RÉFRIGÉRATION PAR CONVECTION A PARTIR DE L'AZOTE LIQUIDE SUR L'INTERVALLE — 20 °C- — 100 °C

L. BOYER, C. BARRE, G. LELOGEAI

L. P. E. C., Faculté des Sciences de Montpellier

(Reçu le 26 mars 1969, révisé le 4 mars 1970)

Résumé. — On décrit la construction d'un dispositif destiné à refroidir un photomultiplicateur à des températures comprises entre — 20° et — 100 °C. Le principe de fonctionnement est celui d'un thermosiphon : le liquide (éther) circule par convection entre l'enceinte à refroidir et une enceinte refroidie par l'azote liquide. Un dispositif de régulation simple permet d'obtenir une stabilisation en température de 0,1 °C. La consommation est de 1,2 l d'azote liquide par heure.

Abstract. — Construction of a device is being described, which aims at cooling a photomultiplier to temperatures ranging from — 20° to — 100 °C. Its working principle is the thermosiphon : the liquid (ether) circulates by convection between the vessel to be cooled, and the vessel cooled by liquid nitrogen. A simple regulating device makes it possible to reach a temperature stability of 0.1 °C. Consumption is 1.2 l/h liquid nitrogen.

1. Introduction. — L'obtention d'enceintes stabilisées en température entre — 20° et — 100 °C est aujourd'hui triviale. Toutefois, les dispositifs existants n'ont pas les qualités qui nous étaient imposées.

Nous souhaitons disposer d'un appareil robuste, d'emploi commode et dont le prix de revient est peu élevé car plusieurs exemplaires doivent être réalisés.

Sur le plan technique, le refroidisseur doit être exempt de vibrations ; il est en effet destiné à réfrigérer un photomultiplicateur dont on analyse le bruit de fond dans un montage interférométrique.

L'emploi d'une circulation gazeuse autour du P. M. ou de la circulation forcée d'un liquide est proscrit car les turbulences de l'atmosphère refroidie ou les vibrations constituent une source d'erreurs.

La méthode décrite utilise la circulation par convection d'un liquide ; elle permet d'obtenir une température stable une heure après la mise en route. L'enceinte refroidie a un volume de 1,5 dm³ et peut être destinée à d'autres usages que le refroidissement de photomultiplicateurs.

2. Description de l'appareil. — 2.1 ECHANGEUR DE TEMPÉRATURE (Fig. 1). — L'appareil est un thermosiphon ; par analogie avec une installation de chauffage central, nous appellerons « chaudière » l'enceinte à refroidir et « radiateur » un échangeur de température refroidi par l'azote liquide.

La différence des températures entre ces deux parties crée un gradient de pression suffisant pour entraîner la circulation d'un liquide ayant un point de fusion inférieur à la température à atteindre. Nous avons

FIG. 1. — Schéma de l'appareil, (1) échangeur, (2) isolant thermique, (3) « radiateur », (4) vase d'expansion, (5) clapet de sécurité, (6) « chaudière », (7) tubes de circulation de l'éther, (8) dérivation.

choisi l'éther, seul corps d'emploi courant présentant les qualités requises (liquide à la température ordinaire, point de fusion — 118 °C). En outre, le coefficient de dilatation cubique de l'éther est élevé ($\alpha \simeq 1,5 \times 10^{-3}$) ; l'intérêt de cette propriété est montré au paragraphe 3. 2.

L'échangeur est constitué par un rondin de laiton (1) dont une extrémité plonge dans l'azote liquide. Les parois sont thermiquement isolées par une mousse rigide de polyuréthane (2). L'extrémité supérieure est évidée usinée (3) afin que l'éther chaud se refroidisse rapidement au contact du métal avant de sortir de l'échangeur. Un vase d'expansion (4) destiné à compen-

TABLEAU I

Echangeurs	Diamètre en cm	Longueur totale en cm	Longueur isolée en cm	Conductance thermique Watts/d°	Flux ou niveau du radiateur Watts
—	—	—	—	—	—
Laiton	4,0	55	40	0,35	48
Cuivre	3,5	65	47	0,78	75

ser la contraction de l'éther et muni d'un clapet de sécurité (5) le surmonte.

