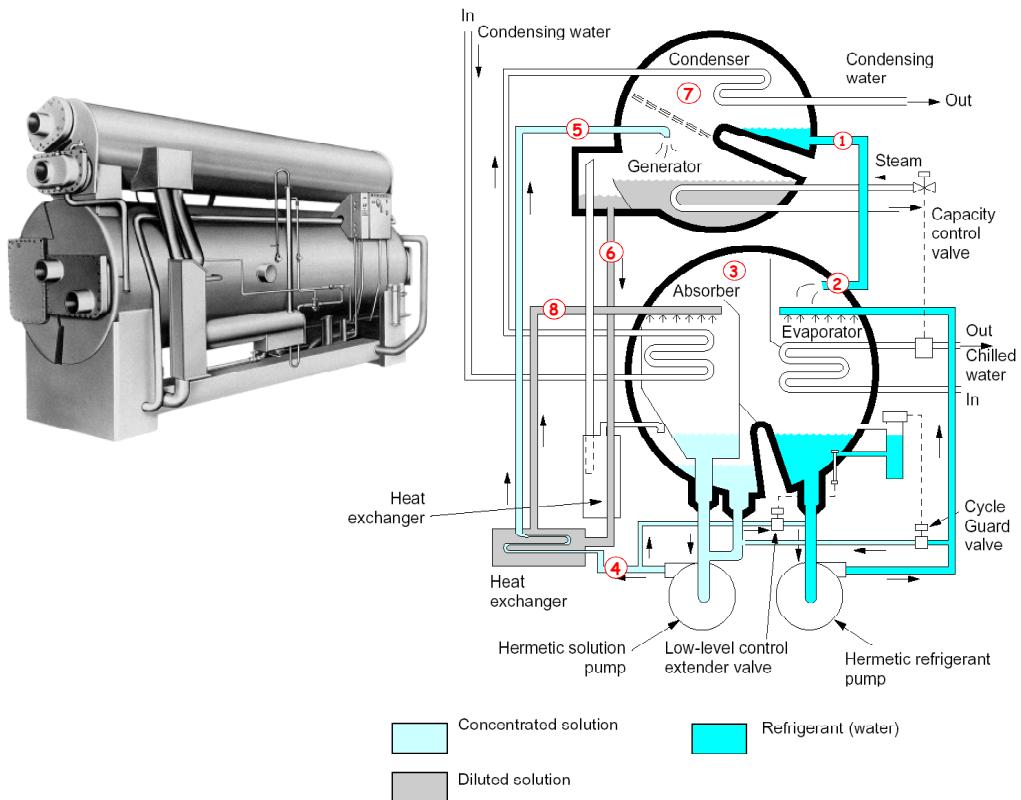


Figure 15 : Machine et cycle de la machine à absorption Carrier (simple effet à vapeur)

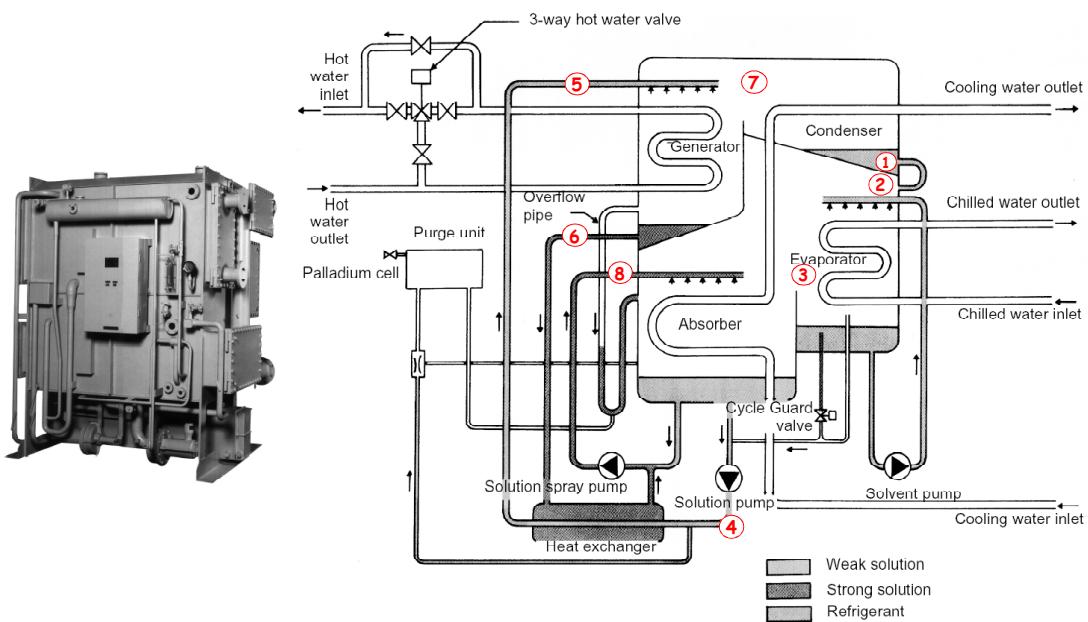


Figure 16 : Machine et cycle de la machine à absorption Carrier (simple effet à eau chaude)

On retrouve dans la figure 16 la présence du réseau de tubes reliant les principaux organes de la machine au réservoir dénommé « purge unit » et où l'éventuelle présence d'incondensables, détectée par la jauge de pression « palladium cell », déclenche la pompe à vide (non représentée).

Dans toutes les installations présentées et contrairement aux schémas de principe qui ont illustré l'explication du cycle en première partie, on peut remarquer que l'extraction de chaleur du « chiller » est réalisée par une seule boucle de fluide caloporteur (de l'eau ici) qui alimente l'absorbeur puis le condenseur. Ceci se conçoit aisément dans la mesure où ces deux composants fonctionnent

sensiblement aux mêmes niveaux de température. Cette alimentation en série se retrouve systématiquement dans toutes les configurations qui ont pu être répertoriées.

Ce type de machine est appelée à alimentation indirecte (« indirect fired ») car chauffée par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur extérieur (vapeur d'eau ou eau surchauffée/pressurisée). Une telle unité trouve donc plutôt sa place dans des environnements où un tel vecteur énergétique est disponible :

- Site industriel ou résidentiel doté d'un réseau vapeur ou d'une chaudière à eau ou à vapeur,
- A proximité d'une unité de cogénération ou intégrée à une unité de trigénération,
- En récupérateur d'énergie perdue (incinérateurs, ...),
- Dans des applications solaires [33],
- ...

Les performances annoncées par quelques uns des principaux constructeurs de tels systèmes sont présentés dans les tableaux suivants. Les COP qu'annoncent ces derniers se situent en moyenne autour de la valeur de 0.7.

York

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Débit vapeur (kg/h)	Puissance consommée (kW) 105 °C	COP	Débit d'eau Evaporateur (kg/s) 6.7 °C/ 12.2 °C	Débit d'eau Cond/abs (kg/s) 29.4 °C/ 38.6 °C
1A1	420	999	624.375	0.67	18.2	27.2
1A2	545	1290	806.25	0.68	23.5	35.2
2A3	605	1425	890.625	0.68	26	39.1
2A4	721	1705	1065.625	0.68	31	46.7
2B1	826	1950	1218.75	0.68	35.6	53.3
3B2	960	2250	1406.25	0.68	41.4	61.8
3B3	1094	2560	1600	0.68	47.1	70.6
4B4	1174	2780	1737.5	0.68	50.6	75.7
4C1	1276	3020	1887.5	0.68	55	82.5
5C2	1442	3400	2125	0.68	62	93
5C3	1568	3725	2328.125	0.67	67.5	100.9
6C4	1821	4310	2693.75	0.68	78.4	117.9
7D1	1987	4680	2925	0.68	85.5	128
7D2	2170	5130	3206.25	0.68	93.4	140
8D3	2475	5810	3631.25	0.68	106.6	159.5
8E1	2792	6630	4143.75	0.67	120.2	180.3
9E2	3193	7530	4706.25	0.68	137.5	206.2
10E3	3376	7990	4993.75	0.68	145.3	217.5
12F1	4037	9530	5956.25	0.68	173.8	261.1
13F2	4343	10260	6412.5	0.68	186.9	280.6
14F3	4842	11440	7150	0.68	208.4	312.8

Trane

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	COP	Débit vapeur (kg/kW/h)	Débit d'eau Evaporateur (m ³ /h) 6.7 °C/ 12.2 °C	Débit d'eau Condenseur (m ³ /h) 29.4 °C/ inconnue
112	380	0.63	2.60	58.6	91.5
129	444	0.63	2.60	68.6	105.3
148	515	0.63	2.60	79.5	121.0
174	572	0.64	2.55	88.3	142.1
200	663	0.64	2.55	102.4	163.4
228	770	0.64	2.55	118.9	186.4
256	868	0.64	2.55	133.9	209.3
294	1011	0.64	2.55	155.9	240.2
354	1190	0.61	2.68	183.6	289.2
385	1294	0.64	2.53	199.8	314.6
420	1402	0.64	2.53	216.6	343.2
465	1562	0.64	2.55	241.3	380.0
ABSD500	2008	0.71	2.28	310	409
ABSD600	2356	0.72	2.25	364	491
ABSD700	2595	0.71	2.28	401	572
ABSD800	3021	0.72	2.27	466	654
ABSD975	3510	0.71	2.31	542	797
ABSD1100	3886	0.70	2.32	600	899
ABSD1225	4354	0.70	2.31	672	1002
ABSD1350	4821	0.71	2.31	745	1104

Carrier (modèle vapeur)

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Modèle	Puissance Frigorifique (kW)
16JH		16JH			
10	351	10	334	73	2373
12	408	12	387	80	2602
14	464	14	457	88	2637
18	612	16	527	94	2883
21	707	18	580	106	3235
24	819	21	686	118	3587
28	949	24	791	129	3956
32	1097	28	914	141	4308
36	1227	32	1037	159	4853
41	1396	36	1196		
47	1600	41	1336		
54	1723	47	1530		
57	1835	54	1723		
61	1976	57	1899		
68	2173	65	2110		

Carrier (RCH modèle eau chaude)

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Puissance Consommée (kW)	COP
10	158	224	0.71
13	211	297	0.71
16	246	345	0.71
20	316	443	0.71
26	404	568	0.71
32	510	715	0.71
40	633	872	0.73
52	826	1156	0.71
64	1020	1427	0.71
80	1266	1772	0.71

CYCLE SIMPLE EFFET A ALIMENTATION DIRECTE.

Lorsqu'il n'existe aucune possibilité de récupération de chaleur résiduaire ou simplement qu'une chaudière existe déjà sur le site d'implantation et peut assurer l'alimentation de la machine en eau chaude ou en vapeur, la solution d'utiliser directement le gaz ou le fioul est proposée par une majorité de constructeurs. Toutefois, dans la mesure où la chaleur est généralement disponible à un niveau de température supérieur à celui des machines simple effet décrites dans le paragraphe précédent, il est plus intéressant de valoriser cette chaleur au travers d'une installation double effet. Aussi, les machines à alimentation directe (« direct fired ») simple effet sont, comparativement aux précédentes ainsi qu'à celles double effet, peu représentées.

CYCLE DOUBLE EFFET A ALIMENTATION INDIRECTE.

La figure 17 présente la vue extérieure, ainsi que le principe de fonctionnement que nous avons vu dans la première partie, d'une installation double effet de marque Carrier. La figure 18 en présente la coupe schématique, avec en particulier le report des différents points du cycle.

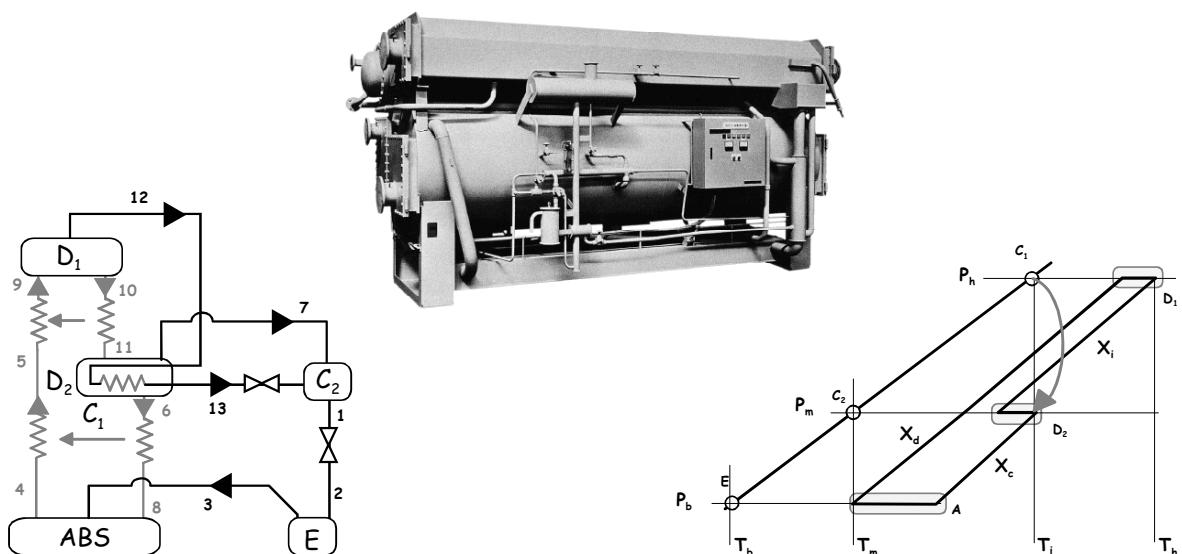


Figure 17 : Vue de la machine Carrier de la figure 18, schéma de principe et cycle du système double-effet.

La première remarque concerne la relative simplicité de la machine qui ne comporte globalement que trois enceintes, correspondant aux trois niveaux de pressions de la figure 17.

Ces machines possèdent toutes deux désorbeurs. La chaleur nécessaire au fonctionnement de la machine est introduite au niveau du désorbeur situé à la haute pression et appelé selon les constructeurs « High-stage generator », « High temperature generator », ou encore « First stage generator ». La vapeur d'eau qui en sort (point 12 figure 18) vient alors céder sa chaleur de condensation au profit du « Low stage », « Low temperature » ou « Second stage » « generator ». Ce dernier libère donc encore de la vapeur (point 7) qui est, elle aussi condensée pour rejoindre finalement l'eau issue du premier générateur (point 1) avant d'être détendue (point 2), puis envoyée à l'évaporateur.

