

## LES FUITES THERMIQUES EN REFRIGERATION SOLAIRE (THERMAL LOSSES IN SOLAR REFRIGERATION)

J. FLECHON et F. MACHIZAUD

*Laboratoire de Physique des Dépôts Métalliques, Université de Nancy 1, C.O. 140,  
54037 Nancy Cédex (France)*

(Reçue le 15 octobre 1981; en version révisée le 3 février 1982)

### Résumé

Nous montrons comment les fuites thermiques conditionnent le fonctionnement d'un réfrigérateur solaire. Après un rappel des précédentes études, nous précisons les paramètres intervenant au cours d'une réfrigération réelle et décrivons les expériences qui portent sur un couple à absorption solide  $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ . Afin de rendre possibles les calculs de pertes, l'échantillon à refroidir est une masse d'eau déterminée dont l'importance comparée à la valeur en eau de l'évaporateur modifie les fuites thermiques et le rendement de l'appareil. L'intermittence des phases génératrices de frigorigène entraîne une optimisation du montage pour l'adapter à un emploi possible en zone tropicale.

### Abstract

We show how the thermal losses determine the functioning of a solar refrigerator. After recalling preceding studies we define the parameters involved in an actual refrigeration and describe experiments carried out on a  $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$  solid absorption couple. In order to calculate the losses, the sample to be cooled is a measured weight of water, the amount of which, compared with the water-value of the evaporator, modifies the thermal losses and the efficiency of the apparatus. The intermittence of the frigorigene regeneration phases requires optimisation of the apparatus so as to adapt it for possible use in tropical zones.

---

### 1. Introduction

La réfrigération solaire par absorption intermittente est astreinte à un certain nombre de servitudes liées à l'imposition d'un rythme chauffage-refroidissement solidaire du cycle solaire apparent. L'expérimentateur est contraint d'adapter son dispositif d'utilisation du rayonnement à cette

succession imposée dans le temps. Cette exigence entraîne deux conséquences: la première rend nécessaire une optimisation du montage en fonction de la quantité et de la qualité des frigories dont on a besoin au regard de l'énergie incidente, et la seconde conduit à d'inévitables pertes thermiques d'autant plus importantes que le cycle de réfrigération porte sur 24 heures.

Nous examinons l'incidence de ces fuites thermiques sur la qualité du froid obtenu, sa quantité et le rendement énergétique du montage lorsqu'on modifie la masse des denrées à conserver.

## 2. La réfrigération solaire

### 2.1. Rappel des précédentes études [1 - 3]

Le réfrigérateur à absorption travaillant sur 1 cycle par 24 heures semble le mieux adapté aux possibilités et aux limites offertes par le rayonnement solaire.

C'est sur ce rythme que nous avons travaillé en laboratoire en simulant l'apport d'énergie rayonnante par un chauffage électrique du générateur durant 6 heures afin de provoquer la dissociation du couple frigorigène puis l'absorption durant 18 heures dans une ambiance de 20 à 25 °C analogue au comportement nocturne en zone tropicale.

Le phénomène retenu est l'absorption sèche à partir des ammoniacates dérivés du chlorure de calcium [4]. L'énergie électrique apportée quotidiennement au sel est de 5 kWh soit sensiblement le rayonnement solaire global couvrant un mètre carré dans la zone considérée. De même, nous utilisons 2 kg de  $\text{CaCl}_2$  anhydre qui après opérations convenables fixent 2,45 kg d'ammoniac sous forme d'octoammoniacate  $\text{CaCl}_2,8\text{NH}_3$  dont  $6\text{NH}_3$  seulement sont séparables du sel dans les conditions de température imposées, soit 1,8 kg ou 3 litres de liquide [3] en supposant que cette limite soit atteinte — il est plus naturel de raisonner sur les volumes puisqu'une lecture directe dans un tube de verre épais relié au condenseur permet de les connaître.

Or, la brièveté imposée de l'insolation réduit la quantité de frigorigène actif à un litre d'ammoniac — soit 600 g — pour 2 kg de chlorure de calcium anhydre. Cette quantité est largement fonction de la température du condenseur. En effet, plus la température de ce dernier est élevée, plus la pression est forte au-dessus de l'ammoniacate et, en accord avec la loi de Le Chatelier, moins d'ammoniac est libéré.

Comme l'absorption nocturne n'est pas limitative, c'est une quantité fixe d'environ 150 frigories qui seront disponibles à l'évaporateur. Elles seront utilisées à refroidir l'eau et à compenser les fuites thermiques. En effet, d'après les règles pour machines frigorifiques [5] l'enthalpie de l'ammoniac vapeur est, à 30 °C, de 407,43 kcal/kg, celle du liquide à 30 °C 133,84 kcal/kg, soit par différence 273,59 kcal/kg qui représentent la chaleur latente de vaporisation de l'ammoniac. Comme nous disposons seulement de 600 g de frigorigène pour 2 kg de  $\text{CaCl}_2$ , la chaleur latente dégagée par la condensa-

tion est  $273,59 \times 0,6 = 164,154$  kcal. Or, nous raisonnons sur 600 g de liquide dont l'évaporation va retirer de la chaleur à l'évaporateur. C'est l'inverse de la situation envisagée dans le calcul précédent. Pour marquer ce fait, nous appellerons frigorie la kilocalorie cédée au liquide pour lui permettre de s'évaporer et nous dirons que le pouvoir réfrigérant total du litre d'ammoniac pris dans les conditions de la zone tropicale est  $F_0 = 150$  frigories (kcal), car tous les calculs présentés dans ce genre de recherche ne peuvent prétendre à une précision supérieure à 10%.

Le problème est donc d'examiner comment sont utilisées ces possibilités de réfrigération. Nous pouvons faire abstraction du générateur qui, dans tous les cas, absorbera le frigorigène évaporé puisque nous avons montré [3] que les possibilités d'absorption nocturne d'ammoniac durant 18 heures dépassent toujours celles de libération de frigorigène, nécessairement limitées aux 6 heures d'insolation efficace, en supposant un ciel clair au-dessus du capteur.