Deux échangeurs, l'un en laiton et l'autre en cuivre permettent d'atteindre respectivement les températures de -55°C et -100°C . La conductance thermique au niveau du « radiateur » limite le flux de frigories (tableau I).

2.2 ENCEINTE RÉFRIGÉRÉE — La « chaudière » (6) est formée de deux cylindres métalliques coaxiaux entre lesquels circule l'éther. L'isolement thermique est assuré par une épaisseur de polyuréthane de 30 mm ; ce même matériau assure l'isolement des tubes de circulation de l'éther (7) dont le diamètre est de 5 mm. La fenêtre destinée à laisser passer le flux lumineux est une cuve cylindrique à faces parallèles soigneusement vidée. Elle est maintenue par un joint torique qui assure l'étanchéité. L'ensemble est hermétiquement clos et contient un desséchant. La conductance thermique, mesurée en dissipant à l'intérieur une puissance électrique connue, est égale à

$$R_C = 0,54 \text{ W/d}^{\circ}.$$

2.3 RÉGULATION — La « chaudière » est reliée à l'échangeur par des tubes de téflon ; nous avons disposé en parallèle un tube de cuivre (8) à l'intérieur duquel une résistance électrique (thermocoax) permet de chauffer brutalement l'éther. Il apparaît dans ce tube un gradient de pression élevé et le courant d'éther est dérivé aux dépens de l'enceinte à refroidir.

Dans notre montage, le chauffage est commandé en « tout ou rien » par le courant de déséquilibre d'un pont. Une thermistance M 53 (Standard Telephone and Cables Limited) et un relais « Sensitact » (Brion-Leroux et Cie) permettent d'obtenir des fluctuations de température inférieures à $0,5^{\circ}\text{C}$ (crête à crête) au niveau de l'arrivée du circuit d'éther.

3. Théorie élémentaire du fonctionnement. — **3.1 POSITION DU PROBLÈME.** — La puissance P_0 nécessaire pour maintenir l'enceinte (C) à la température T_2 (Fig. 2) est égale à $P_0 = R_C(T_0 - T_2)$ (1) en admettant la loi de Newton ; T_0 est la température ambiante et R_C la conductance thermique du revêtement isolant. En négligeant les pertes calorifiques le long des tubes, le « radiateur » doit absorber P_0 .

Nous supposons que la température de l'éther à

FIG. 2. — Dispositif simplifié
(C) « chaudière », R « radiateur ».

l'entrée est aussi T_2 ; en effet, en régime stationnaire, l'intérieur de (C) où aucun dégagement de chaleur n'est produit est uniquement en contact thermique avec l'éther froid. Les résultats de mesures effectuées à l'intérieur de l'enceinte ont montré que cette approximation est légitime. Le fluide transporte P_0 et sort de la chaudière à la température T_1 telle que :

$$P_0 = Q\rho C_P(T_1 - T_2). \quad (2)$$

Dans cette expression, Q est le débit en volume, ρ la masse volumique, C_P la chaleur massique à pression constante.

Enfin, la vitesse v est égale à :

$$v = \frac{4}{\pi} \frac{Q}{d^2} \quad (3)$$

où d est le diamètre du tube.

Nous nous proposons de déterminer la température T_1 après avoir examiné la possibilité de fonctionnement du dispositif. La différence $(T_1 - T_2)$ ne doit pas être trop élevée si l'on désire que la température soit répartie uniformément à l'intérieur de l'enceinte réfrigérée.

Dans un thermosiphon le fluide obéit à l'équation :

$$\int Rdl + \sum \tau = - \int cdl. \quad (4)$$

L'intégrale $\int cdl$ représente la charge motrice répartie sur le circuit et calculée dans le sens de l'écoulement.

Le terme $\int Rdl$ est la perte de charge répartie totale,

$\sum \tau$ la somme des pertes de charges locales. Cette équation ne tient pas compte d'un terme dû à la vitesse, négligeable dans le cas d'un thermosiphon.