La solution à la concentration moyenne issue du « High stage generator » (10) traverse l'échangeur haute température (« High stage heat exchanger ») où elle cède un peu de chaleur à la solution diluée. Elle entre ensuite dans le second désorbeur (11) pour en ressortir à la concentration X_c au point 6. Elle traverse alors le second échangeur (« Low stage heat exchanger ») pour ressortir au point 8 avant son entrée dans l'absorbeur où elle vient se diluer grâce à la vapeur d'eau issue de

l'évaporateur. Cette solution diluée (4) traverse la succession d'échangeurs en sens inverse (trajets 4-5 et 5-9) avant son introduction dans le désorbeur haute température.

Technologiquement, on remarque, comme dans le cas du simple effet, le dispositif de régulation visant à contrôler le débit de vapeur entrante d'après la température de départ de l'eau froide. On note aussi la vanne « cycle gard valve » chargée de maintenir un niveau suffisant de liquide dans l'évaporateur. Deux points particuliers sont apparus, d'une part le contrôle de niveau dans le générateur haute température (« Level controller ») afin d'éviter tout risque de cristallisation dans ce dernier, ainsi que la récupération de chaleur sur le fluide caloporteur chaud au profit de la solution diluée (après le point 5) et au travers de l'échangeur appelé « Drain heat exchanger ».

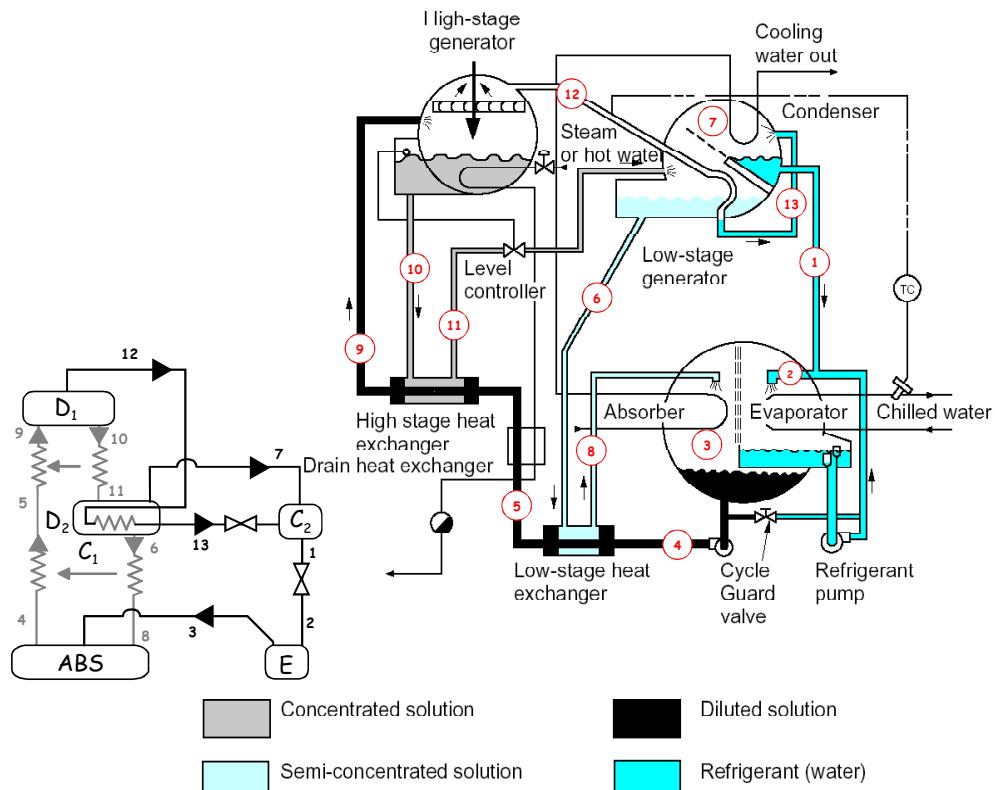


Figure 18 : Diagramme des flux d'une machine double-effet à alimentation indirecte (doc. Carrier)

La figure 19 fait état des principaux organes extérieurs d'un modèle Trane double effet.

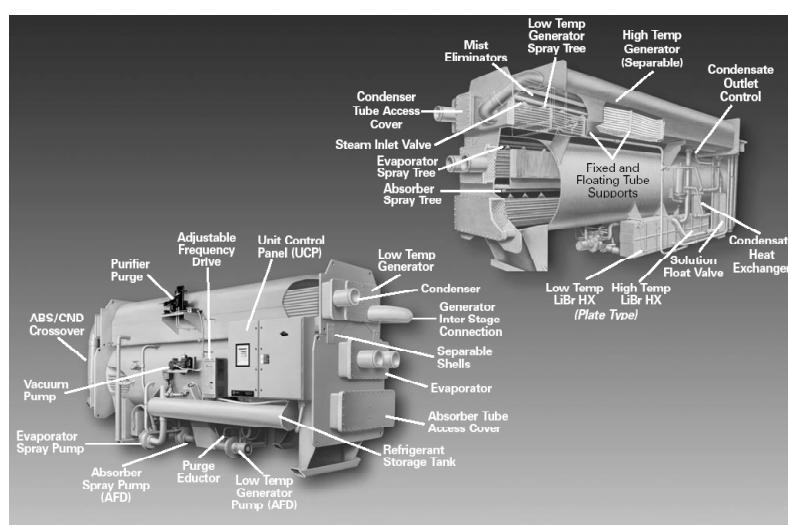


Figure 19 : Identification des composants du modèle TraneHorizon double effet.

Les performances annoncées par quelques uns des principaux constructeurs de machines à absorption double effet à alimentation indirecte figurent dans les tableaux suivants.

York

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Débit Vapeur (kg/h)	Puissance Consommée (kW) (170 °C)	COP	Débit d'eau Evaporateur (kg/s) 6.7 °C/ 12.2 °C	Débit d'eau condenseur (kg/s) 29.4 °C/ 35 °C
19GL	2812	3518.00	2368.79	1.19	120.6	225.5
20G	3516	4398.75	2961.82	1.19	150.8	281.9
21G	4393	5495.93	3700.60	1.19	188.5	352.3
22G	5272	6595.62	4441.05	1.19	226.2	422.7

Carrier

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Modèle	Puissance Frigorifique (kW)
16JS		16JT	
E10	317	80	2813
E12	369	90	3165
E14	422	100	3517
E16	475	110	3868
E18	545	120	4220
E21	633	135	4747
E24	739	150	5275
E28	844		
E32	984		
E36	1125		
E41	1266		
E47	1407		
E54	1582		
E57	1758		
E65	1934		
E73	2180		
E80	2391		

Trane

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	COP	Débit vapeur (kg/kW/h)	Débit d'eau Evaporateur (m³/h) 6.7 °C/ 12.2 °C	Débit d'eau Condenseur (m³/h) 29.4 °C/ inconnue
ABTF-380	1175	1.17	1.29	151	311
ABTF-440	1389	1.18	1.28	179	360
ABTF-500	1607	1.18	1.28	206	409
ABTF-575	1819	1.18	1.28	234	470
ABTF-660	2149	1.19	1.27	276	540
ABTF-750	2497	1.19	1.27	321	613
ABTF-850	2965	1.20	1.26	381	695
ABTF-950	3345	1.20	1.26	430	777
ABTF-1050	3721	1.21	1.25	478	858
ABTF-1150	4098	1.21	1.25	527	940
ABTF-1200	4105	1.16	1.30	528	981
ABTF-1350	4611	1.16	1.30	593	1104
ABTF-1500	5118	1.16	1.30	658	1226
ABTF-1650	5610	1.17	1.29	721	1349

McQuay

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)								
NC-11U	351.7	NC-22U	844.08	NC-41U	1582.65	NC-61U	2813.6	NC-81U	4572.1
NC-12U	422.04	NC-23U	984.76	NC-42U	1758.5	NC-62U	3165.3	NC-82U	4923.8
NC-13U	527.55	NC-24U	1125.44	NC-51U	1969.52	NC-71U	3517	NC-83U	5275.5
NC-14U	633.06	NC-31U	1266.12	NC-52U	2215.71	NC-72U	3868.7		
NC-21U	738.57	NC-32U	1406.8	NC-53U	2461.9	NC-73U	4220.4		

CYCLE DOUBLE EFFET A ALIMENTATION DIRECTE (DIRECT FIRED : COMBUSTION).

Pour palier au fait qu'une source de chaleur (vapeur ou eau chaude) ne serait pas disponible sur le site où doit être implantée la machine, plusieurs constructeurs proposent des unités dotées de leur propre brûleur. Cette configuration permet par conséquent la production autonome d'eau glacée directement à partir de combustible gaz ou fioul.

La figure 20 présente les vues d'un produit Carrier et d'une machine Broad, sur lesquelles, en bas à droite, on note la présence du brûleur.

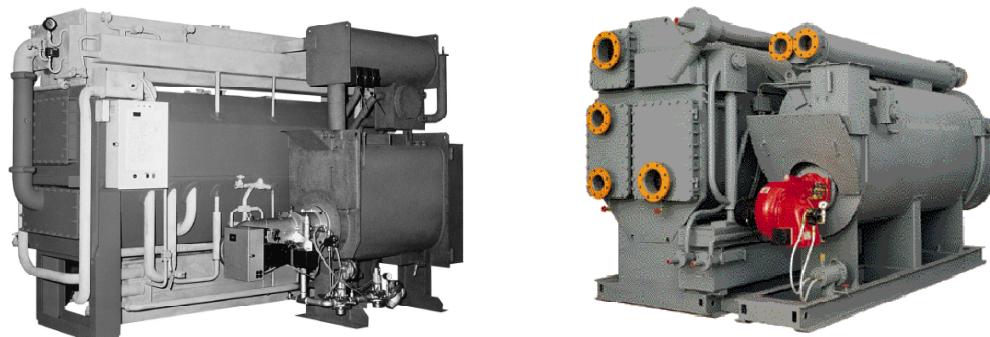


Figure 20 : Vues d'une machine double effet direct fired Carrier (gauche) et Broad (droite).

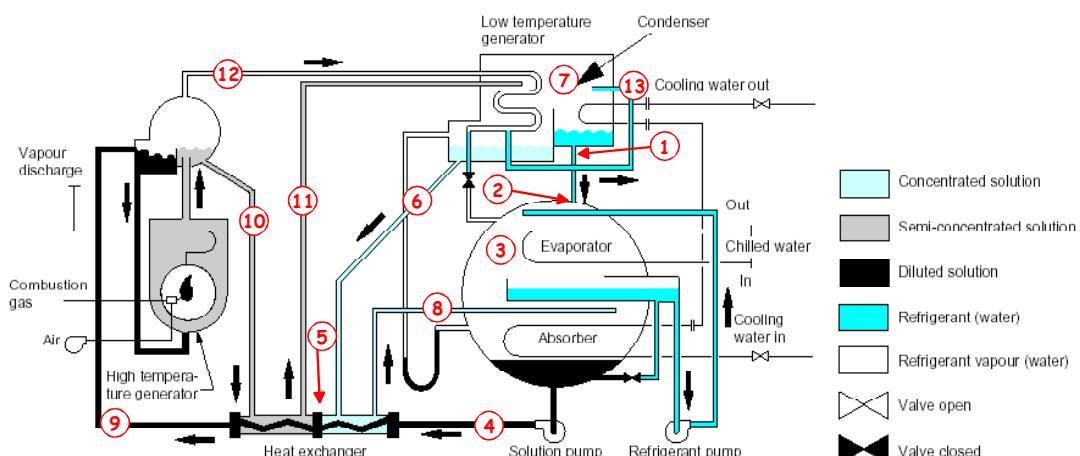


Figure 21 : Diagramme des flux d'une machine double effet direct fired.

La comparaison d'une machine double effet avec (figure 21) ou sans (figure 18) alimentation directe n'amène pas véritablement de changements notables sur les circuits de solution ou de réfrigérant. On observe toujours le même nombre d'enceintes séparées, les mêmes échangeurs de chaleur, les mêmes dispositifs d'anti-cristallisation ou de purge. La seule différence significative se trouve bien évidemment au niveau du générateur haute température qui reçoit la chaleur directement de la flamme de la chaudière en lieu et place d'un fluide (vapeur ou eau) intermédiaire. Le véritable intérêt sera développé dans la partie suivante et réside dans la possibilité qu'ont de telles machines de générer aussi bien du froid que de la chaleur.

Les valeurs de COP atteintes par ces machines en mode froid uniquement se situent un peu en dessous de leurs homologues à alimentation indirecte, c'est à dire aux environs de 1.1. Quelques références de constructeurs figurent dans les tableaux ci-dessous.

Trane

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	COP Sur PCS	COP Sur PCI
ABDA-380	1315	1.01	1.12
ABDA-440	1540	1.01	1.12
ABDA-500	1751	1.01	1.12
ABDA-575	2018	1.02	1.13
ABDA-660	2331	1.02	1.13
ABDA-750	2655	1.02	1.13

McQuay

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)								
DC-11U	351.7	DC-22U	844.08	DC-41U	1582.65	DC-61U	2813.6	DC-81U	4572.1
DC-12U	422.04	DC-23U	984.76	DC-42U	1758.5	DC-62U	3165.3	DC-82U	4923.8
DC-13U	527.55	DC-24U	1125.44	DC-51U	1969.52	DC-71U	3517	DC-83U	5275.5
DC-14U	633.06	DC-31U	1266.12	DC-52U	2215.71	DC-72U	3868.7		
DC-21U	738.57	DC-32U	1406.8	DC-53U	2461.9	DC-73U	4220.4		

Carrier

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Modèle	Puissance Frigorifique (kW)
16DF		036	1266
013	475	040	1407
015	528	045	1582
018	633	050	1758
020	703	060	2110
023	809	070	2461
025	879	080	2813
028	985	090	3165
032	1125	100	3516

PRODUCTION SIMULTANNEE DE CHALEUR ET DE FROID

Dans la mesure où ces machines disposent d'un brûleur pour générer de la chaleur, elles sont tout à fait apte à assurer les productions de chaud et de froid, différées dans le temps dans la plupart des cas (saison de chauffe et saison de climatisation par exemple) et parfois simultanément (climatisation et eau chaude sanitaire par exemple).

Les figures 22 et 23 représentent les diagrammes des flux d'une telle installation pour le mode chauffage et le mode refroidissement d'un modèle du constructeur Trane (Thermachill). La production

frigorifique se déroule, aux détails techniques de cette installation près, de la même manière que dans le cas de la figure 7.A. L'originalité de cette machine réside dans son utilisation en production de chaleur (figure 23).