## 2.2. Conditions de réfrigération

Le réfrigérateur précédemment décrit [3] va devenir actif durant 18 heures, le générateur absorbant 1 litre d'ammoniac. Le froid produit dans l'évaporateur, soit  $F_0$  correspondant à la chaleur latente de vaporisation de 1 litre d'ammoniac, servira à :

abaisser la température d'une masse donnée d'eau choisie comme étalon permettant de mesurer le froid utilisable  $F$ ,  
refroidir les parois de l'évaporateur,  
s'opposer à l'irruption de la chaleur issue du milieu extérieur soit aux pertes de froid que nous appellerons fuites thermiques  $\phi$ .

Il s'agit d'évaluer  $F$  en quantité par le nombre de kilocalories prises à l'eau et en qualité par leur écart à l'ambiante  $\Delta_a$ , d'en déduire  $\phi$  et de définir un coefficient de qualité  $Q$  du réfrigérateur en modifiant la masse d'eau soumise au refroidissement et en tenant compte du réchauffement diurne de l'eau:  $\Delta_r$  durant les six heures de dissociation.

Plus  $\Delta_a$  est grand et plus  $\Delta_r$  sera petit, plus le réfrigérateur sera efficace. Nous poserons donc par définition du facteur de qualité de l'appareil :

$$Q = \frac{F \Delta_a}{F_0 \Delta_r}.$$

Dans une première approche, nous définissons un rendement brut  $r_b = F/F_0$  en supposant la masse  $M$  d'eau prise à l'ambiante  $\theta_a$  à 15 heures et refroidie à  $\theta_n$  durant la nuit :

$$F = M(\theta_a - \theta_n).$$

Le rendement net  $r_n = F/W_e$  fait intervenir les deux extrémités de la chaîne: à l'entrée, l'énergie électrique  $W_e$  fournie par le secteur en 6 heures de chauffage simulant l'apport énergétique solaire, et à la sortie, le nombre de frigories utilisables pour le refroidissement de la masse d'eau placée comme étalon dans l'évaporateur. On peut écrire :

$$r_n = \frac{F_0}{W_e} \times \frac{F}{F_0} = r_{ch} \times r_b,$$

égalité classique où intervient le produit de deux rendements:  $r_{ch}$  = rendement diurne ou du générateur (chauffage de  $\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$ ), et  $r_b$  = rendement nocturne ou de l'évaporateur.

En régime permanent, c'est-à-dire, après quelques jours durant lesquels alternent régulièrement 6 heures de chauffage et 18 heures de refroidissement, le rendement diurne est sensiblement constant:

$$r_{ch} = \frac{F_0}{W_e} = \frac{150 \times 4,18}{5 \times 3600} = 3,5\%.$$

En effet, la quantité d'ammoniac libéré durant le jour ne dépasse pas 1 litre, bien qu'on pourrait en extraire trois fois plus si le temps de chauffe n'était pas limité.

### 2.3. Expériences

Nous rappelons (Fig. 1) le schéma de l'appareil utilisé. La chambre froide est une enceinte en bois de dimensions extérieures 0,60 m × 0,50 m ×

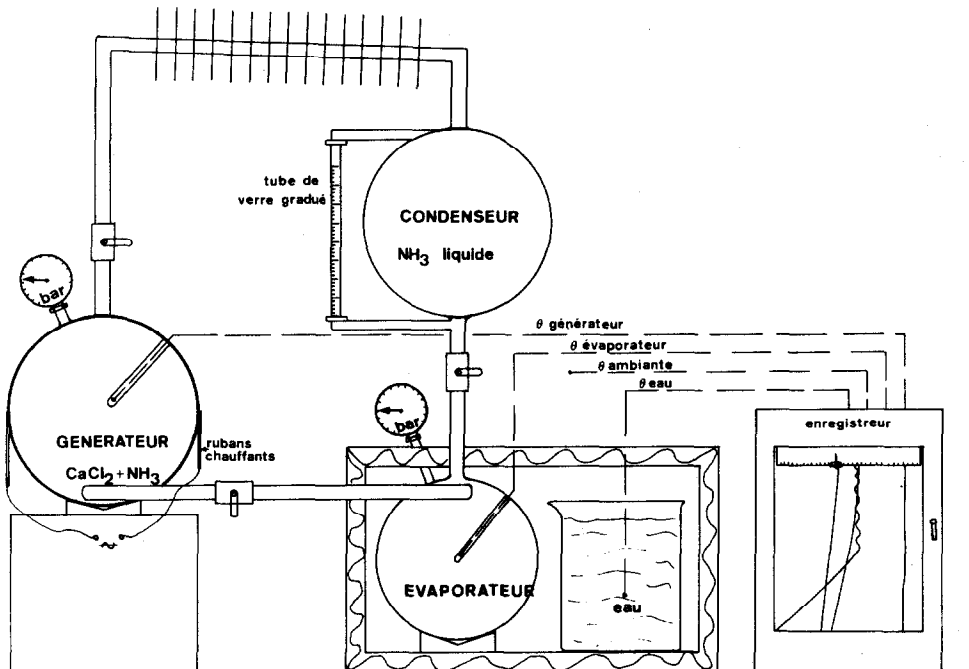


Fig. 1. Montage utilisé au laboratoire. (Apparatus used in the laboratory.)

0,30 m avec des parois en mousse de polyuréthane de 7,5 cm d'épaisseur de coefficient de conductivité thermique  $\lambda = 32 \times 10^{-3} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ .

La loi de Newton,

$$W = \lambda \frac{S}{e} (\theta_a - \theta_e)$$

( $\theta_a$  = température ambiante,  $\theta_e$  = température de l'évaporateur), appliquée au problème du mur, nous permet d'évaluer sur un cycle de 24 heures les fuites thermiques dues à la conduction pour un écart à l'ambiante de  $10^\circ \text{C}$ . Un calcul simple conduit à 50 kcal/jour. Légitimons brièvement ce résultat. Les dimensions intérieures de l'évaporateur sont sensiblement  $0,50 \text{ m} \times 0,40 \text{ m} \times 0,20 \text{ m}$ ;  $S = 0,75 \text{ m}^2$ ;  $e \approx 10 \text{ cm}$ ;

$$W_{\text{jour}} = \frac{32 \times 10^{-3} \times 3 \times 10 \times 86\,400}{4 \times 0,1} \frac{1}{4,18 \times 10^3} \text{ kcal/jour}$$

$$= 50 \text{ kcal/jour.}$$

Si nous comparons ce calcul aux pertes réelles (Tableau 1), nous constatons combien l'expérimentation réelle est nécessaire pour écarter les prévisions optimistes.