Il est possible d'évaluer la charge $\int cdl$ en remplaçant cette intégrale par une somme. Dans le dispositif décrit, la chaudière est réduite à son centre et on admet que les températures d'entrée et de sortie restent constantes jusqu'à ce centre qui constitue un point de discontinuité.

Par contre, les pertes de charges locales ou réparties sont difficiles à calculer *a priori*.

Nous effectuerons un calcul approximatif suffisant pour construire l'appareil.

3.2 CALCUL D'UN DISPOSITIF SIMPLIFIÉ. — Le radiateur R et la chaudière C réduits à leur centre (Fig. 2) et séparés d'une hauteur h sont reliés par des tubes de longueur l de diamètre d et parfaitement calorifugés.

Le radiateur permet d'absorber la puissance P_0 lorsque le fluide frigorigène sort à la température T_2 . La chaudière fournit P_0 , la température de l'éther est T_1 .

Soient ρ la masse volumique, α le coefficient de dilatation cubique η le coefficient de viscosité, C_P la chaleur massique à pression constante du fluide à la température T_2 . Nous supposons ces grandeurs constantes dans l'intervalle $\theta = T_1 - T_2$.

La pression motrice p_m est égale à la différence des pressions en C des colonnes du liquide de hauteur h et de température T_1 et T_2 :

$$p_m = \rho g h \alpha \theta \quad (5)$$

g est l'accélération de la pesanteur.

Nous admettons que la perte de charge a lieu uniquement dans les tubes ; si le régime est laminaire, nous pouvons exprimer le débit par la formule de Poiseuille :

$$Q = \frac{\pi}{128} \frac{d^4}{\pi} \varpi \quad (6)$$

dans laquelle Q est le débit en volume et ϖ la diminution de pression par unité de longueur.

Les tubes ont un diamètre constant :

$$\varpi = \frac{p_m}{l}.$$

et

$$Q = \frac{\pi}{128} d^4 \rho g \frac{h}{l} \frac{\alpha}{\eta} \theta. \quad (7)$$

Enfin, la puissance transportée est donnée par la relation (2)

$$P_0 = Q \rho C_P \theta$$

ou

$$P_0 = \frac{\pi}{128} d^4 \frac{h}{l} \rho^2 g \frac{\alpha}{\eta} C_P \theta^2. \quad (8)$$

On en déduit θ , Q et v :

$$\theta = \frac{8}{d^2 \rho} \left(\frac{2}{\pi} \frac{l \eta}{h g C_P \alpha} P_0 \right)^{1/2} \quad (9)$$

$$Q = \frac{d^2}{8} \left(\frac{\pi}{2} \frac{h g \alpha}{l \eta C_P} P_0 \right)^{1/2} \quad (10)$$

$$v = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2 \pi} \frac{h g \alpha}{l \eta C_P} P_0 \right)^{1/2}. \quad (11)$$

Les valeurs numériques relatives à l'éther et au dispositif sont les suivantes :

$$\begin{aligned} \rho &= 0,71 \text{ g/cm}^3 & P_0 &= 50 \text{ W} \\ \eta &= 0,510^{-2} \text{ poise} & l &= 160 \text{ cm} \\ C_P &= 2,16 \text{ J/g/}^\circ\text{C} & d &= 0,5 \text{ cm} \\ \alpha &= 1,5 \times 10^{-3}. \end{aligned}$$

On obtient les valeurs théoriques :

$$\begin{aligned} \theta &\simeq 18^\circ \\ Q &\simeq 1,8 \text{ cm}^3/\text{s} \\ v &\simeq 9,2 \text{ cm/s} \end{aligned} \quad (12)$$

Le nombre de Reynolds a pour valeur :

$$R = \frac{v d \rho}{\eta} \simeq 640 \quad (13)$$

valeur très inférieure à la valeur critique $R_c = 2400$. L'hypothèse d'un écoulement laminaire est par conséquent justifiée. Les formules 9, 10, 11 montrent que l'on peut avoir intérêt à augmenter h ; en fait, la longueur des tubes croîtra aussi approximativement comme h de telle sorte que le rapport l/h est sensiblement constant et voisin de 2.