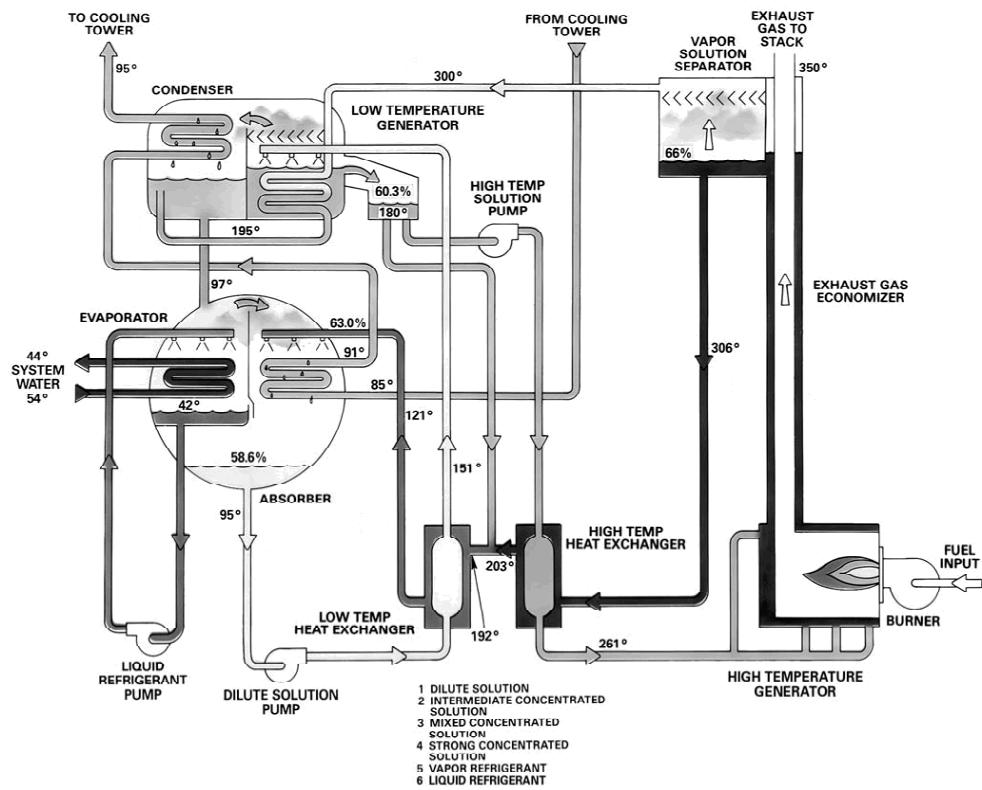


Figure 22 : Machine double effet (cf fig. 7.A) direct-fired en mode réfrigération (doc. Thermachill)

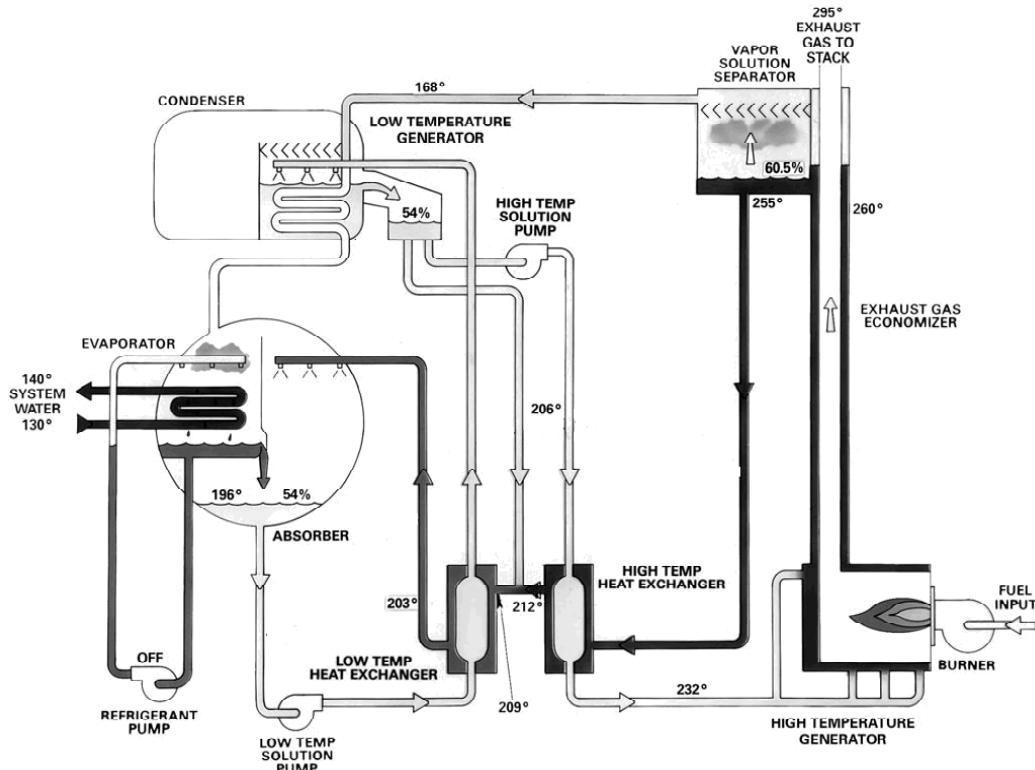


Figure 23 : Machine double effet (cf fig. 7.A) direct-fired en mode chauffage (doc. Thermachill)

Son fonctionnement est le suivant : le générateur haute température est chauffé par la flamme du brûleur et libère de la vapeur d'eau. Celle ci se déplace jusqu'à la zone de l'évaporateur qui joue alors dans ce mode, le rôle de condenseur. Le changement de phase permet de chauffer l'eau, aux environs de 60°C (140°F), qui traverse cet échangeur en direction de l'utilisateur. Le réfrigérant liquide se déverse dans l'absorbeur où il rencontre la solution concentrée issue du générateur haute température. Elle traverse ensuite le générateur basse température ainsi que les deux échangeurs de chaleur avant de rejoindre le générateur haute température pour effectuer un nouveau cycle. Dans la mesure où l'eau de refroidissement traversant le condenseur et l'absorbeur ne circule pas, il n'y a aucune ébullition de la solution à sa traversée du générateur basse température.

Le fonctionnement de la machine York (modèle Millenium) est différent et encore plus simple que celui qui a été décrit précédemment.

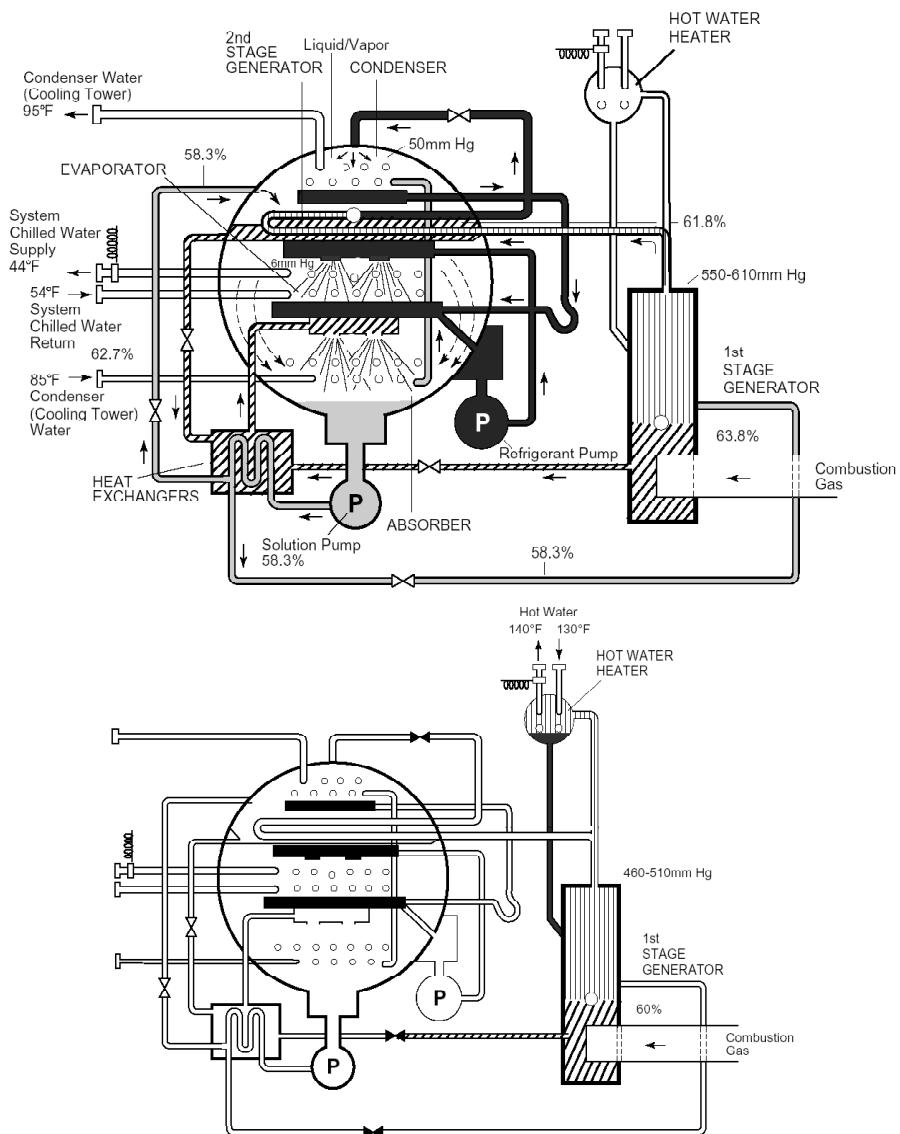


Figure 24 : Machine double effet (cf fig. 7.A) direct-fired (machine York Millenium)
en mode réfrigération (haut), en mode chauffage (bas)

On retrouve dans la figure 24 (haut), le fonctionnement classique d'un cycle double effet. Grâce à la présence d'un condenseur supplémentaire (« Hot water heater ») le fonctionnement en mode chauffage est alors considérablement simplifié. Le chauffage de la solution dans le générateur haute

température (« 1st stage ») libère de la vapeur d'eau qui vient se condenser dans cet organe et produire la quantité de chaleur (à 60°C) nécessaire à l'utilisateur. L'eau liquide retourne alors directement dans le générateur par gravité pour effectuer un nouveau cycle.

Le constructeur McQuay [29] propose dans sa gamme, une installation où ont lieu les deux modes simultanément. Son fonctionnement s'inspire très largement du précédent. En effet, le générateur désorbe deux flux de vapeur, l'un en direction d'un condenseur où le réfrigérant effectue un cycle de type mode chauffage, l'autre en direction du générateur basse température où il effectue alors un cycle double effet en mode réfrigération. Une telle machine permet par conséquent de satisfaire à la fois aux besoins en climatisation et en eau chaude sanitaire par exemple.

Carrier (modèle RAP)

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Puissance Calorifique (kW)
004(H)	140.7	125.1
005(H)	175.8	156.4
006(H)	211	187.7
007(H)	246.1	219
008(H)	281.3	250.2
009(H)	316.5	281.4
010(H)	351.6	312.8
011(H)	386.8	344.1
012(H)	422	375.3

McQuay

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Puissance Calorifique (kW)
DC-11U	351.7	293
DC-12U	422.04	351.6
DC-13U	527.55	439.5
DC-14U	633.06	527.4
DC-21U	738.57	615.3
DC-22U	844.08	703.2
DC-23U	984.76	820.4
DC-24U	1125.44	937.6
DC-31U	1266.12	1054.8
DC-32U	1406.8	1172
DC-41U	1582.65	1318.5
DC-42U	1758.5	1465
DC-51U	1969.52	1640.8
DC-52U	2215.71	1845.9
DC-53U	2461.9	2051
DC-61U	2813.6	2344
DC-62U	3165.3	2637
DC-71U	3517	2930
DC-72U	3868.7	3223
DC-73U	4220.4	3516
DC-81U	4572.1	3809
DC-82U	4923.8	4102
DC-83U	5275.5	4395

York (modèle Millenium)

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	Puissance Calorifique (kW)
19 G	2460	2400
19 GL	2812	2460
20 G	3515	3515

MACHINES NH₃/H₂O

Comparativement au couple sorbat/sorbant utilisé dans les machines décrites précédemment, le couple NH₃/H₂O est capable de couvrir une plage plus importante de température de réfrigération puisque lié aux propriétés de l'ammoniac. On trouve une représentation peu marquée de ce couple en climatisation, principalement à cause du fort développement et donc de la forte concurrence apportée par le couple H₂O/LiBr. En ce qui concerne le domaine du froid industriel, dans la mesure où les attentes du client peuvent être extrêmement différentes, les machines NH₃/H₂O sont souvent construites à exemplaire unique pour satisfaire un cahier des charges donné. Ces deux types d'applications constituent les 2 paragraphes de cette partie dédiée à ce couple.

GROUPE REFROIDISSEUR DE LIQUIDE

Le constructeur ROBUR [18] tient l'essentiel du marché pour ce type d'applications. La gamme de puissances qu'il propose est de loin inférieure à celles des machines H₂O/LiBr, ce qui lui permet de se situer sur un créneau qui n'entre pas en concurrence avec ces dernières.