La théorie suppose en effet une enceinte parfaite, aux parois homogènes sans liaisons externes alors qu'en fait un couvercle horizontal mobile coiffe l'évaporateur qui est nécessairement relié au condenseur et au générateur, métalliques et chauds, par des tubes d'acier, excellents conducteurs thermiques.

De même l'évaporateur ne peut en aucun cas être comparé à un type commercial: le passage de la dissociation à la régénération se produit de manière quasi-réversible et une large surface libre de frigorigène liquide doit exister si l'on veut faciliter la vaporisation.

Durant la nuit, les parois de l'évaporateur peuvent être portées à une température inférieure à zéro degré, mais les échanges thermiques avec l'eau sont lents et un gradient de température existe toujours entre l'eau et la paroi réfrigérante. Il est d'autant plus élevé qu'augmente la masse d'eau.

TABLEAU 1

Les pertes réelles (les frigories utiles et les frigories perdues)

Quantité d'eau (l)	2	4	6	8	10	12
<i>Première nuit</i>						
Frigories utiles	30	50	70	85	100	110
Frigories perdues	120	100	80	65	50	40
<i>Régime permanent</i>						
Frigories utiles	20	30	40	50	50	50
Frigories perdues	130	120	110	100	100	100

A 9 heures, le générateur contenant l'octoammoniacate est chauffé électriquement jusqu'à 15 heures, 1 litre d'ammoniac est libéré.

A 15 heures, une masse d'eau prise à la température ambiante et variant de 2 à 12 litres est introduite dans l'évaporateur. L'absorption — donc l'évaporation — commence et l'eau se refroidit jusqu'au lendemain à 9 heures où une horloge à contact remet le courant pour procéder à un nouveau cycle durant lequel l'eau va se réchauffer puis, à partir de 15 heures, se refroidir.

Afin d'évaluer l'importance des fuites thermiques, nous laissons l'eau durant plusieurs jours dans l'évaporateur.

### 3. Résultats et discussion

#### 3.1. Résultats

Le Tableau 2 consigne les températures de la masse d'eau, observées dans l'évaporateur aux deux temps critiques de la réfrigération, soit à 15 heures en fin de dissociation de l'octoammoniacate et le lendemain à 9 heures au terme de l'évaporation, ce qui correspond au maximum de l'écart de température de l'eau à refroidir, associé aux fuites thermiques de l'ensemble eau-enveloppe caractérisant cet écart, puis, pour les cycles suivants, la remontée diurne suivie du refroidissement nocturne mais où domine cette fois, les fuites thermiques.

*Remarque liminaire pour la lecture du Tableau 2:* L'expérience a lieu dans une salle non thermostatée qui, suivant le temps du jour, est éclairée ou non par le soleil. Ceci signifie que pour une température ambiante lue à un instant donné, les résultats constatés à l'évaporateur ne sont pas toujours les mêmes. Le thermomètre est au 1/10 de degré. Nous ne pouvons d'autre part relater sur le Tableau 2 toutes les expériences faites réellement. C'est pourquoi il faut considérer les températures consignées comme des exemples et les moyennes comme des ordres de grandeur. Les paramètres intervenant dans ce genre de recherche sont nombreux et si l'on tient compte du but poursuivi (obtenir un froid utilisable dans les contrées tropicales privées d'électricité) il est inutile d'affiner davantage les mesures. De même, le calcul des coefficients de perte ne peut prétendre qu'à une signification qualitative.

#### 3.2. Les premières 24 heures

##### 3.2.1. Refroidissement au cours de la première nuit

La Figure 2 montre comment varie l'écart à l'ambiante en fonction de la masse d'eau à refroidir au cours de la première nuit. Pratiquement, ce facteur est essentiel puisque c'est celui qui intéresse l'utilisateur pour les besoins domestiques. Il s'agit en effet, en ambiance tropicale, d'abaisser le plus possible la température de la nourriture. Naturellement, cet écart diminue d'autant plus que la masse augmente, mais comme les fuites thermiques diminuent lorsqu'on se rapproche de l'ambiante, l'évaporation de l'ammoniac reste efficace même avec d'importantes quantités d'eau.

TABLEAU 2

Les températures ambiantes et de la masse d'eau\*

Veille 15 h				Lendemain 9 h			
$\theta_a$	$\theta_e$	$\theta_a - \theta_e$	$\theta_e 16h - \theta_e 9h$ (échauff. diurne)	$\theta_a$	$\theta_e \text{ min}$	$\theta_a - \theta_e$	$\theta_e 16h - \theta_e 9h$ (refroidissement veille-lendemain)
<i>2 litres d'eau</i>							
23	22	1		22	6,9	15,1	<u>15,1</u>
25	18,7	6,3	11,8	23	7,9	15,1	<u>10,8</u>
24,5	18,3	6,2	10,4				
<i>4 litres d'eau</i>							
24,5	21,7	2,8		23	9	14	<u>12,7</u>
23	17	6	8	20	7,1	12,9	<u>9,9</u>
20	13,8	6,2	6,7	20	6	14	7,8
23	14,6	8,4	8,6				
<i>6 litres d'eau</i>							
23	20,5	2,5		21	9,4	11,6	<u>11,1</u>
25	15,5	9,5	6,1	21	8,2	12,8	<u>7,3</u>
25	15,7	9,3	7,5				
<i>8 litres d'eau</i>							
25	23	2		22	12,2	9,8	<u>10,8</u>
25,5	17,4	8,1	5,2	21	10,5	10,5	<u>6,9</u>
24	15,6	8,4	5,1				
<i>10 litres d'eau</i>							
25	24,2	0,8		23	13,9	10,1	<u>10,3</u>
26	18,4	7,6	4,5	23	12	11	<u>6,4</u>
23	16,2	6,8	4,2	22,5	10,8	11,7	5,4
24	15,8	9,2	5	21,5	10,4	11,1	5,4
25	15,9	9,1	5,5	22	10,8	11,2	5,1
25	15,6	9,4	4,8	23	11,1	11,9	4,5 robinet fermé
25,5	16,5	9	5,4	23	11,3	11,7	5,2 9 h.
<i>12 litres d'eau</i>							
23,5	22,3	1,3		21	13	8	<u>9,3</u>
23	16,7	6,3	3,7	21,5	10	11,5	<u>6,7</u>
25	15,1	9,9	5,1	22	11	11	4,1

\* Les nombres soulignés correspondent à des moyennes.