Par contre, θ varie comme d^{-2} et il est intéressant de prendre le diamètre grand ; toutefois, cela augmente considérablement l'inertie thermique (en augmentant le volume d'éther) et les pertes calorifiques le long des tubes : un compromis sera nécessaire. Enfin, le régime d'écoulement ne dépend pratiquement que de P_0 , la vitesse atteint la valeur critique $v_c = 34 \text{ cm/s}$ lorsque $P_{0c} = 680 \text{ W}$; pour de telles valeurs nos approximations ne sont plus valables.

3.3 ASPECT THERMODYNAMIQUE — Il peut être intéressant d'examiner le cycle décrit par l'éther. Les transformations sont essentiellement irréversibles, nous nous limiterons donc à des approximations. Nous examinerons en premier lieu le cas d'un fluide parfait et incompressible. L'état du système (unité de masse du liquide) est défini par deux variables indépendantes : le niveau z par rapport au point R (compté positivement vers le bas) et la température T . Soient V le volume spécifique, p_0 la pression atmosphérique.

La pression p au point de niveau z est :

$$p = g \frac{z}{V} + p_0. \quad (14)$$

Le coefficient de compressibilité isotherme

$$(-1/V) (\partial V / \partial p)_T$$

TABLEAU II
Evolution du fluide parfait

Transformation	Variation de niveau Δz	Variation de température ΔT	Variation de volume ΔV	Variation de pression Δp	Chaleur reçue	Travail reçu	Variation d'entropie
$a-b$	0	$T_b - T_a$	$\alpha V_0(T_b - T_a)$	$-\alpha g h \frac{T_b - T_a}{V_a}$	$c_b(T_b - T_a)$	$\begin{cases} -gh \frac{V_b - V_a}{V_0} \\ -p_0(V_b - V_a) \end{cases}$	$c_p \text{Log} \frac{T_b}{T_a}$
$b-c$	$-h$	$-\frac{\alpha g T_b}{c_p} h$	$\simeq 0 (10^{-6} V_0)$	$-g \frac{h}{V} \left(1 + \frac{gh\alpha^2 T_b}{2 c_p}\right)$	0	gh	0
$c-d$	0	$T_d - T_c$	$\alpha V_0(T_d - T_c)$	0	$c_p(T_d - T_c)$	$p_0(V_d - V_c)$	$c_p \text{Log} \frac{T_d}{T_c}$
$d-a$	$+h$	$\frac{\alpha g T_d}{c_p} h$	$\simeq 0 (10^{-6} V_0)$	$g \frac{h}{V} \left(1 + \frac{gh\alpha^2 T_d}{2 c_p}\right)$	0	$-gh$	0

est nul, la variation de volume est due uniquement à la variation de température et l'on montre facilement la relation :

$$dV = \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_z dT = \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p dT = \alpha V dT. \quad (15)$$

Dans l'intervalle de température considéré, la dilatation est linéaire, nous noterons V_0 le volume spécifique à 273 °K. En utilisant [15], la variation de pression s'écrit :

$$dp = -\frac{gz\alpha}{V} dT + \frac{g}{V} dz. \quad (16)$$

Dans le schéma précédent (Fig. 2), le cycle est constitué par quatre opérations :

1° Chauffage (a, b) à niveau constant ($z = h$), T_a et T_b sont les températures initiale et finale.

2° Circulation adiabatique (c, b) du niveau $z = h$ au niveau $z = 0$.

3° Refroidissement (c, d) à niveau constant ($z = 0$), T_c et T_d sont les températures initiale et finale.

4° Circulation adiabatique (d, a) du niveau $z = 0$ au niveau $z = h$. Nous avons indiqué dans le tableau II les variations des grandeurs thermodynamiques pour chaque opération. On vérifie facilement que les variations totales d'énergie interne et d'entropie sont nulles.