La représentation schématique d'une telle machine est faite figure 25

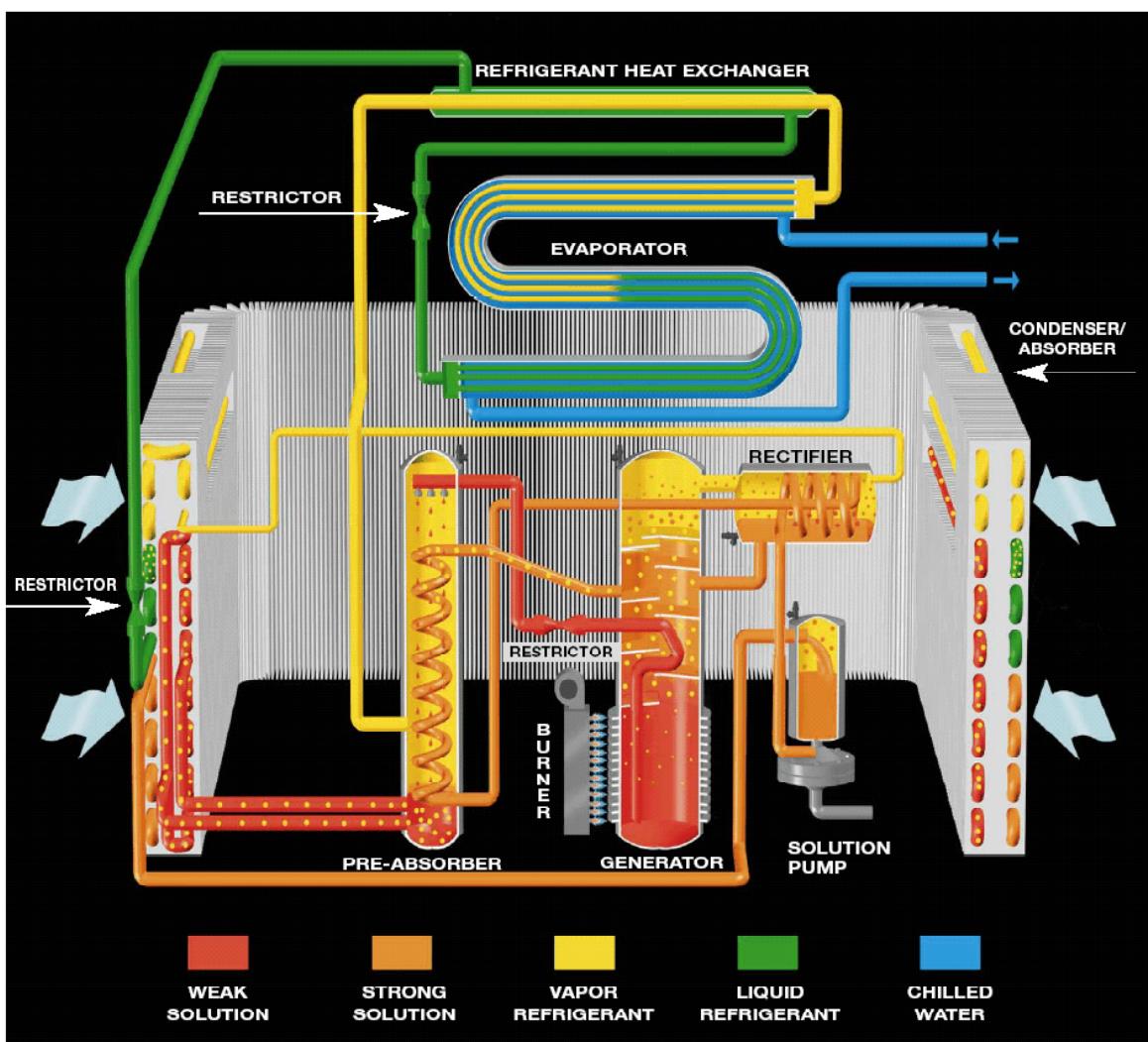


Figure 25 : Machine Robur NH₃/H₂O à cycle GAX

On note un nombre important de différences entre cette installation et celles que nous avons détaillées dans la précédente partie. On remarque tout d'abord la présence de l'échangeur de chaleur

qui fait la spécificité de ce cycle dénommé GAX (« Generator-Absorber heat eXchanger ») et qui est détaillé dans la figure 26 [11, 12, 13].

Il fonctionne à contre courant et permet une pré-désorption (trajet A->B) de la solution riche en ammoniac issue de l'absorbeur principal grâce à la chaleur issue de la pré-absorption de la solution pauvre en NH₃ provenant du générateur (trajet C->D). Cet organe assure, par conséquent, à la fois une récupération de chaleur sensible sur la solution ainsi que de chaleur latente au cours du processus de pré-absorption/pré-désorption. Le trajet B-C est ensuite réalisé par apport de chaleur provenant du brûleur. La fin de l'absorption (D->A) est quant à elle réalisée dans l'absorbeur, alors refroidit par l'air extérieur. Très schématiquement, les transformations suivies par les deux solutions sont reportées dans la même figure 26.

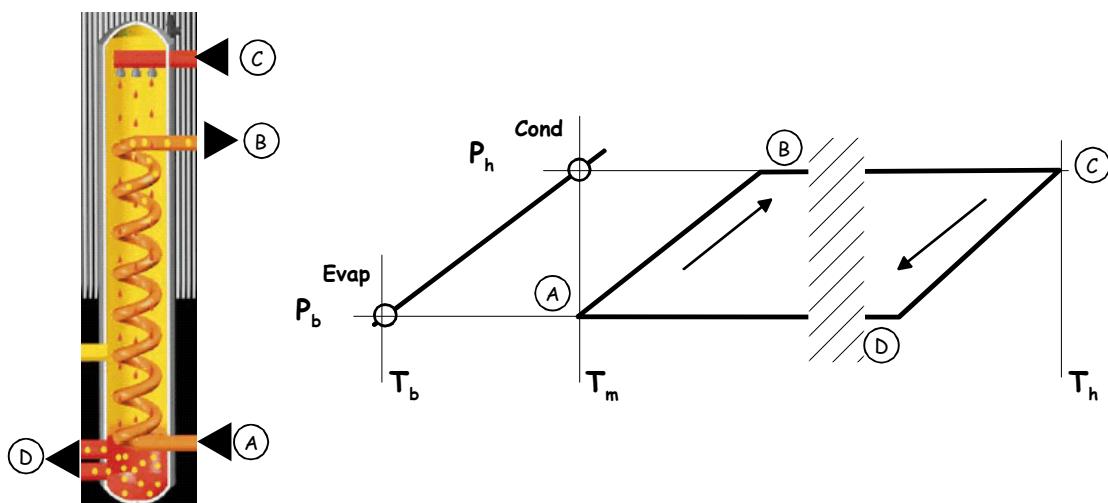


Figure 26 : Représentation de la transformation effectuée par le GAX.

Le nouveau composant de cette machine est le rectifieur, que l'on retrouve systématiquement dès lors que l'absorption concerne le couple NH₃/H₂O. En effet, dans le cas précédent, le mélange binaire H₂O/LiBr ne comporte, dans sa phase gazeuse, que de l'eau pure qui donne à l'association condenseur-détendeur-évaporateur un comportement classique. En revanche, dans le cas du couple étudié ici, le liquide, comme la vapeur, peut contenir les deux composés en présence, ce qui, si l'on ne prête pas attention, peut engendrer un mauvais fonctionnement de l'installation. Sans développer les aspects relatifs aux mélanges binaires et qui sont largement développés dans le cours de thermodynamique, la figure 27 présente le détail du rectifieur ainsi que la position des points dans un diagramme T, X

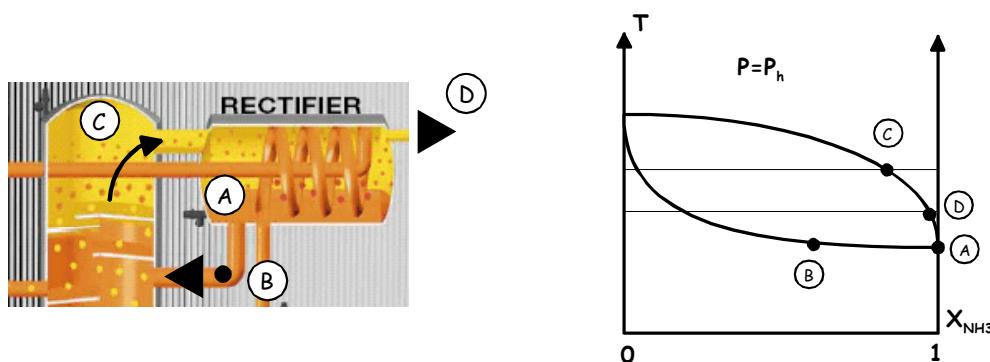


Figure 27 : Représentation de la transformation effectuée dans le rectifieur.

La vapeur issue du générateur (C) est majoritairement composée d'ammoniac mais une fraction d'eau reste néanmoins présente dans cette phase. Le refroidissement qu'apporte la traversée de la

solution issue de l'absorbeur (cf figure 25) à cette vapeur permet la condensation d'ammoniac pur aux environs du point A. Ce liquide se charge alors d'absorber l'eau présente dans la phase vapeur et passe du point A au point B. Parallèlement, la vapeur C se concentre en ammoniac du fait de cette perte d'eau et se retrouve au point D en sortie de rectifieur où elle rejoint ultérieurement le condenseur proprement dit.

Outre ces deux nouveaux organes, on retrouve, comme dans les installations précédentes, une pompe qui assure la circulation de la solution au travers de la machine, le brûleur gaz qui fournit l'énergie au système qui est donc ici de type « direct fired ».

Contrairement au couple $H_2O/LiBr$, les pressions de fonctionnement mises en oeuvre ici sont importantes et nécessitent des organes de détente (appelés ici « Restrictors ») sur le fluide frigorigène et la solution entre les principales enceintes. On note la présence, pour la première fois dans ces installations, d'un échangeur sous-refroidisseur entre les vapeurs d'ammoniac issues de l'évaporateur (à basse température donc) et le liquide sortant du condenseur. Enfin, l'implantation des échangeurs chargés d'évacuer la chaleur de condensation et d'absorption est particulière puisqu'un ventilateur (non représenté ici) situé en partie haute de la machine aspire l'air au travers des ailettes que l'on peut voir sur la figure 25.

Les performances annoncées par le constructeur figurent dans le tableau ci-après.

Modèle	Puissance Frigorifique (kW)	COP
ACF36	10.5	0.62
ACF60	17.5	0.62
RTCF120	35	0.62
RTCF180	53	0.62
RTCF240	70	0.62
RTCF300	88	0.62

Les faibles niveaux de puissance de ces machines comblient la zone 10-100 kW que ne couvraient pas les machines à $LiBr$ que nous avons vu jusqu'ici et permettent de proposer un confort de climatisation au petit tertiaire et au grand habitat.

APPLICATION AU FROID INDUSTRIEL

C'est vraiment au niveau des températures négatives que le couple NH_3/H_2O trouve pleinement son emploi. Généralement, ces machines sont dimensionnées pour un cahier des charges donné, si bien que l'on trouve chez les constructeurs, plutôt des informations génériques, que de véritables catalogues de produits. Les principaux domaines du froid industriel touchés par l'emploi de ces machines peuvent se résumer aux cas suivants :

- Industrie agroalimentaire (conditionnement, entrepôts, abattoirs, séchoirs, pour les produits carnés, de la mer et les végétaux),
- Industrie chimique et pétrochimique (liquéfaction des gaz, séparation...),
- Intégré à une unité de cogénération pour produire chaleur et froid,
- Loisirs (patinoire),
- Réfrigération et stockage.

La société COLIBRI BV [6] propose ainsi des machines pouvant aller jusqu'à $-60^\circ C$ avec des cycles simple et double effet. La source énergétique qu'elles sont susceptibles d'utiliser peut tout aussi bien provenir :

- D'un réseau vapeur ou d'eau chaude,
- Des fumées sur turbine ou moteur,

- De combustible liquide ou gazeux (« direct fired »).

La figure 28 présente un exemple de machine en cours de réalisation. La compacité qui caractérisait les machines H₂O/LiBr a ici disparu, principalement due aux contraintes mécaniques qu'amène les niveaux de pression élevés régnant dans les diverses enceintes.



Figure 28 : Machine frigorifique à absorption NH₃/H₂O en cours de montage (document COLIBRI).

Les possibilités en matière de puits de chaleur dans lequel sont rejetées les énergies thermiques issues de l'absorbeur et du condenseur proposées par le constructeur sont, elle aussi, très varié et vont de l'eau de mer ou de rivière à l'utilisation de l'air avec et sans effet évaporatif (tours de refroidissement sèches ou humides).

L'essentiel de la gamme couverte par ce constructeur est donné dans le tableau suivant et les performances qu'il annonce sont présentées dans la figure 29.

modèle	Températures d'évaporation	Capacités frigorifiques
ARP-S1	0 to -30°C (-50°C)	100 - 250 kW
ARP-S2	0 to -30°C (-50°C)	200 - 400 kW
ARP-S3	0 to -30°C (-50°C)	350 - 600 kW

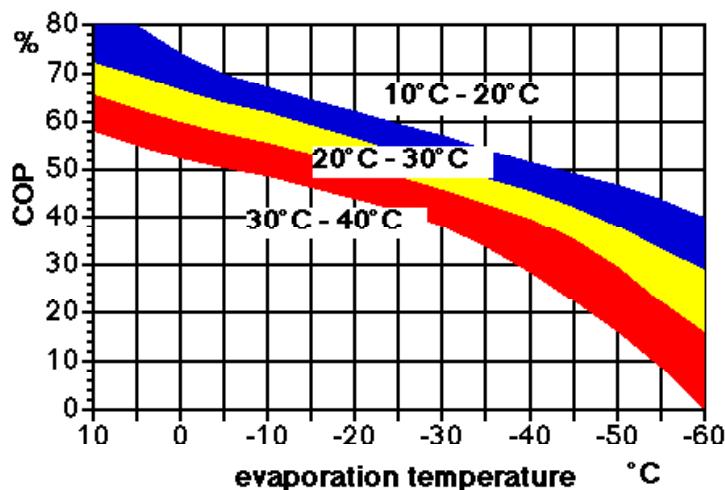


Figure 29 : Domaine d'application et performance des machines COLIBRI.

ASPECTS ENERGETIQUES ET ECONOMIQUES DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES A ABSORPTION LIQUIDE

CONCLUSIONS

Nous l'avons vu dans les parties précédentes, les COP obtenus tant d'après l'analyse thermodynamique de la machine que d'après l'état de l'art technologique en la matière, sont peu élevés (~ 0.7 dans le cas du simple effet, ~ 1.2 dans le cas du double effet). Ces valeurs ne peuvent, à elles seules, assurer une comparaison énergétique et économique pertinente avec des systèmes à compression mécanique par exemple. La nature des énergies mises en jeu, leurs coûts respectifs, l'impact sur l'environnement sont autant de paramètres qui vont modérer cette tendance, allant dans certains cas à donner la préférence à l'absorption [3, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41].

Attachons nous plus en détail, au coût de ces différentes énergies. Les valeurs que nous allons utiliser sont issues de deux études réalisées par le Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie [42, 43], dont les principaux résultats sont reportés en annexe 5 pour notre pays. La situation particulière de la France en matière de production d'électricité d'origine nucléaire n'est pas seulement à la source des écarts importants que l'on remarque entre gaz et électricité comme en témoignent les graphes de l'annexe 6, où figurent les prix pour la plupart des pays européens.