### 3.2.2. Réchauffement diurne de l'évaporateur

Nous avons vu que l'emploi du réfrigérateur solaire à absorption intermittente ne peut éviter le réchauffement diurne de la substance étudiée. Le réchauffement se produit par conduction à travers l'isolant ainsi que le long des tuyaux d'acier reliant l'évaporateur au condenseur et au générateur, par convection de l'air ambiant. La Fig. 3 montre que ce réchauffement diminue lorsque croît l'importance du volant thermique représenté par l'eau.

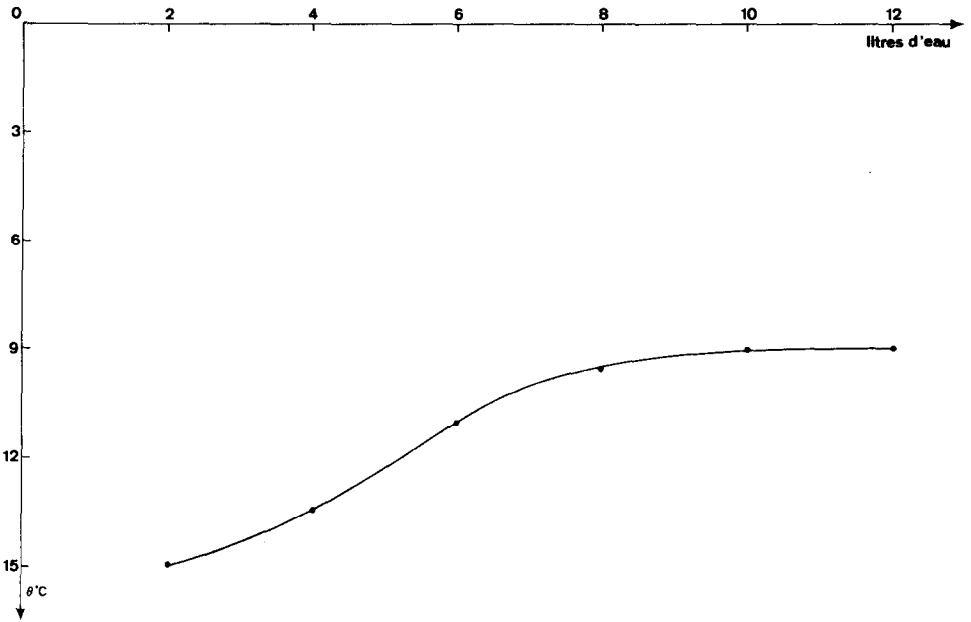


Fig. 2. Ecart de température maximum à l'ambiante;  $f$  = masse d'eau. (Maximum difference with respect to ambient temperature;  $f$  = mass of water.)

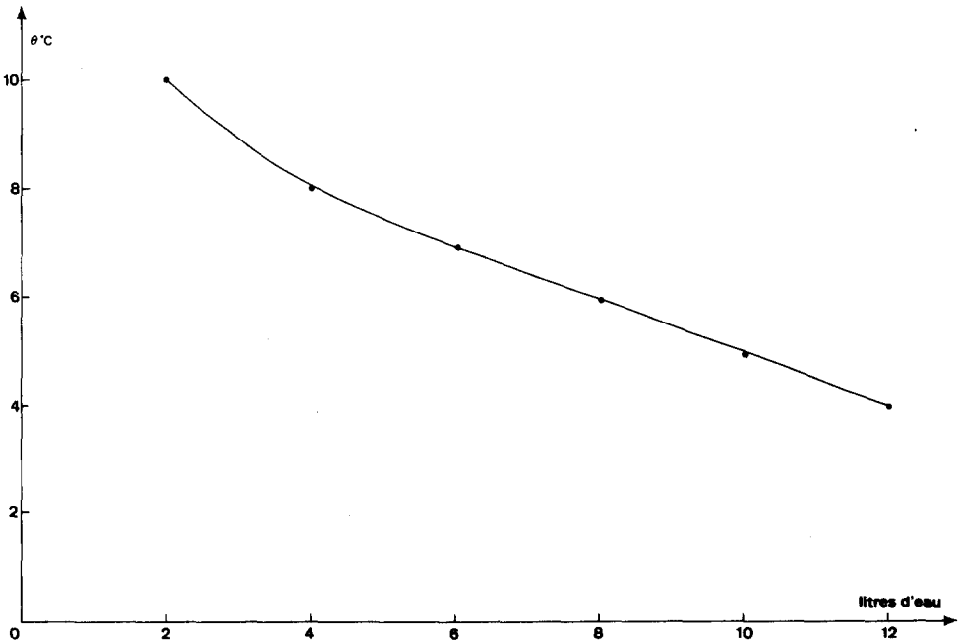


Fig. 3. Réchauffement diurne de l'eau en fonction de sa masse. (Diurnal re-heating of the water as a function of its mass.)



### 3.2.3. Rendements et facteur de qualité

La Fig. 4 souligne la croissance quasi-linéaire du rendement brut — donc du rendement net — avec la masse d'eau isolée dans l'évaporateur. Ceci correspond au rapport des capacités calorifiques de l'eau et du métal formant l'évaporateur. La quantité de frigories disponibles chaque nuit est sensiblement constante — en insolation normale. Elle n'a d'intérêt que dans la mesure où elle intervient dans une réfrigération utilisable. La définition que nous avons posée pour le facteur de qualité s'accorde convenablement avec la variation du rendement. En effet, la Fig. 5 souligne la variation quasi-linéaire de  $Q$  avec la masse d'eau. Il convient naturellement de se fixer un minimum à la fois pour l'écart à l'ambiante et le réchauffement diurne, minima en deçà desquels les conditions de réfrigérations ne sont plus satisfaites.

En particulier, l'écart à l'ambiante à la fin du régime de chauffe augmente avec la masse d'eau. La Fig. 6 définit la variation de cet écart. Elle complète les Figs. 2 et 3. L'ensemble permet de conclure qu'une faible quantité de matière à refroidir subit les plus fortes variations thermiques: important refroidissement nocturne, large réchauffement diurne. Ces conditions paraissent totalement inadaptées à la conservation des denrées périssables.