L'aire du cycle $\Delta W = - \int p dV$ est le travail fourni (égal en valeur absolue à la charge motrice $-\int V dp$) (Fig. 3a).

$$\begin{aligned} \Delta W &= -gh \text{Log} \frac{V_b}{V_a} \simeq -gh\alpha(T_b - T_a) = \\ &= -gh \frac{V_b - V_a}{V_0}. \end{aligned}$$

Ou, dans le diagramme (T, S) (Fig. 3b) :

$$\begin{aligned} \Delta W &= -\Delta Q = -\Delta Q_{ab} + \Delta Q_{bc} \\ &= -c_p(T_b - T_a) - c_p(T_d - T_c) = -gh\alpha(T_b - T_a). \end{aligned}$$

FIG. 3. — Diagrammes thermodynamiques. a. — Diagramme de Clapeyron. b. — Diagramme entropique.

Par ailleurs, la puissance réelle transportée par le fluide au niveau de la chaudière $P_0 = Q\rho c_p(T_b - T_a)$ est très peu différente de la puissance P'_0 au niveau du radiateur :

$$P'_0 = -Q\rho c_p(T_d - T_c).$$

Ces deux quantités se retrouvent sur le diagramme T, S comme aires $abfe$ et $dcfe$ respectivement (au coefficient $Q\rho$ près).

Ainsi, un fluide parfait fournit au milieu extérieur un travail ΔW et le rendement théorique τ de cette machine est :

$$\tau = \frac{gh_0 \alpha (T_b - T_a)}{c_p (T_b - T_a)} = \frac{gh}{c_p} \alpha$$

ce rapport est petit (de l'ordre de $3,4 \times 10^{-3}$). Considéré comme machine thermique, ce dispositif est médiocre !

Examinons à présent le cas d'un fluide visqueux incompressible. En régime stationnaire, la charge motrice $-\Delta W$ qui permet d'entretenir la circulation du fluide est intégralement dissipée sous forme de chaleur ; la machine consomme elle-même le peu de travail fourni, le rendement théorique $\tau = (gh\alpha/c_p)$ n'est pas modifié mais le rendement mécanique est nul.

Bien que notre objet soit de transporter la quantité de chaleur ΔQ_{ab} ($\Delta Q_{ab} = c_p(T_b - T_a) \simeq -c_p(T_d - T_c)$) d'une source chaude vers une source froide, le raisonnement précédent n'est pas inutile. On pourrait songer en effet à améliorer le rendement τ (et par conséquent, avoir un rendement mécanique non nul), ceci permettrait de transmettre moins de chaleur à la source froide et par suite, de diminuer la consommation d'azote liquide. Dans le meilleur des cas (rendement maximal d'une machine fonctionnant entre -50°C et -180°C) la puissance fournie à la source froide est de l'ordre de $P_0/3$.

Enfin, le cycle réel a vraisemblablement l'allure de la figure 4 ; si les pertes le long des tubes sont petites de-

vant P_0 (ce qu'il est facile de réaliser), l'aire de celui-ci est peu différente de l'aire du cycle théorique précédemment décrit.

En résumé, le fonctionnement du dispositif peut être décrit de façon simple et un calcul élémentaire permet de dégager les caractéristiques essentielles. En particulier, les performances dépendent de la viscosité η et du coefficient de dilatation cubique α du liquide utilisé : le rapport η/α doit être le plus petit possible. Par ailleurs, le diamètre des tubes de circulation doit être grand sans toutefois dépasser une valeur au-delà de laquelle les pertes calorifiques sont élevées (le diamètre est de 5 mm dans le montage décrit).

Du point de vue thermodynamique, l'appareil se limite à échanger la chaleur d'une source chaude vers une source froide, le travail fourni très petit, est utilisé par la machine elle-même pour compenser le travail des forces de viscosité. Une amélioration tendant à augmenter le rendement est théoriquement possible.