Ainsi, sur la base d'un même cahier des charges de type climatisation, comparons deux solutions techniques, l'une à compression mécanique (annexe 7), l'autre à absorption liquide double effet (annexe 8). Nous avons reporté les principales caractéristiques de ces deux systèmes dans le tableau suivant :

	Compression Carrier Modèle 30HXC	Absorption Trane Modèle ABTF
Puissance frigorifique (kW)	1214	1175
COP	4.54	1.17
Puissance fournie au compresseur (kW)	267	-
Puissance fournie au désorbeur (kW)	-	1000
Puissance à évacuer (kW)	~ 1481	~ 2275

Force est de constater la différence importante entre les performances de ces machines, le COP du groupe à compression étant quasiment égal à 4 fois celui de l'absorption. On note d'autre part, l'écart entre les quantités de chaleur à évacuer de chacun des systèmes, un tiers de moins en faveur de la compression. Cette dernière différence provient du fait qu'une machine à absorption doit échanger avec l'extérieur à la fois la chaleur de condensation et la chaleur d'absorption. Ainsi, l'aéro-réfrigérant ou la tour de refroidissement devra être plus important dans le cas de l'absorption que dans celui de la compression mécanique, ce qui augmente d'autant le coût d'investissement de la solution gaz.

Le coût de l'énergie va dépendre, quant à lui, du scénario d'approvisionnement choisi et des conditions tarifaires proposées en France par GDF et EDF.

Prenons les tarifs industriels 2002 proposés pour le gaz (B2S) et l'électricité (longues utilisations) et considérons par ailleurs un besoin en froid d'environ 1200 kW pendant 800 heures de fonctionnement en été (tarif heure pleine pour les deux cas) [42, 43].

La solution gaz coûte dans ce cas 23220 € alors que la solution électrique coûte, quant à elle, 23420 €, soit un montant tout à fait similaire. Cette situation de quasi égalité est nouvelle et on a vu, il y a quelques années, un meilleur rapport en faveur du gaz et les mêmes calculs menés sur 2000 auraient respectivement conduit à 18110 € et 23290 €, donnant un net avantage à la solution gaz (les tarifs gaz ont augmentés de 15 à 20 % entre 2000 et 2001, cf annexe 5).

Considérons maintenant une évaluation énergétique à l'échelle d'une année en intégrant la saison de climatisation et la saison de chauffe.

Ainsi, si on ajoute au cahier des charges précédent celui de 2000 kW de chaleur pendant 2000 h (tarif heure pleine pour les deux cas) et que l'on considère une solution mono énergie, l'option gaz conduit à un coût de 140200 € et celle tout électrique à plus de 400000 € ce qui la supprime définitivement des solutions envisageables. En revanche la solution mixte qui consiste à couvrir les besoins en chaud par une chaudière fonctionnant au gaz et où la climatisation est assurée par un groupe à compression conduit à un coût de 141200 € soit une solution comparable à celle tout gaz.

Ainsi, lorsque l'installation est correctement choisie dès le départ, on note actuellement peu de différences de coût d'exploitation (énergie seule) entre une solution avec ou sans gaz. Généralement, la différence se fait sur les coûts de maintenance qui sont d'expérience plus élevés pour les systèmes à compression que ceux à brûleur gaz [34, 41]. Aussi, malgré un coût d'investissement et de travaux plus important dans le cas de l'absorption, le cumul du coût de l'énergie et de l'exploitation reste en faveur de ce procédé et permet même des temps de retour de 2 ans dans certains cas [34] et plus généralement entre 3 et 5 ans [44].

Au niveau environnemental, si on fait abstraction de la part directe (qui représente environ seulement 5% du total [45, 46]) dans le calcul du TEWI pour la compression et que l'on ne s'intéresse qu'à la contribution liée à l'apport énergétique, on observe une meilleure situation de la compression mécanique sur notre territoire. En effet, si on considère un taux d'émission de CO₂ de 0.25 kg par kWh thermique [47] et que l'on prend la valeur équivalente correspondant à la production d'électricité en France (0.13 kg de CO₂ par kWh électrique [48, 49]), les résultats sont ceux de la figure 30 dans le cas d'une durée de vie de 20 ans et pour les conditions définies dans le paragraphe précédent dédié au calcul économique. On y note un net avantage pour la climatisation électrique qui bénéficie là, de l'important parc nucléaire français.

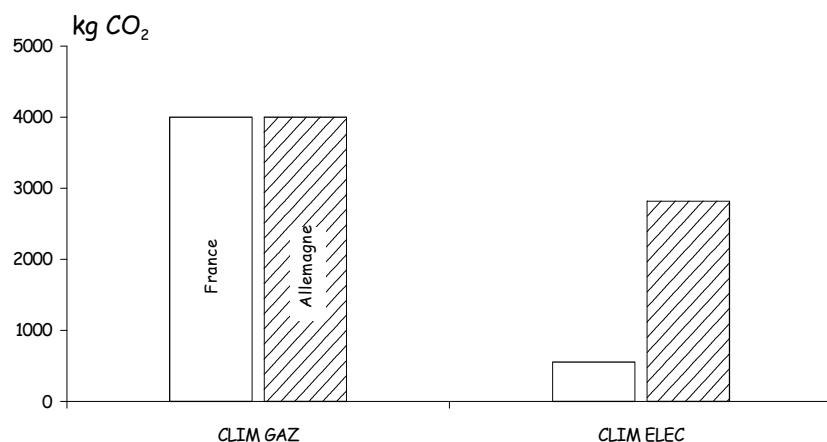


Figure 30 : Comparaison de la contribution indirecte au calcul du TEWI entre une installation à compression et une à absorption du même niveau de puissance frigorifique (~1200 kW) et pour une saison de climatisation de 800 heures par an durant 20 ans dans le cas de la France et de l'Allemagne.

La même approche menée avec un pays qui n'a pas cette particularité (Allemagne comme UK, Portugal ou Luxembourg : 0.66 kg de CO₂ par kWh électrique [48]) conduit à un écart beaucoup moins marqué mais reste en faveur de la solution électrique.

Aujourd'hui, le bilan thermique, économique et environnemental ne donne pas de prime abord en France, un net avantage à l'absorption par rapport à la compression. En revanche dans le cadre d'une réflexion énergétique plus globale et d'une utilisation plus rationnelle de l'énergie, l'absorption de par sa nature tritherme se pose comme seule solution dans tous les cas où de l'énergie-chaleur est disponible pour faire du froid. En effet, l'absorption s'intègre de plus en plus souvent en appui ou en

complément d'un système de cogénération (turbine par exemple [50]) ou plus généralement dès qu'il est possible de valoriser de la chaleur résiduaire (centres incinérateurs de déchets ménager par exemple).

Un autre avantage à verser au compte de l'absorption réside dans sa faculté à s'adapter aux variations des conditions qui l'entourent ainsi qu'à la variation des besoins frigorifiques (charges). Plusieurs constructeurs mettent ainsi l'accent sur le maintien des performances ($COP \sim Cte$) de leurs machines quelle que soit la charge, comme en témoignent le graphe de la figure 31, où est portée la proportion de puissance consommée en fonction de la proportion du besoin frigorifique. On y remarque ainsi que ces évolutions sont très proches de la première bissectrice, et ce malgré une amplitude importante de la température de condensation (de 18°C à 35°C).

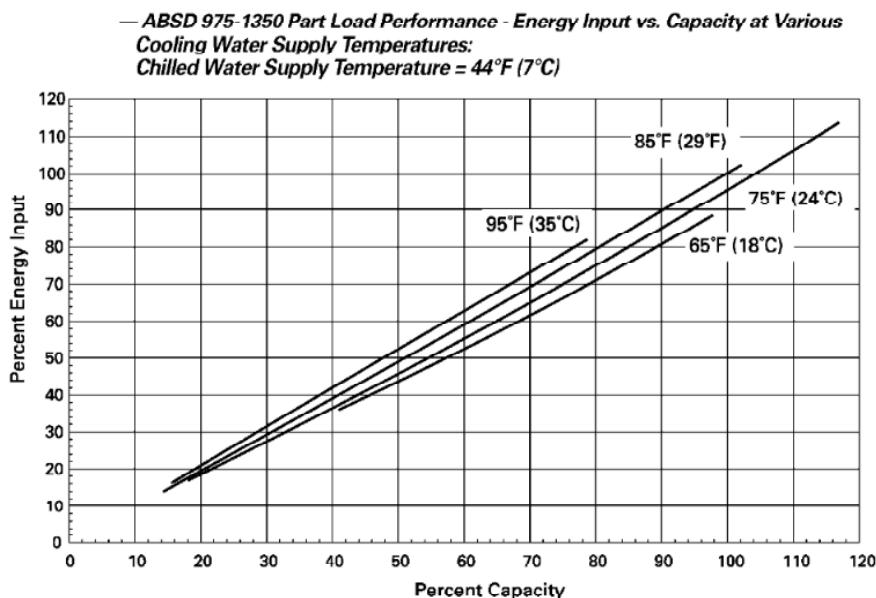


Figure 31 : Performances à charge partielle d'un groupe à absorption (doc. Trane)

On y note également l'étendue du champ de variation de charge accessible à la machine (de 15 à 115 %) ce qui lui donne une souplesse et une adaptabilité que ne possèdent pas, ou moins bien, les machines à compression. L'intérêt de ces aspects dynamiques a donné lieu à de nombreux travaux, notamment en matière de simulation numérique [51].

ANNEXES

Annexe 1 : Calcul des propriétés Eau et Eau / Bromure de Lithium

Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure : $P_{eq}(T_c)$

T_c [°C]

P [kPa]

$$T_K = T_C + 273.15$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14}$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K} \left(-7.85823 \cdot \tau + 1.83991 \cdot \tau^{1.5} - 11.781 \cdot \tau^3 + 22.6705 \cdot \tau^{3.5} - 15.9393 \cdot \tau^4 + 1.77516 \cdot \tau^{7.5} \right)$$

$$P_{eq} = 22064 \cdot e^\alpha$$

Calcul de l'enthalpie de l'eau liquide saturée en fonction de la température : $H_{liq}(T_c)$

T_c [°C]

H_{liq} [kJ/kg]

$$T_K = T_C + 273.15$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14}$$

$$\theta = \frac{T_K}{647.14}$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K} \left(-7.85823 \cdot \tau + 1.83991 \cdot \tau^{1.5} - 11.781 \cdot \tau^3 + 22.6705 \cdot \tau^{3.5} - 15.9393 \cdot \tau^4 + 1.77516 \cdot \tau^{7.5} \right)$$

$$P = 22064000 \cdot e^\alpha$$

$$\beta = \frac{-P}{T_K} \left(\alpha - 7.85823 + 1.5 * 1.83991 \cdot \tau^{0.5} - 3 * 11.781 \cdot \tau^2 + 3.5 * 22.6705 \cdot \tau^{2.5} - 4 * 15.9393 \cdot \tau^3 + 7.5 * 1.77516 \cdot \tau^{6.5} \right)$$

$$\gamma = 322 * \left(1 + 1.99206 \cdot \tau^{\frac{1}{3}} + 1.10123 \cdot \tau^{\frac{2}{3}} - 5.12506 \cdot 10^{-1} \cdot \tau^{\frac{5}{3}} - 1.75263 \cdot \tau^{\frac{16}{3}} - 45.4485 \cdot \tau^{\frac{43}{3}} - 6.75615 \cdot 10^5 \cdot \tau^{\frac{110}{3}} \right)$$

$$\delta = 1000 * \left(-1135.481614639 - 5.71756 \cdot 10^{-8} \cdot \theta^{-19} + 2689.81 \cdot \theta + 129.889 \cdot \theta^{4.5} - 137.181 \cdot \theta^5 + 9.68874 \cdot 10^{-1} \cdot \theta^{54.5} \right)$$

$$\psi = \delta + \frac{T_K}{\gamma} \cdot \beta$$

$$H_{liq} = \frac{\psi}{1000}$$

Calcul de l'enthalpie de l'eau vapeur saturée en fonction de la température : $H_{vap}(T_c)$

T_c [°C]

H_{vap} [kJ/kg]

$$T_K = T_C + 273.15$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14}$$

$$\theta = \frac{T_K}{647.14}$$

$$\alpha = \frac{647.1}{T_K} \left(-7.85823 \cdot \tau + 1.83991 \cdot \tau^{1.5} - 11.781 \cdot \tau^3 + 22.6705 \cdot \tau^{3.5} - 15.9393 \cdot \tau^4 + 1.77516 \cdot \tau^{7.5} \right)$$

$$P = 22064000 \cdot e^\alpha$$

$$\beta = \frac{-P}{T_K} \left(\alpha - 7.85823 + 1.5 * 1.83991 \cdot \tau^{0.5} - 3 * 11.781 \cdot \tau^2 + 3.5 * 22.6705 \cdot \tau^{2.5} - 4 * 15.9393 \cdot \tau^3 + 7.5 * 1.77516 \cdot \tau^{6.5} \right)$$

$$\gamma = 322 * e^{\left(-2.02957 \cdot \tau^{\frac{1}{3}} - 2.68781 \cdot \tau^{\frac{2}{3}} - 5.38107 \cdot \tau^{\frac{4}{3}} - 17.3151 \cdot \tau^3 - 44.6384 \cdot \tau^{\frac{37}{6}} - 64.3486 \cdot \tau^{\frac{71}{6}} \right)}$$

$$\delta = 1000 * \left(-1135.481614639 - 5.71756 \cdot 10^{-8} \cdot \theta^{-19} + 2689.81 \cdot \theta + 129.889 \cdot \theta^{4.5} - 137.181 \cdot \theta^5 + 9.68874 \cdot 10^{-1} \cdot \theta^{54.5} \right)$$

$$\psi = \delta + \frac{T_K}{\gamma} \cdot \beta$$

$$H_{vap} = \frac{\psi}{1000}$$

Calcul de l'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffée en fonction de la pression et de la température : $H_{surch}(P, T)$

H_{surch} [kJ/kg]

P [kPa]

T [$^{\circ}\text{C}$]

$T_1 = T_{eq}(P)$

$h_1 = H_{vap}(T)$

$T_2 = T + 273.15$

$T_3 = T_1 + 273.15$

$PP = \frac{P}{1000}$

$$A_0 = 2.041210 \cdot 10^3 - 4.040021 \cdot 10^1 \cdot PP - 4.809500 \cdot 10^{-1} \cdot PP^2$$

$$A_1 = 1.610693 + 5.472051 \cdot 10^{-2} \cdot PP + 7.5175370 \cdot 10^{-4} \cdot PP^2$$

$$A_2 = 3.383117 \cdot 10^{-4} - 1.975736 \cdot 10^{-5} \cdot PP - 2.874090 \cdot 10^{-7} \cdot PP^2$$

$$A_3 = 1.707820 \cdot 10^3 - 1.6994196 \cdot 10^1 \cdot T_3 + 6.2746295 \cdot 10^{-2} \cdot T_3^2 - 1.0284259 \cdot 10^{-4} \cdot T_3^3 + 6.4561298 \cdot 10^{-8} \cdot T_3^4$$

$$cp = A_1 + A_2 \cdot \frac{T_2 + T_3}{T_3 - T_2} + A_3 \cdot \frac{1 - e^{-45}}{T_2 - T_3}$$

$$H_{surch} = h_1 + cp \cdot (T_2 - T_3)$$

Calcul de la pression d'équilibre du mélange $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ en fonction de T et X : $P_{eqLiBr}(T, X)$