La conséquence immédiate est le caractère très particulier de la réfrigération solaire. Nous avons précédemment montré [3] qu'une installation solaire domestique exigeait de fortes quantités d'absorbant et de frigori-

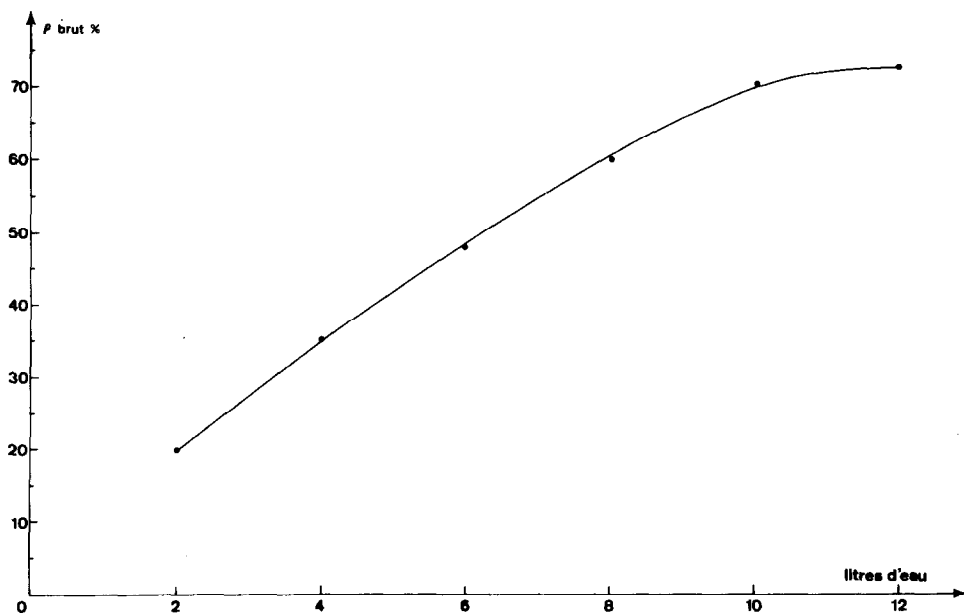


Fig. 4. Rendement brut du réfrigérateur avec la quantité d'eau présente dans l'évaporateur. (Uncorrected efficiency of the refrigerator with respect to the quantity of water present in the evaporator.)

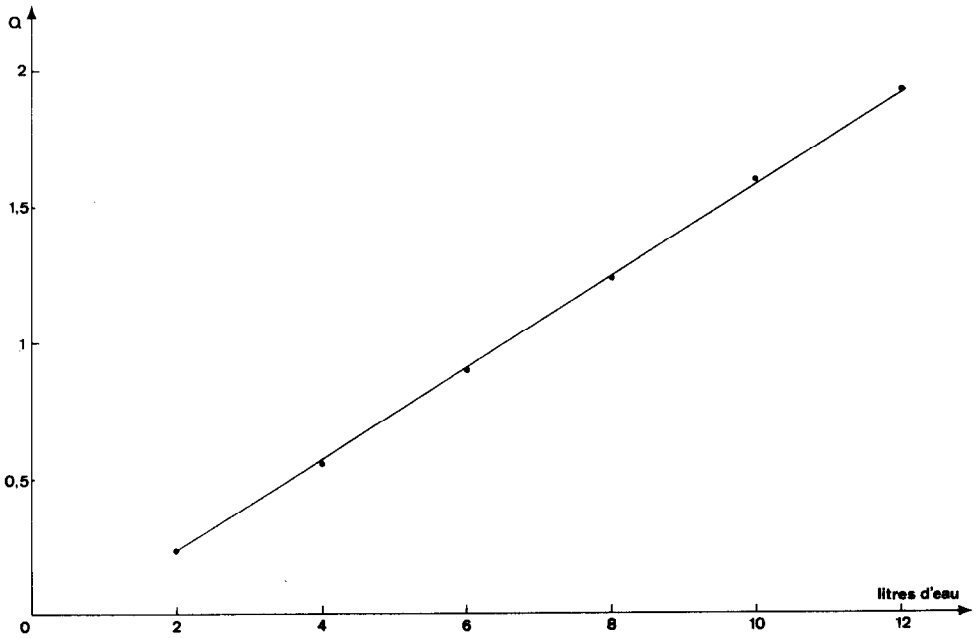


Fig. 5. Variation du facteur de qualité. (Variation of the quality factor.)

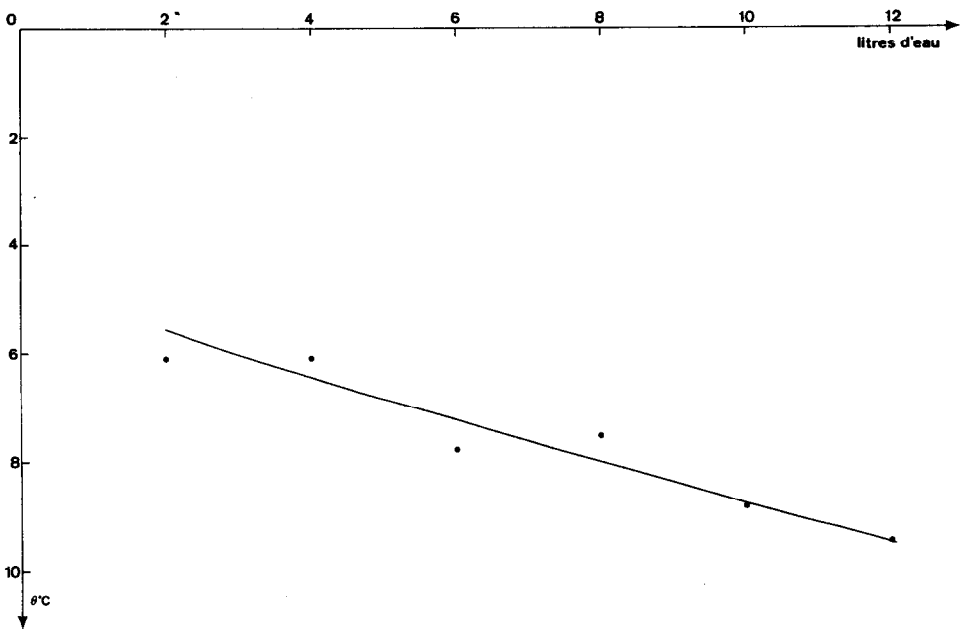


Fig. 6. Ecart de température minimum à l'ambiante. (Minimum difference with respect to ambient temperature.)

gène dont un maximum de 30% servait effectivement à la réfrigération, nous constatons qu'existe un optimum de la masse à refroidir pour utiliser au mieux les possibilités du réfrigérateur solaire.