Le rapport Γ de la puissance P_0 à la puissance consommée P_i (évaporation de l'azote liquide) est égal à un dans le schéma précédent. Il peut être théoriquement de l'ordre de trois ; en pratique, à cause des pertes, le long des tubes de circulation ce rapport est inférieur à un.

4. Résultats. — Mesurée sur les parois de l'enceinte au voisinage de la thermistance, la température de régime est atteinte au bout d'un temps qui varie de 1 h (pour -23°C) à 2 h 30 mn (pour -51°C). Cette durée sera réduite en diminuant la capacité calorifique de la « chaudière » qui est de $3\,500 \text{ J. d}^\circ\text{C}^{-1}$ sur le montage actuel. Au niveau de la photocathode du photomultiplicateur les fluctuations de températures sont inférieures à $0,1^\circ\text{C}$. Dans cette zone de température la consommation d'azote liquide est de 1,2 litre par heure, en augmentant l'isolement thermique de l'enceinte cette consommation sera diminuée.

Néanmoins, en régime permanent avec un vase Dewar de 8 à 10 litres l'appareil peut fonctionner 8 heures sans remplissage.

Nos mesures ont essentiellement porté sur le radiateur de laiton, car il est adapté aux températures de fonctionnement optimal des photomultiplicateurs utilisés. Nous nous sommes assurés du fonctionnement correct du radiateur de cuivre ; dans ce cas, la consommation d'azote liquide est évidemment supérieure.

Nous avons mesuré les températures de l'éther à l'entrée et à la sortie de C et R. La variation est de l'ordre de 6 à 7° pour la branche (ba) et de 3 à 4° pour la branche (bc) .

Les températures d'entrée et de sortie au niveau de la « chaudière » sont respectivement égales à -55°C et -32°C . La puissance absorbée par la chaudière est de 40 W, l'évaporation de l'azote fournit 47 W ; la puissance perdue le long des tubes est donc de l'ordre de 7 W ; le rapport Γ est égal à 0,85. Compte tenu des approximations, le calcul précédent nous paraît suffisant pour effectuer un projet.

FIG. 4. — Diagramme réel (pertes calorifiques le long des tubes de circulation).

5. **Conclusions.** — Nous avons décrit un appareil de construction simple et peu onéreux permettant d'obtenir des températures entre -20° et -100°C . Audessous de -50°C on doit utiliser un échangeur en cuivre ; cet inconvénient est important dans le seul cas où la température doit varier fréquemment dans l'intervalle $-20^{\circ} - 100^{\circ}\text{C}$. Le dispositif ne contient aucune pièce mobile, le liquide réfrigérant circule lentement et ainsi l'enceinte refroidie est exempte de vibrations. La stabilité de l'ordre de $0,1^{\circ}$ sur l'échantillon permet la mesure de grandeurs fonction de la température.

Certains auteurs utilisent uniquement la vapeur d'azote à -196°C [1] ; la puissance disponible par unité de masse est :

$P_v = c_p(196 + \theta_i)$ où θ_i est la température centésimale de l'enceinte à refroidir et c_p la chaleur massique à

pression constante de l'azote. Lorsque $\theta_i = -20^{\circ}\text{C}$, P_v est voisine de la chaleur latente de vaporisation ($L = 176 \text{ J/g}$) ; pour des températures inférieures P_v décroît, l'azote liquide est mal utilisé.

Notre dispositif utilise intégralement la puissance fournie par la vaporisation de l'azote ; une petite fraction (15 %) est perdue le long des tubes de circulation. La vapeur d'azote sort à une température inférieure à la température de l'enceinte de sorte qu'une amélioration est possible.

Destiné à l'origine au refroidissement de photomultiplicateurs, ce refroidisseur peut trouver des applications dans d'autres domaines scientifiques.

Nous remercions Monsieur le Professeur Roig et Monsieur le Professeur Cecchi des fructueuses discussions sur l'interprétation thermodynamique du dispositif.

Bibliographie

- [1] SMITH-SAVILLE (R. J.) and NESS (S.), Photomultiplier cooling apparatus, *J. Sci. Instrum.*, 1967, **44**, 631.
-