P_{eqLiBr} [kPa]

X [%]

T [$^{\circ}\text{C}$]

$$AA = 1 + \sum_{i=1}^{10} AA_i \cdot X^i$$

$$BB = 0 + \sum_{i=1}^{10} BB_i \cdot X^i$$

$$\tau_H = \frac{T - BB}{AA}$$

$$P_{eqLiBr} = P_{eq}^{\text{H}_2\text{O}}(\tau_H)$$

AA₁	- 0.00068242821	BB₁	+ 0.16634856
AA₂	+ 0.0005873619	BB₂	- 0.055338169
AA₃	- 0.00010278186	BB₃	+ 0.011228336
AA₄	+ 0.0000093032374	BB₄	- 0.001102839
AA₅	- 0.0000004822394	BB₅	+ 0.000062109464
AA₆	+ 0.000000015189038	BB₆	- 0.0000021112567
AA₇	- 2.9412863 $\cdot 10^{-10}$	BB₇	+ 0.000000043851901
AA₈	+ 3.4100528 $\cdot 10^{-12}$	BB₈	- 5.4098115 $\cdot 10^{-10}$
AA₉	- 2.167148 $\cdot 10^{-14}$	BB₉	+ 3.6266742 $\cdot 10^{-12}$
AA₁₀	+ 5.7995604 $\cdot 10^{-17}$	BB₁₀	- 1.0153059 $\cdot 10^{-14}$

Calcul de la température d'équilibre du mélange $H_2O/LiBr$ en fonction de P et X : $T_{eqLiBr}(P, X)$

T_{eqLiBr}	[°C]
X	[%]
P	[kPa]

$$AA = 1 + \sum_{i=1}^{10} AA_i * X^i$$

$$BB = 0 + \sum_{i=1}^{10} BB_i * X^i$$

$$\tau_C = T_{eq}^{H_2O}(P)$$

$$T_{eqLiBr} = BB + AA * \tau_C$$

Calcul de l'enthalpie du mélange $H_2O/LiBr$ en fonction de T et X : $H_{libr}(T, X)$

H_{LiBr}	[kJ/kg]
X	[%]
T	[°C]

$$H_1 = 0.5086682481.10^3 - 0.1862407335.10^2 * T + 0.9859458321.10^{-1} * T^2 - 0.2509791095.10^{-4} * T^3 + 0.4158007710.10^{-7} * T^4$$

$$C_1 = -0.1021608631.10^4 + 0.3687726426.10^2 * T - 0.1860514100 * T^2 - 0.7512766773.10^{-5} * T^3$$

$$C_2 = -0.5333082110.10^3 + 0.4028472553.10^2 * T - 0.1911981148 * T^2$$

$$C_3 = 0.4836280661.10^3 + 0.3991418127.10^2 * T - 0.1992131652 * T^2$$

$$C_4 = 0.1155132809.10^4 + 0.3335722311.10^2 * T - 0.1782584073 * T^2$$

$$C_5 = 0.6406219484.10^3 + 0.1310318363.10^2 * T - 0.7751011421.10^{-1} * T^2$$

$$X_I = X / 100;$$

$$DX_I = 2 * X_I - 1$$

$$DH := (C_1 + C_2 * DX_I + C_3 * DX_I^2 + C_4 * DX_I^3 + C_5 * DX_I^4) * X_I * (1 - X_I)$$

$$H_{libr} := X_I * H_1 + (1 - X_I) * H_{liq}(T) + DH;$$

Calcul de la densité du mélange $H_2O/LiBr$ en fonction de T et X : $d_{libr}(T, X)$

T	[°C]
X	[%]
d_{LiBr}	[g/l]

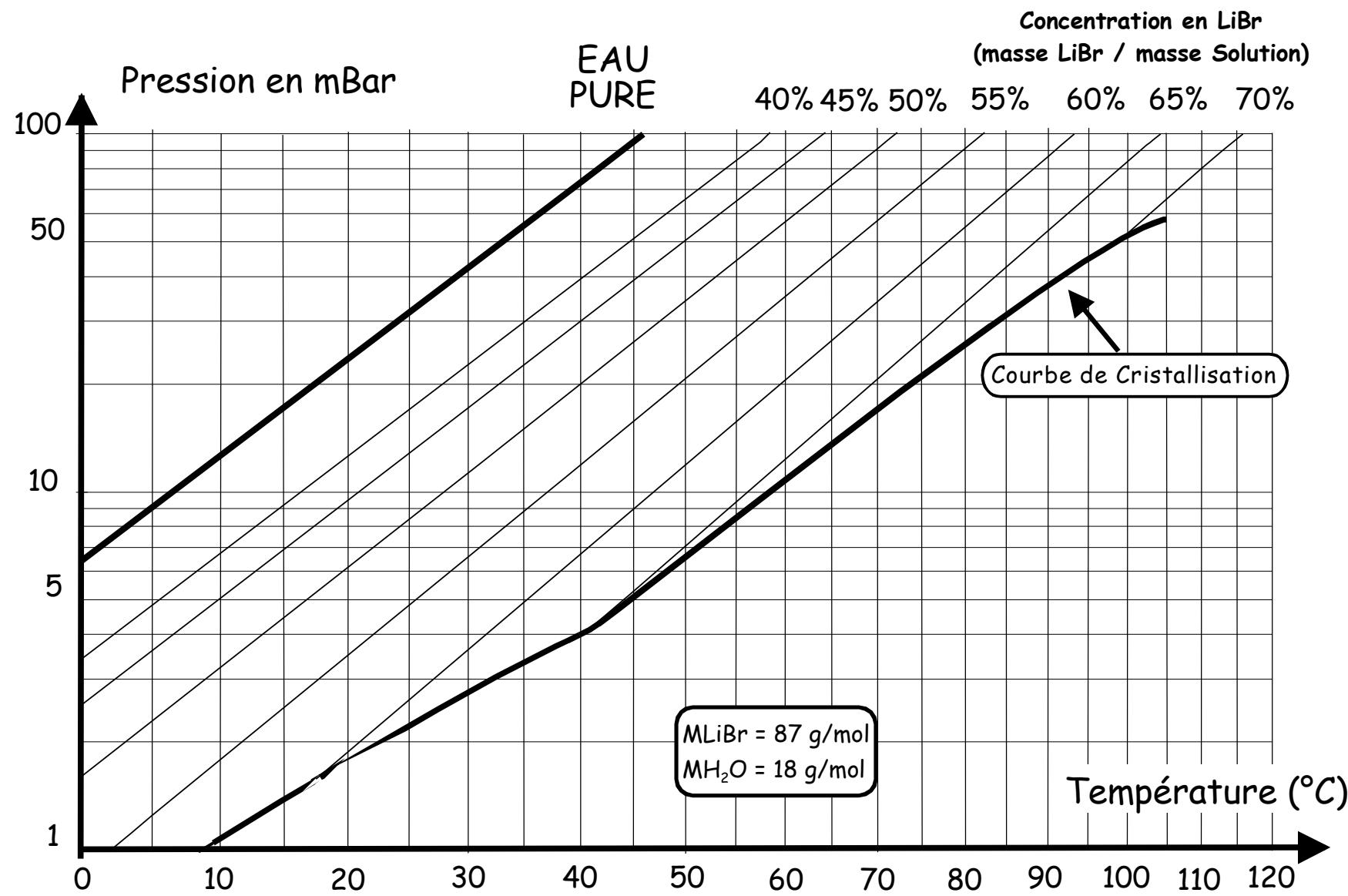
$$d_{LiBr} = \frac{1145.36 + 4.7084 * X + 0.137479 * X^2}{1000} - (33.3393 + 0.571749 * X) * \frac{(T + 273.15)}{100000}$$

Calcul de la température de cristallisation du mélange $H_2O/LiBr$ en fonction de X : $T_{cristLibr}(X)$

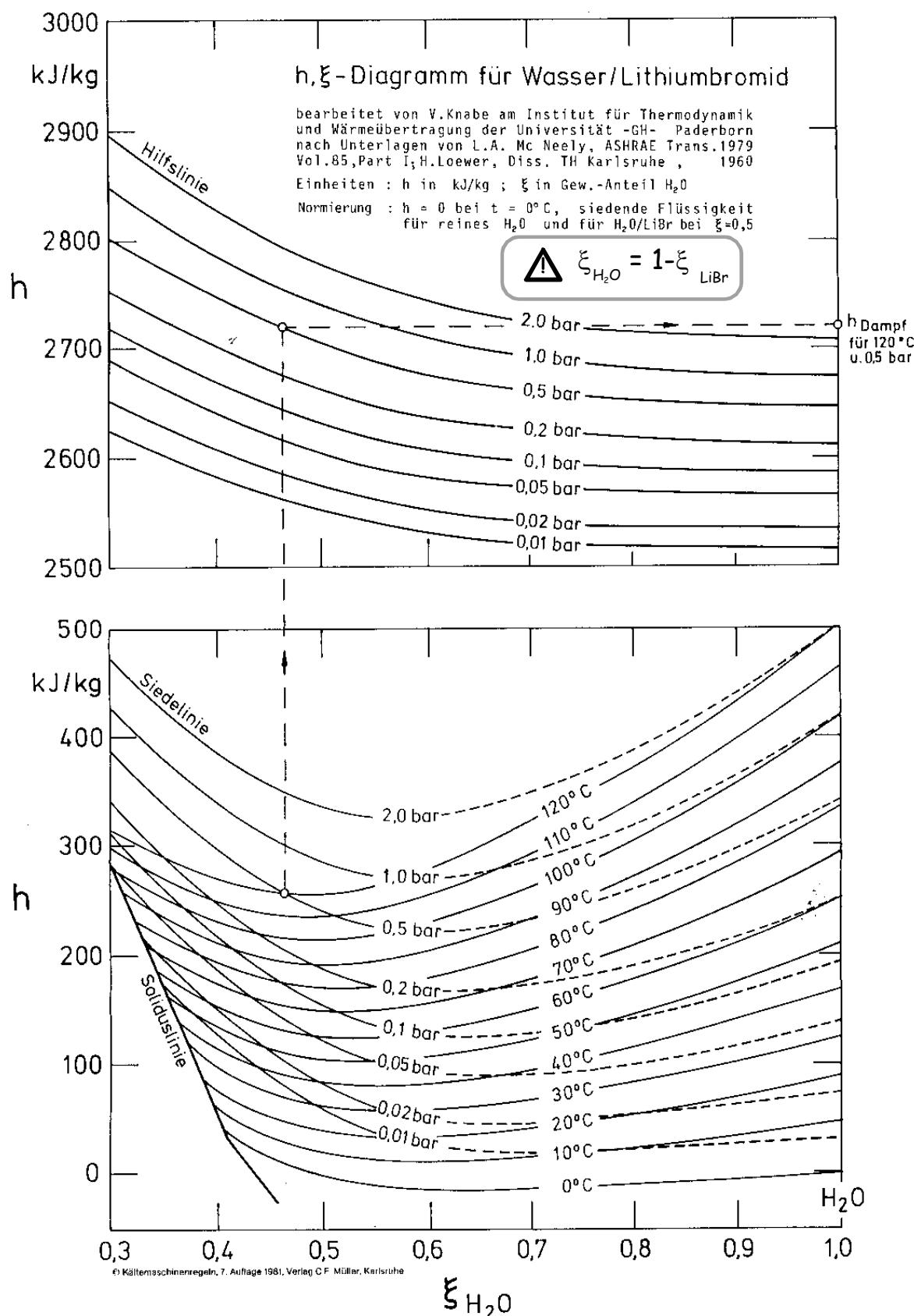
$T_{cristLiBr}$	[°C]
X	[%]

Domaine de validité	$T_{cristLibr}$
$X < 0$	0
$0 < X < 20$	$-0.1 * X - 2.5 \cdot 10^{-2} * X^2$
$20 < X < 39.2$	$-24.804347826087 + 2.43369565217391 * X - 0.0896739130434783 * X^2$
$39.2 < X < 49.2$	$-434.48275862069 + 15.3685385878489 * X - 0.15303776683087 * X^2$
$49.2 < X < 57.37$	$-1286.15172413793 + 41.6625287356322 * X - 0.335632183908046 * X^2$
$57.37 < X < 65.16$	$-1336.1 + 39.043 * X - 0.2748 * X^2$
$65.16 < X < 70$	$-6266.7 + 175.74 * X - 1.2114 * X^2$

Annexe 2 : Diagramme de Oldham du couple H₂O/LiBr



Annexe 3 : Diagramme de Merkel du couple H₂O/LiBr



Annexe 4 : Performances des machines trithermes réversibles

Une machine tritherme est une machine qui échange de la chaleur à trois niveaux de température :

- \dot{Q}_b à T_b ,
- \dot{Q}_m à T_m
- \dot{Q}_h à T_h

L'application du premier et du second principe de la thermodynamique à un tel système conduit à :

$$\begin{cases} \dot{Q}_b + \dot{Q}_m + \dot{Q}_h = 0 \\ \frac{\dot{Q}_b}{T_b} + \frac{\dot{Q}_m}{T_m} + \frac{\dot{Q}_h}{T_h} + \dot{P}(S) = 0 \end{cases}$$

Du premier principe on tire : $\dot{Q}_m = -\dot{Q}_b - \dot{Q}_h$ que l'on remplace ensuite dans le second pour obtenir :

$$\frac{\dot{Q}_b}{T_b} - \frac{\dot{Q}_b + \dot{Q}_h}{T_m} + \frac{\dot{Q}_h}{T_h} + \dot{P}(S) = 0 = \dot{Q}_b \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_m} \right) + \dot{Q}_h \left(\frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_m} \right) + \dot{P}(S) = 0$$

Le COP est défini comme le rapport entre la production frigorifique \dot{Q}_b et la consommation thermique \dot{Q}_h :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_h} \text{ qui devient d'après les précédentes équations : } \text{COP} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_h} = \frac{\frac{1}{T_m} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_m}} - \frac{\dot{P}(S)}{\dot{Q}_h \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_m} \right)}$$

Dans le cas d'un cycle réversible c'est à dire à production d'entropie nulle ($\dot{P}(S) = 0$) on obtient l'expression du COP de Carnot tritherme :

$$\text{COP}_{c}^{3T} = \frac{\frac{1}{T_m} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_m}} = \frac{1 - \frac{T_m}{T_h}}{\frac{T_m}{T_b} - 1}$$

expression qui est valable pour les différents systèmes trithermes actuellement développés [52] :

- Machines à absorption liquide,
- Machines à adsorption solide,
- Machines à réaction chimique.