Par exemple, dans le cas de nos expériences, la température de 2 litres d'eau peut être portée à 15 °C en-dessous de l'ambiante, mais elle s'élève de 10 °C durant le jour, alors que celle de 12 litres ne diminue que de 9 °C mais ne varie que de 4 °C au cours de la dissociation de l'ammoniacate.

### 3.3. *Le régime stationnaire*

Il s'agit d'examiner, sur plusieurs jours, les variations de température d'une masse d'eau initialement prise à l'ambiante et laissée dans l'évaporateur afin d'apprécier l'importance relative des frigories destinées à compenser les fuites thermiques et de celles effectivement utilisées à la réfrigération.

Dans ce but, nous avons laissé durant une semaine, 10 litres d'eau dans l'évaporateur sans cesser de les refroidir. Nous avons constaté qu'après 48 heures se créait un régime sensiblement stationnaire comportant à 9 h un écart à l'ambiante sensiblement fixe soit 11,5 °C, un refroidissement de 5 °C entre la veille à 15 h et le lendemain, et naturellement un échauffement diurne de la même quantité.

Ceci permet d'évaluer la part prise par les fuites thermiques. Sur 150 frigories disponibles, 50 servent effectivement à la réfrigération et 100 sont absorbées par les fuites thermiques.

Le Tableau 1 donne, pour chaque volume d'eau refroidi, les frigories utiles et les frigories perdues.

La Fig. 7 permet de comparer les fuites thermiques consécutives au premier refroidissement à celles caractérisant le régime permanent. Ces dernières sont largement supérieures aux autres. La différence s'explique par l'écart à l'ambiante toujours plus important lorsque l'eau est maintenue à basse température dans l'évaporateur.

## 4. Evaluation des fuites thermiques

### 4.1. *Méthode*

Le problème général de l'évaluation des fuites thermiques dans un réfrigérateur solaire peut être posé de la manière suivante: étant donnée une enceinte isolée recevant un apport de frigories en fin de journée et durant la nuit, sa température s'abaisse tandis que la chaleur ambiante traverse lentement ses parois. Au cours de la journée suivante toute réfrigération cesse dans l'évaporateur dont la température s'élève peu à peu par suite de la modification de l'ambiante et de la proximité du générateur siège de la dissociation de l'absorbant sous l'influence du rayonnement solaire.

Il convient d'examiner la variation de la température à l'évaporateur dans les deux cas suivants:

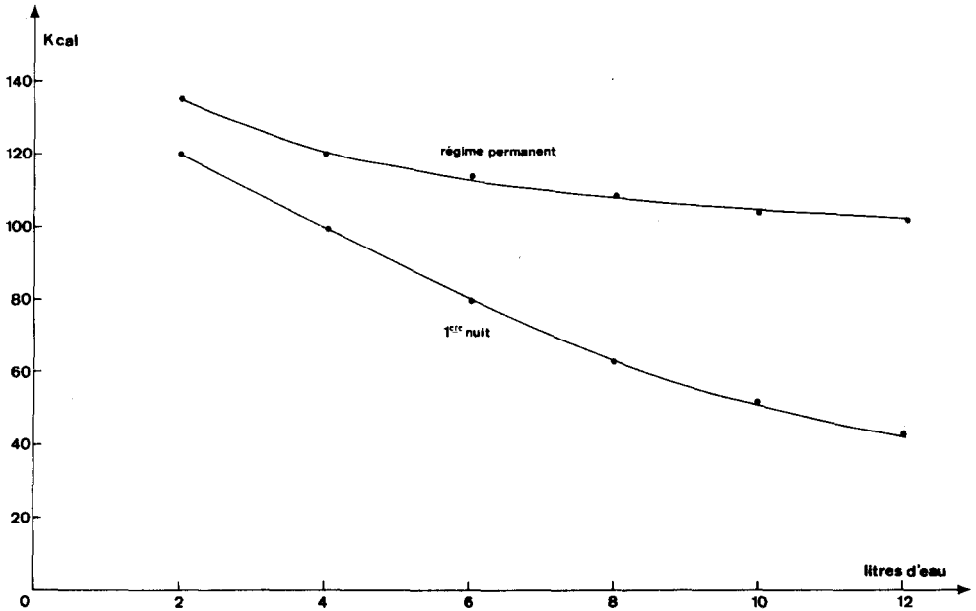


Fig. 7. Fuites thermiques: première nuit et régime permanent. (Thermal losses: first night and permanent regime.)

(1) la substance à réfrigérer prise à l'ambiante est introduite dans l'appareil en fin de journée, c'est le premier bilan nocturne ou régime transitoire,

(2) la substance est laissée dans l'appareil durant plusieurs jours, c'est le régime permanent.

Il s'agit de définir une relation entre l'écart de température ambiante — évaporateur ( $\theta_a - \theta_e$ ) sur la valeur des pertes de froid  $F_p$  (frigories perdues).

#### 4.2. Etude d'un exemple (10 litres d'eau dans l'évaporateur)

Soit  $x$  la capacité calorifique de l'évaporateur. La Fig. 8 définit l'évolution de  $\theta_e$  dans les deux cas indiqués en supposant cette variation linéaire en fonction du temps et une température ambiante fixe soit 25 °C.

Connaissant  $F_p$ , le nombre de frigories perdues, il suffit de chercher une règle analogue à la loi de Newton précisant les fuites thermiques en calorimétrie, soit dans le cas retenu:

$$F_p = (10 + x)K(\theta_a - \theta_e)^n$$

$K$  étant un coefficient de perte caractérisant le système eau-évaporateur dans les deux régimes puisque le contenant et le contenu sont définis,  $n$  une puissance à déterminer.

La première nuit, l'écart moyen à l'ambiante est d'environ 5 °C [1], durant les nuits suivantes il est sensiblement le double soit 10 °C [2]; nous pouvons donc écrire en nous référant au Tableau 1:

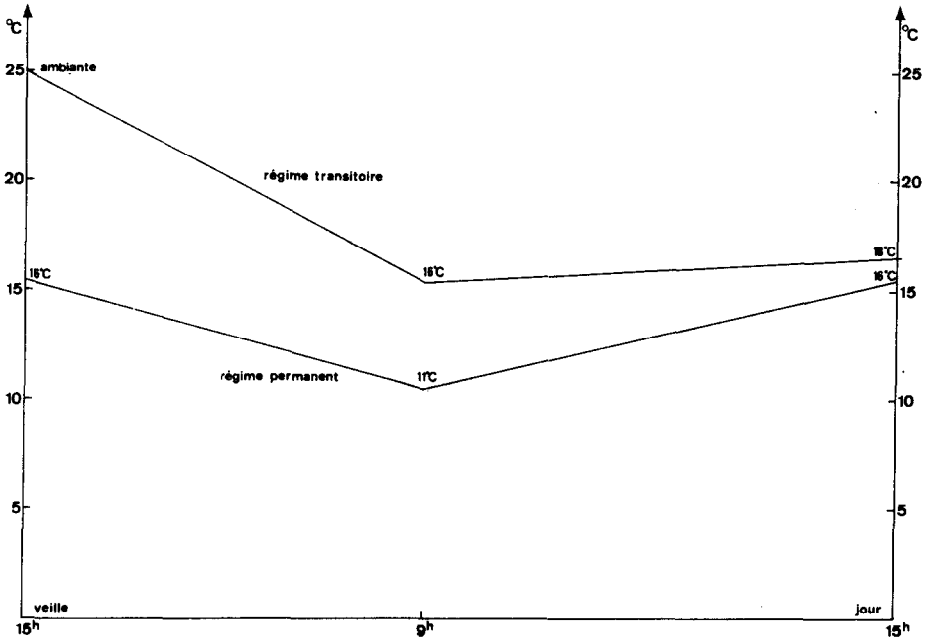


Fig. 8. Variation de température de l'eau dans l'évaporateur. (Temperature variation of water in the evaporator.)

$$50 = (10 + x)K_{10} \times 5 \quad \left. \vphantom{50} \right\} \text{d'où } n = 1 \quad (1)$$

$$100 = (10 + x)K_{10} \times 10 \quad (2)$$

Nous pouvons donc énoncer une règle conforme aux observations calorimétriques:

*Un réfrigérateur en fonctionnement est le siège de fuites thermiques proportionnelles à l'écart moyen entre l'ambiante et la température de la substance à refroidir.*

Cela signifie physiquement qu'il convient de réduire au maximum la constante de proportionnalité dans l'expression de la loi de Newton:

$$W = \lambda \frac{S}{e} (\theta_a - \theta_e).$$

Comme on s'impose  $\theta_a - \theta_e$  ainsi que  $S$  pour obtenir un volume utile suffisant, on ne peut jouer que sur l'épaisseur de l'isolant et le coefficient de conductivité thermique.

#### 4.3. Capacité calorifique de l'évaporateur et coefficient de perte

L'examen des frigories perdues en régime permanent montre que l'emploi de 10 puis 12 litres d'eau conduit à des pertes thermiques analogues et à un rapport (utilisation/pertes) constant. En vue d'évaluer la

capacité calorifique de l'évaporateur, admettons, en première approximation, l'égalité des coefficients de perte  $K_{10}$  et  $K_{12}$ ; cela nous permet d'exprimer les pertes thermiques de deux manières:

$$100 = (12 + x)K_{12} \times 9 = (10 + x)K_{10} \times 10$$

soit  $x = 8$ .

L'ensemble de l'évaporateur isolé est donc équivalent à 8 litres d'eau, quantité qui ne peut être considérée que comme un ordre de grandeur. En particulier, la masse métallique réelle a une conductivité importante la rendant prépondérante pour les fuites thermiques lorsque la quantité d'eau sera faible.

Il est donc à prévoir que le coefficient de perte va diminuer lorsqu'on augmentera la masse d'eau. C'est ce que vérifie l'expérience aussi bien lors de la première nuit qu'en régime permanent. A partir des Tableaux 1 et 2, il est possible de calculer les coefficients  $K_2, K_4, \dots$  explicitant les pertes thermiques en n'oubliant pas qu'ils n'ont qu'une définition approchée et une signification qualitative compte tenu des fluctuations possibles observées sur les résultats au cours de mesures analogues.

Soit:

$$120 = (2 + x)K_2 \times 7,5$$

$$130 = (2 + x)K_2 \times 10$$

$$100 = (4 + x)K_4 \times 8,5$$

$$120 = (4 + x)K_4 \times 10$$

$$80 = (6 + x)K_6 \times 7$$

$$110 = (6 + x)K_6 \times 11$$

$$65 = (8 + x)K_8 \times 6$$

$$100 = (8 + x)K_8 \times 9,5$$

$$50 = (10 + x)K_{10} \times 5$$

$$100 = (10 + x)K_{10} \times 10$$

$$50 = (12 + x)K_{12} \times 4,7$$

$$100 = (12 + x)K_{12} \times 10$$

En faisant  $x = 8$ , nous obtenons pour  $K$  en frigories  $\text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ :

$K_2$	$K_4$	$K_6$	$K_8$	$K_{10}$	$K_{12}$
1,45	1	0,76	0,66	0,55	0,515
$\pm 0,15$	$\pm 0$	$\pm 0,05$	$\pm 0,02$	$\pm 0$	$\pm 0,015$

L'augmentation de la masse d'eau présente dans l'évaporateur dont elle augmente la capacité calorifique se traduit bien par une diminution importante du coefficient de perte. Ainsi l'appareil est utilisé au mieux lorsqu'augmente la masse de substance à refroidir sans oublier cependant que diminue l'écart de l'ambiante. La Fig. 9 représente la variation du coefficient de perte en fonction de la masse d'eau à refroidir.