Annexe 5 : Conditions tarifaires gaz et électricité en France.

INDUSTRIE

TARIFS GDF

GAZ DISTRIBUÉ

(euros courants hors TVA)

	2000 (moyennes annuelles)	2001	2002 15 janvier
TARIF B2I (1)			
PRIME FIXE ANNUELLE	138	156	164
PRIX DE 100 kWh PCS	2,08	2,48	2,66
TARIF B2S (1)			
PRIME FIXE ANNUELLE	607	696	706
PRIX DE 100 kWh PCS :	en hiver (2)	2,11	2,55
	en été	1,64	2,03
			2,11
TARIF À SOUSCRIPTION STS (3)			
ABONNEMENT ANNUEL	6 417	6 417	6 417
PRIME FIXE JOURNALIÈRE (PAR kWh/JOUR SOUSCRIT/AN)	d'hiver (2) réduite d'été	0,224 0,100	0,224 0,100
PRIX DE 100 kWh PCS			
	1ère tranche (4) hiver (2)	1,809	2,023
		1,560	1,775
	2ème tranche (4) hiver (2)	1,722	1,936
		1,473	1,688
			1,459

PRIX DE 100 kWh PCI POUR UNE CONSOMMATION TYPE DONNÉE

TARIF CONSOMMATION ANNUELLE TYPE	2000	2001	2002
B2I : 116 300 kWh PCS	2,44	2,90	3,11
B2S : 1 163 000 kWh PCS dont 60 % hiver (2)	2,19	2,67	2,76
STS : 116 300 000 kWh PCS sur 250 jours dont 45 % hiver (2)	1,90	2,14	1,89

PCS : pouvoir calorifique supérieur. PCI : pouvoir calorifique inférieur.

(1) Les tarifs B2I et B2S existent depuis février 1984.

(2) Hiver de cinq mois (novembre à mars).

(3) Le tarif STS est saisonnalisé depuis juin 1985 ; l'exemple donné est celui d'un client grande boucle
région parisienne. Les consommations de plus de 4,8 GWh par an sont soumises depuis janvier
1986 à la taxe intérieure de consommation pour les consommations mensuelles excédant
480 000 kWh PCS et, depuis janvier 1993, à une taxe en faveur de l'IPF.

Les prix donnés ici tiennent compte de ces taxes.

(4) 1ère tranche : jusqu'à 24 GWh PCS.

INDUSTRIE

ÉLECTRICITÉ

TARIF VERT EDF A5 (< 10 000 kW)

(euros courants hors TVA)

		2000 (moyennes annuelles)	2001	2002 15 janvier
TARIF COURTES UTILISATIONS				
PRIME FIXE PAR kW de puissance réduite (1)		16,35	16,29	16,32
PRIX DE 100 kWh EN HEURES :	de Pointe (P) (2)	19,61	19,45	19,61
	Pleines Hiver (PH) (2)	8,99	8,91	8,99
	Creuses Hiver (CH) (2)	5,32	5,28	5,32
	Pleines Été (PE)	3,29	3,30	3,32
	Creuses Été (CE)	2,34	2,35	2,37
TARIF LONGUES UTILISATIONS				
PRIME FIXE PAR kW de puissance réduite (1)		64,42	64,20	64,68
PRIX DE 100 kWh EN HEURES :	de Pointe (P) (2)	9,57	9,49	9,57
	Pleines Hiver (PH) (2)	5,67	5,77	6,65
	Creuses Hiver (CH) (2)	3,94	3,91	3,94
	Pleines Été (PE)	2,85	2,86	2,88
	Creuses Été (CE)	1,97	1,98	1,99
TARIF MOYENNES UTILISATIONS				
PRIME FIXE PAR kW de puissance réduite (1)		38,33	38,16	38,40
PRIX DE 100 kWh EN HEURES :	de Pointe (P) (2)	13,50	13,38	13,49
	Pleines Hiver (PH) (2)	6,97	6,91	6,96
	Creuses Hiver (CH) (2)	4,48	4,45	4,49
	Pleines Été (PE)	3,06	3,07	3,09
	Creuses Été (CE)	2,15	2,16	2,18
TARIF OPTION EJP MOYENNES UTILISATIONS (Effacement Jours de Pointe)				
PRIME FIXE PAR kW de puissance réduite (1)		38,03	37,77	38,40
PRIX DE 100 kWh EN HEURES :	Pointe mobile d'Hiver (3)	20,27	19,94	20,11
	d'Hiver (3)	4,69	4,67	4,71
	Pleines Été	3,06	3,07	3,09
	Creuses Été	2,15	2,16	2,18

PRIX DE 100 kWh POUR UNE CONSOMMATION TYPE DONNÉE

CLIENT du tarif moyennes utilisations 15 kV - 1 000 kW pendant 3 000 H. avec P=230 PH=1080 CH=350 PE=1060 CE=280	6,63	6,59	6,64
CLIENT du tarif longues utilisations 60/90 kV - 10 000 kW pendant 6 000 H. avec P=340 PH=1610 CH=1250 PE=1700 CE=1100	5,13	5,14	5,41

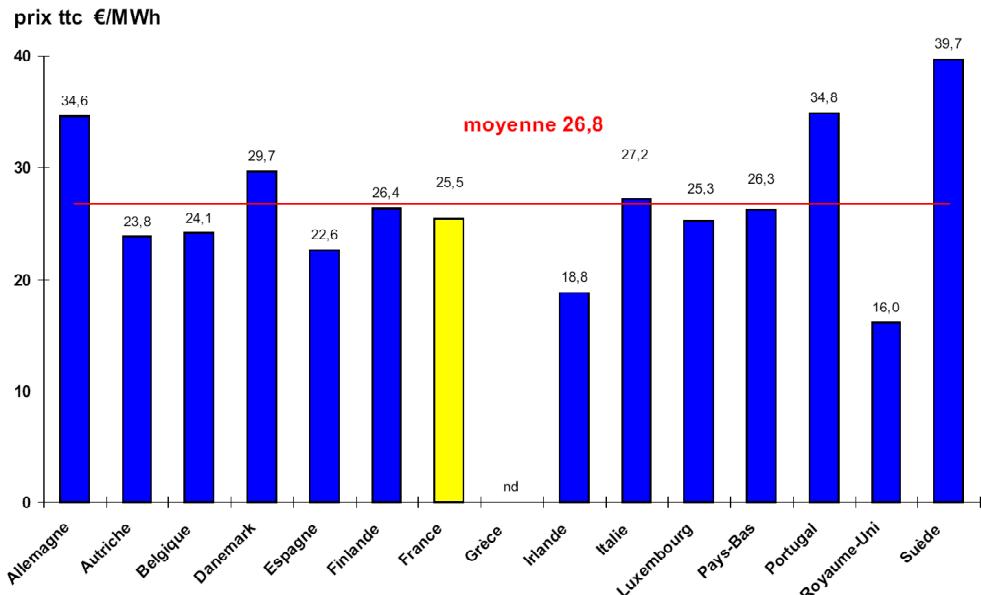
(1) La puissance réduite est égale à la puissance souscrite pendant les heures de pointe plus, s'il y a lieu,

une part variable - selon le tarif et les heures - des suppléments de puissance souscrits pendant les autres périodes tarifaires.

(2) Hiver de cinq mois (novembre à mars) ; heures creuses : 8 heures par jour et dimanche toute la journée ; pointe : 4 heures par jour de décembre à février.

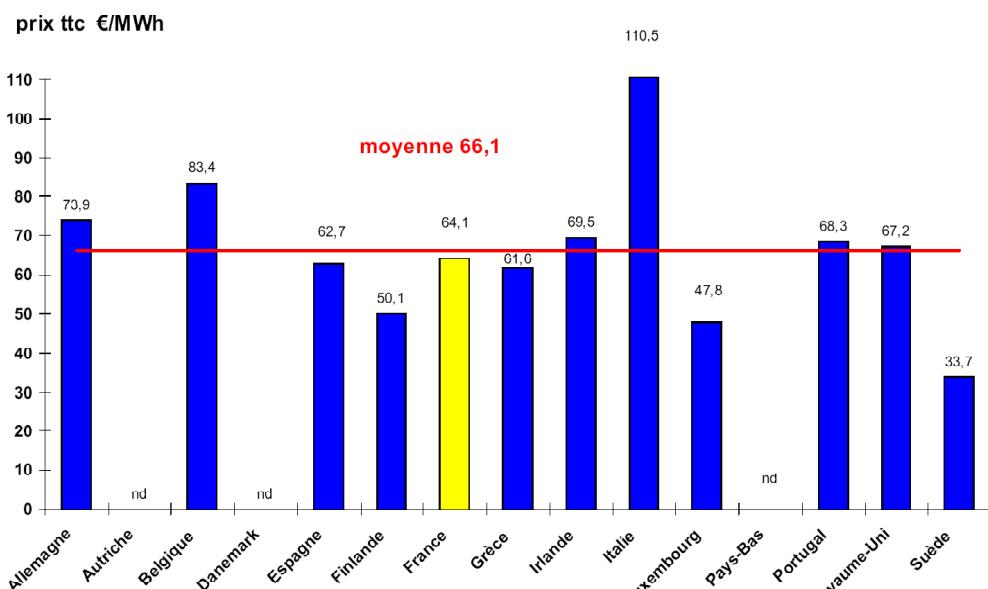
(3) Tranches de 18 heures consécutives pendant 22 jours par an en période d'hiver (novembre à mars).

Annexe 6 : Conditions tarifaires gaz et électricité en Europe.



Source : Observatoire de l'Énergie d'après Eurostat (janvier 2001)

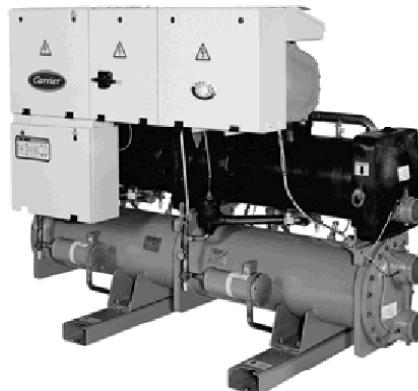
Prix TTC du gaz naturel à usage industriel



Source : Observatoire de l'Énergie d'après Eurostat (janvier 2001)

Prix TTC de l'électricité à usage industriel

Annexe 7 : Représentation et performances d'un groupe refroidisseur de liquide à compression mécanique (doc. Carrier).



Physical data

30HXC	080	090	100	110	120	130	140	155	175	190	200	230	260	285	310	345	375	
Net nominal cooling capacity*	kW	291	316	347	380	425	457	518	550	607	654	718	826	911	984	1107	1214	1308
Operating weight	kg	2274	2279	2302	2343	2615	2617	2702	2712	3083	3179	3873	4602	4656	4776	5477	5553	5721
Refrigerant charge**	HFC-134a																	
Circuit A**	kg	33	33	32	31	49	51	48	54	54	70	92	115	117	132	109	96	119
Circuit B**	kg	34	34	30	35	52	47	48	57	50	70	68	63	75	80	106	109	137
Compressors	Semi-hermetic, twin-screw POWER ³																	
Quantity - Circuit A	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	
Quantity - Circuit B	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	
Capacity control	PRO-DIALOG Plus control																	
No. of control steps	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	8	8	8	8	10	10	10	
Minimum step capacity	%	19	19	21	19	21	19	17	19	21	21	14	14	14	10	10	10	
Evaporator	Shell and tube with internally finned copper tubes																	
Net water volume	l	50	50	58	69	65	65	75	75	88	88	126	155	170	170	191	208	208
Water connections		Victaulic connections																
Inlet/outlet	in	4	4	4	5	5	5	5	5	5	5	6	6	6	6	8	8	8
Drain and vent (NPT)	in	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
Max. water side operating pressure	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
Condenser	Shell and tube with internally finned copper tubes																	
Net water volume	l	48	48	48	48	78	78	90	90	108	108	141	190	190	190	255	255	255
Water connections		Victaulic connections																
Inlet/outlet	in	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	6	6	6	6	8	8	8
Drain and vent (NPT)	in	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
Max. water side operating pressure	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	

* Standard Eurovent conditions: Evaporator entering/leaving water temperature 12°C and 7°C. Condenser entering/leaving water temperature 30°C/35°C.

Nominal operating power input = 0.000044 m² KW.

Net cooling capacity = gross cooling capacity minus the capacity corresponding to the evaporator pressure drop (flow x drop/0.3).

Not applicable to high condensing temperature units - please refer to electronic selection catalogue.

** The weights shown are guidelines only. For the unit refrigerant charge please refer to the unit nameplate.

Electrical data

30HXC	080	090	100	110	120	130	140	155	175	190	200	230	260	285	310	345	375	
Power circuit	V-ph-Hz	400-3-50																
Nominal power supply (Un)*	V	360-440																
Voltage range																		
Control circuit supply	The control circuit is supplied via the factory-installed transformer																	
Nominal power input*	kW	58	66	73	82	86	97	109	119	130	139	151	173	198	211	237	267	285
Nominal current drawn *	A	111	121	131	144	157	173	193	210	230	250	268	308	345	375	420	460	500
Max. power input**	KW	87	97	108	119	131	144	161	175	192	212	223	257	288	318	350	384	424
Circuit A	KW	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	144	161	192	212	192	212
Circuit B	KW	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	79	96	96	106	175	192
Max. current drawn (Un - 10%)***	A	158	176	195	215	235	259	289	314	344	379	401	461	517	568	628	688	758
Circuit A	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	250	289	344	379	314	379
Circuit B	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	142	172	172	189	314	379
Maximum current drawn (Un)***	A	143	160	177	195	213	236	263	285	312	344	365	419	468	516	570	624	688
Circuit A	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	236	263	312	344	312	344
Circuit B	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	129	156	156	172	285	312
Maximum starting current, standard unit (Un)****	A	181	206	223	249	267	298	333	355	382	442	841	978	1027	1200	1129	1194	1373
Circuit A***	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	712	822	871	1028	844	871
Circuit B***	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	605	715	715	856	844	871
Max. starting current/max. current draw ratio, unit	A	1.26	1.28	1.26	1.27	1.25	1.26	1.27	1.24	1.22	1.28	2.31	2.33	2.19	2.32	1.98	1.89	1.99
Max. starting current/max. current draw ratio, circuit A	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3.02	3.19	2.77	2.09	2.06	2.79
Max. starting current/max. current draw ratio, circuit B	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4.70	4.58	4.58	4.97	2.96	2.79
Max. starting current - reduced current start (Un) ****	A	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.
Circuit A		636	683	732	824	834	889	997										
Circuit B		527	576	652	549	576	652											
	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.	std.
	330	370	370	385	349	349	356											
Max. starting current - red. current start/max. current draw ratio, unit	A	1.74	1.63	1.56	1.60	1.46	1.45											
Circuit A		2.15	2.00	1.84	1.89	1.93	1.84											
Circuit B		2.56	2.37	2.37	2.24	1.93	1.84											
Three-phase short circuit holding current	kA	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Circuit A	kA	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Circuit B	kA	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Customer standby capacity, unit or circuit B, for evaporator water pump connections†	kW	8	8	8	11	11	11	15	15	15	15	18	18	30	30	30	30	30

* Standard Eurovent conditions: Evaporator entering/leaving water temperature 12°C and 7°C. Condenser entering/leaving water temperature 30°C/35°C.