Notons l'incertitude importante liée au calcul de  $K_2$  (10%) et sa diminution régulière dès qu'augmente la masse en eau. Ceci montre que le calcul de la valeur en eau de l'évaporation n'est légitime qu'à partir des masses d'eau les plus grandes. A défaut de cette précaution, nous aurions pu trouver pour  $x$  des valeurs totalement inadaptées. L'aspect physique du problème traité doit rester un guide.

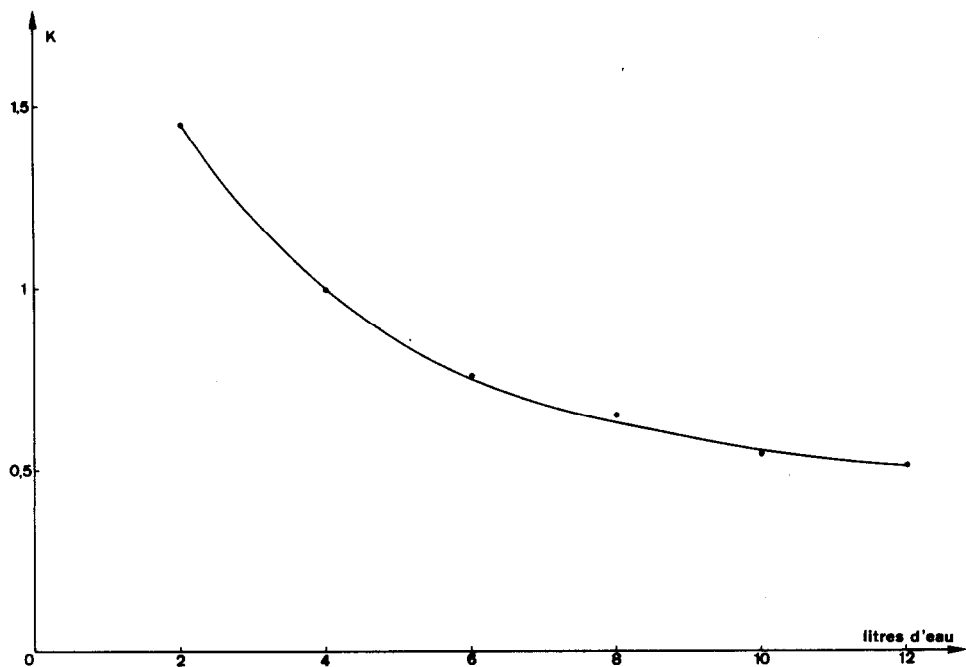


Fig. 9. Variation du coefficient de perte en fonction de la masse d'eau à refroidir. (Variation of the coefficient of loss with respect to the mass of water to be cooled.)

## 5. Conclusion

La réfrigération solaire est caractérisée par le fait que, dans les meilleures conditions, l'apport d'énergie rayonnante est imposé par sa valeur et par son rythme. Ces paramètres entraînent une adaptation rigoureuse de l'emploi de l'appareil à l'énergie incidente, ce qui est à l'opposé de l'usage habituel.

Le calcul d'un réfrigérateur solaire destiné à une ambiance déterminée suppose une définition des performances à atteindre à travers d'importantes fuites thermiques qui vont accentuer la dimension des éléments dont nous

avons déjà montré qu'elle était nécessairement grande, à la fois parce qu'on ne peut utiliser qu'environ 30% du frigorigène présent et que la durée du cycle est impérativement 24 heures.

Un réfrigérateur électrique à compresseur multiplie le nombre des cycles pour obtenir une quantité donnée de frigories. Un réfrigérateur solaire dispose, dans les meilleures conditions, d'une énergie incidente fixe en un temps déterminé; le problème de la transformation de cette énergie en capacité de réfrigération impose une optimisation des organes de captage en liaison avec les besoins de l'utilisateur et, dans tous les cas, une isolation très poussée du générateur et de l'évaporateur afin d'en réduire les fuites thermiques.

En particulier l'examen des Figs. 2, 4 et 6 montre que le rendement brut du réfrigérateur tend vers une limite pour  $V = 12$  litres d'eau, de même que l'écart à l'ambiante de la température de l'enceinte de l'évaporateur.

Si l'on accepte cet écart pour une énergie incidente journalière de 5 kWh correspondant au rayonnement solaire reçu par  $1 \text{ m}^2$ , il faut environ  $4 \text{ m}^2$  de capteur pour refroidir 50 litres d'eau sur un cycle de 24 heures. Il est d'ailleurs à prévoir que les résultats réels seront meilleurs que ceux annoncés car les fuites thermiques d'un petit montage ne sont pas proportionnelles à son aire intérieure mais largement supérieures.

Ainsi une installation domestique en brousse tropicale nécessitera un minimum de  $4 \text{ m}^2$  d'isolateurs pour un volume à refroidir d'environ 150 litres car la capacité calorifique des denrées périssables est inférieure à celle de la même masse d'eau et il convient de ménager un espace libre dans l'évaporateur pour accéder à la nourriture.

Notons que deux usages différents du réfrigérateur sont attendus:

(1) Un emploi sur 24 heures pour refroidir les boissons prises à l'ambiante. Observons que, dans ces conditions, les frigories utiles sont les plus importantes: elles représentent presque trois fois les pertes.

(2) Un emploi prolongé pour conserver la nourriture.

Cette fois les fuites thermiques augmentent et représentent le double du nombre des frigories utiles.

Nous réalisons actuellement un montage en vraie grandeur qui sera chauffé par rayonnement et permettra des mesures plus proches des résultats escomptables dans la réalité.

Nous espérons terminer par des essais de l'appareil en zone tropicale afin de n'écarter aucun paramètre pouvant devenir déterminant dans le milieu destiné à le recevoir.

## Références

- 1 J. Flechon, *Rev. Phys. Appl.*, 11 (1976) 743 - 750.
- 2 J. Flechon et F. Machizaud, *Rev. Phys. Appl.*, 14 (1979) 97 - 105.
- 3 J. Flechon et F. Machizaud, *Rev. Phys. Appl.*, 15 (1980) 909 - 918.
- 4 R. Plank et J. Kuprianoff, *Die Kleinkältemaschine*, Springer Verlag, Berlin, 1960, p. 351.
- 5 Institut International du Froid, *Règles pour Machines Frigorifiques*, Malesherbes, 75017 Paris, 1958.