Nominal operating power input (compressors, fans, control) plus capacity corresponding to the evaporator pressure drop (flow x drop/0.3).

** Power input, compressor, at unit operating limits (evaporator water entering/leaving temperature = 15°C/10°C, condenser entering/leaving water temperature = 45°C/50°C) and a nominal voltage of 400 V (data given on the unit name plate).

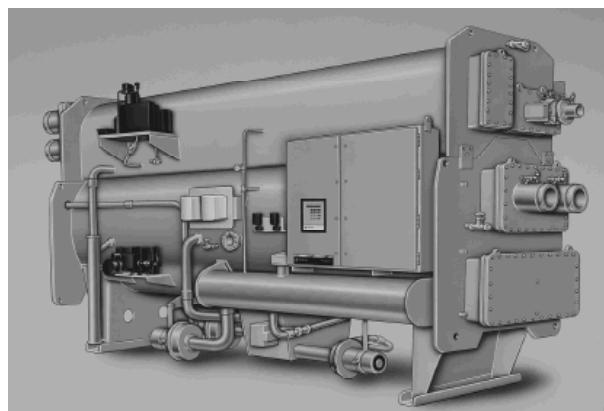
*** Maximum unit operating current at maximum unit power input.

**** Maximum instantaneous starting current (maximum operating current of the smallest compressor(s) + locked rotor current or reduced starting current of the largest compressor).

† Current unit power inputs not included in values above.

NA Not applicable

Annexe 8 : Représentation et performances d'un groupe refroidisseur de liquide à absorption (doc. Carrier).



Model	Capacity (kW)	Coefficient of Performance	Steam Rate (kg/kw-hr)	Chilled Water		Cond/Abs Water	
				Flow Rate (m³/hr)	Press. Drop (m wg)	Flow Rate (m³/hr)	Pr. Drop (m wg)
ABTF-380	1175	1.17	1.29	151	2.7	311	7.1
ABTF-440	1389	1.18	1.28	179	2.9	360	8.2
ABTF-500	1607	1.18	1.28	206	3.1	409	9.4
ABTF-575	1819	1.18	1.28	234	5.2	470	5.2
ABTF-660	2149	1.19	1.27	276	5.5	540	5.6
ABTF-750	2497	1.19	1.27	321	6.0	613	6.2
ABTF-850	2965	1.20	1.26	381	2.6	695	3.6
ABTF-950	3345	1.20	1.26	430	3.6	777	4.8
ABTF-1050	3721	1.21	1.25	478	4.9	858	6.1
ABTF-1150	4098	1.21	1.25	527	6.4	940	7.7
ABTF-1200	4105	1.16	1.30	528	2.5	981	4.3
ABTF-1350	4611	1.16	1.30	593	3.4	1104	5.7
ABTF-1500	5118	1.16	1.30	658	4.6	1226	7.3
ABTF-1650	5610	1.17	1.29	721	6.0	1349	9.2

*English:

4.0 gpm/nominal ton, Pstm = 120 psig, TctwS = 85 F, TcwS = 44 F, TcwR = 54 F, 0.0001 Evaporator fouling and 0.00025 Absorber/Condenser fouling.

**Metric:

.26 m²/kWt, Pstm = 120 psig, TctwS = 29.44 C, TcwS = 6.67 C, TcwR = 12.2 C, 0.0001 Evaporator fouling and 0.00025 Absorber/Condenser fouling.

Annexe 9 : Références bibliographiques et nomenclature.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Absorption Liquide - Machines trithermes (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : http://neveu.pierre.free.fr/enseignement/abs_liquide/cours.htm
- [2] Mad l'Outil Froid, dossier spécial « Climatisation au gaz », n°17 Décembre 1999.
- [3] L'hypermarché Leclerc de Meaux : du chaud et du froid au gaz naturel. Chauffage, Ventilation, Conditionnement d'air, Septembre 1998.
- [4] J. Castaing-Lasvignottes P. Neveu et P. Bonnet, Un groupe refroidisseur de liquide à absorption à l'IFFI, Revue Générale du Froid, n°1005, pp 29-38 (2000).
- [5] Absorption ammoniac/eau : état de l'art. Hamid OUALI, Revue Générale du Froid, n° 996, pp 28-33, Aout-Septembre 1999.
- [6] Colibri-Stork ammonia absorption refrigeration and cooling Systems (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.colibri-stork.nl/>
- [7] Y. Kaita. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. Int. J. Refrig. Vol. 24, pp 374-390, 2001.
- [8] G. Feuerecker, J. Scharfe, I. Greiter, C. Frank and Georg Alefeld. Measurement of thermophysical properties of aqueous at high temperatures and concentrations. AES, Vol 31, International Absorption Heat Pump Conference. ASME 1993.
- [9] H.T. Chua, H. K. Toh, A. Malek, K.C. Ng and K. Srinivasan. Improved thermodynamic property field of LiBr-H₂O solution. Int. J. Refrig. Vol. 23, pp 412-429, 2000.
- [10] B. Mongey, J. T. McMullan, N. J. Hewitt and G. Molyneaux. An equation of state for NH₃-H₂O mixtures. Natural Working fluid'98. IIR Conference Oslo, 2-5 juin 1998.
- [11] D. K. Priedeman and R. N. Christensen. GAX absorption cycle design process. 1999 Ashrae Winter Meeting 24-27 janvier Chicago.
- [12] Y. T. Kang and T. Kashiwagi. An environmentally friendly GAX cycle for panel heating : PGAX cycle. Int. J. Refrig. Vol. 23., pp 378-387, 2000.
- [13] Climatisation : machine à absorption à système GAX. Revue Générale du Froid, n°1001, (2000).
- [14] R. Ayala, C. L. Heard and F. A. Holland. Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II : experimental. Applied Thermal Engineering. Vol 18, N°8, pp 661-670, 1998.
- [15] S. Iyoki, Y. Inoue and T. Uemura. Performance comparison of various absorption heat transformer using nitrate-based absorbent systems. 1999 Ashrae Winter Meeting 24-27 janvier Chicago.
- [16] Y. Park, J-S. Kim and H. Lee. Physical properties of the lithium bromide +1,3-propanediol+water system. Int. J. Refrig. Vol. 20. N° 5, pp 319 325, 1997.
- [17] R. Saravanan and M.P. Maiya. Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system. Applied Thermal Engineering. Vol. 18, N°7, pp. 553-568, 1998.
- [18] Site Internet de la société ROBUR-SERVEL (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.robur.it/en/>
- [19] L. W. Burgett, M. D. Byars and K. Schultz. Absorption systems : The future, more than a niche?. ISHPC'99. Proc. Of the Int. Sorption Heat Pump Conf. pp 13-24. Munich, Germany, March 24-26, 1999.
- [20] LU Zhen, FAN Lin, CAO Weihua and LI Daqing. Development of absorption technologies with lithium bromide in china. ISHPC'99. Proc. Of the Int. Sorption Heat Pump Conf. pp 45-49. Munich, Germany, March 24-26, 1999.

- [21] L. W. Burgett, M. D. Byars and K. Schultz. Absorption systems : The future, more than a niche?. ISHPC'99. Proc. Of the Int. Sorption Heat Pump Conf. pp 13-24. Munich, Germany, March 24-26, 1999.
- [22] Site Internet de la société TRANE (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.trane.com/>
- [23] Site Internet de la société YORK (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.york.com/products/esq/>
- [24] Site Internet de la société CARRIER (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.global.carrier.com/>
- [25] Site Internet de la société SOFFIMAT (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.soffimat.fr/>
- [26] Site Internet de la société ENTROPIE (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.entropie.com/>
- [27] Site Internet de la société YAZAKI (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.yazakienergy.com>
- [28] Site Internet de la société DUNHAM-BUSH (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.dunham-bush.com/compressorized.html>
- [29] Site Internet de la société McQUAY (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : http://www.mcquay.com/eprise/main/mcquaycom/MQC_HomePage/HomePage
- [30] Site Internet de la société SANYO (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://kuchosys.sanyo.co.jp/eng/abs.html>
- [31] Site Internet du Gaz Research Institute (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : http://www.gri.org/gas_cooling/html/pr/prabs.html
- [32] H. Foerster. Latest progree in absorption refrigerating engineering. IIF/IIR - Commissions B2, C2, D1, D2/3 - Dresden (Germany) 1990 pp 443-450.
- [33] R. Yang and P-L. Wang. A simulation study of performance evaluation of single-glazed and double-glazed collectors/regenerators for an open-cycle absorption solar cooling system. Solar Energy. Vol 71. N° 4, pp 263-268,2001.
- [34] P. Ortega et N. Munsch. « Réalité économique de l'offre Climo'gaz avec Gaz de France ». Climatisation, ventilation, Conditionnement d'air n°6, pp 28-29, juin 2001.
- [35] P. Ortega et N. Munsch. « Climatisation dans le tertiaire : Halec SA à Grenoble a opté pour le gaz ». Climatisation, ventilation, Conditionnement d'air n°6, pp 30-31, juin 2001.
- [36] P. Ortega et N. Munsch. « 900 m² climatisés au gaz à Dijon : la solution gaz séduit un décideur du BTP ». Climatisation, ventilation, Conditionnement d'air n°6, pp 32-33, juin 2001.
- [37] O. Roulette. Exemples d'application de la climatisation au gaz naturel. SFT-Journée d'étude « le froid à sorption ». 14 janvier 1999.
- [38] Climatisation au gaz : déjà, un classique !. Supplément Energie Plus n°271 du 15 septembre 2001.
- [39] J.L. Deveautour. Intérêt économique des machines à absorption. Rev. Gen. Froid n°993 pp 35-38, mai 1999.
- [40] J.L. Deveautour. Les machines à absorption disponibles en France. Rev. Gen. Froid n°990 pp 55-59, janvier-février 1999.
- [41] Mad l'Outil Froid, dossier spécial « Climatisation au gaz », n°17 pp 25-50, décembre 1999.
- [42] Energies & matières premières. Prix des énergies. Site Internet du Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie. (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.minefi.gouv.fr/minefi/pratique/energie/index.htm>
- [43] Energies & matières premières. Prix du gaz et de l'électricité en Europe. Site Internet du Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie. (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.minefi.gouv.fr/minefi/pratique/energie/index.htm>
- [44] Mad l'Outil Froid, dossier spécial « Climatisation au gaz », n°38 pp 49-66, janvier/février 2002.
- [45] S. Gopalharayanan, G. D. Rolotti. Total Equivalent Warming Impact of R22 alternatives in air-conditioning and heat pump applications. "1999 ASHRAE Winter meeting". CH-99-22-3, pp 1-7 January 24-27, Chicago.

- [46] J. R. Sand, S. K. Fischer and V. D. Baxter. Comparison of TEWI for fluorocarbon alternative refrigerants and technologies in residential heat pumps and air-conditioning. . "1999 ASHRAE Winter meeting". CH-99-22-1, pp 1-9 January 24-27, Chicago.
- [47] Z. Ure CB. Beggs. TEWI Evaluation of Heat Driven Refrigeration Systems. Heat Powered Cycles Conference, Nottingham University, Sept. 1997, P. 242 - 255
- [48] Assessment of potential for the saving of carbon dioxide emissions in European building stock. Site Internet de Euroace (European Alliance of Companies for Energy Efficiency in Buildings). (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.euroace.org/>.
- [49] Key World Energy Statistics 2001. Site Internet de IEA (International Energy Agency). (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.iea.org/index.html>.
- [50] T. Kaarsberg, R.Fiskum, J.Romm, A. Rosenfeld, J Koomey and W.P.Teagan. 1998. "Combined Heat and Power (CHP or Cogeneration) for Saving Energy and Carbon in Commercial Buildings." In Proceedings of the ACEEE 1998 Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, vol. 9, Washington, D.C.: American Council for an Energy-Efficient Economy
- [51] E. Willers, M. Groll, C. Kulick, F. Meunier, C. Mostofizadeh, P. Neveu, M. Wierse. Dynamic modelling of a liquid absorption system. ISHPC'99. Int. Sorption Heat Pump Conf., pp 181-185. Munich, Germany, March 24-26 1999.
- [52] M. Duminil. Systèmes à absorption, à adsorption et thermochimiques en vue de la climatisation. Revue Générale du Froid, (dec. 1990).

NOMENCLATURE

x_{H_2O} , x_{LiBr} , x_c , x_d , x_r , x_p ,	titre (en eau, en Libr, sol. concentrée, diluée, riche, pauvre)	[-]
ε	efficacité (échangeur)	[-]
T_m , T_h , T_b	température (moyenne, haute, basse)	[K]
P	pression	[mbar]
h	enthalpie massique	[J/kg]
\dot{m} , \dot{c} , \dot{d} , \dot{r} , \dot{p}	débit masse (frigorigène, sol. concentrée, diluée, riche ou pauvre)	[kg/s]
\dot{Q}_{des} , \dot{Q}_{abs} , \dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_{cond}	quantité de chaleur (désorbeur, absorbeur, évaporateur, condenseur)	[W]
\dot{W}	travail	[W]
COP , COP_c	Coefficient de performance (de Carnot)	[-]
η_{ex}	rendement exergétique	[-]