



LE CHAUFFAGE  
THERMODYNAMIQUE  
L'EAU FROIDE

MARCEL  
SOULAS

Tom 1

ÉDITION : LIBRAIRIE 88 93 58  
"LA TÊTE EN BAS"  
17 rue des poëliers - Angers -

DIFFUSION LIBRAIRES :  
ALTERNATIVE 233 08 40  
36 rue des bourdonnais  
Paris 1<sup>er</sup>

Tous droits de reproduction réservés.

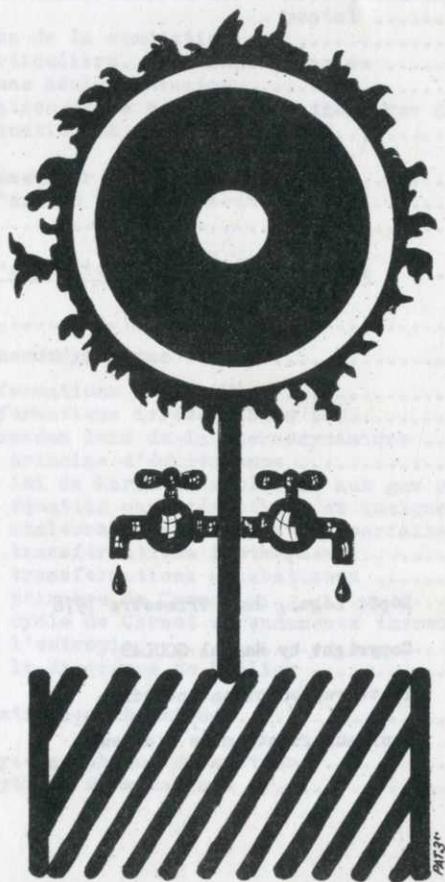


# LE CHAUFFAGE THERMODYNAMIQUE À EAU FROIDE THÉORIE • PRATIQUE • RÉALISATION

• MARCEL SOULAS •

"COMMENT CHAUFFER SA MAISON  
AVEC L'EAU DU PUIT."

Tom 1



Dépôt Légal, 2ème Trimestre 1978

Copyright by Marcel SOULAS

Toute reproduction interdite

Sauf autorisation de l'auteur



TABLES DES MATIERES

	pages
<u>Avertissement</u> . . . . .	p.1
<u>Introduction</u> . . . . .	2
La consommation d'énergie dans le monde . . . . .	2
L'avenir du pétrole . . . . .	2
Quelques aperçus sur la consommation d'énergie en France . . . . .	3
La pollution liée à la croissance . . . . .	5
Qu'est-ce que le chauffage thermodynamique ? . . . . .	6
Chauffage à eau froide et équilibres naturels . . . . .	7
L'eau, source d'énergie thermique . . . . .	7
Les unités de mesures énergétiques . . . . .	8
 <u>Première partie</u> : <u>Etablissement et réalisation d'un modèle de système régénérateur thermique naturel</u> . . . . .	 9
I - Variations de température du sol : aspect théorique fondamental . . . . .	9
1 - Equation de la conduction . . . . .	9
2 - Cas particuliers. Solutions normales . . . . .	10
3 - Cas à une seule dimension . . . . .	10
4 - Propagation d'une perturbation thermique dans le sol. . . . .	11
5 - Détermination de A, B et a . . . . .	12
II - Calcul du réservoir d'énergie thermique . . . . .	13
Réservoir d'eau ou parcours souterrain ? . . . . .	22
Le puits . . . . .	23
 <u>Deuxième partie</u> : <u>L'amplification thermodynamique</u> . . . . .	 24
I - Définition . . . . .	24
II - Un peu de thermodynamique . . . . .	24
1 - Transformations réversibles . . . . .	24
2 - Transformations irréversibles . . . . .	24
3 - Les grandes lois de la thermodynamique . . . . .	24
a) principe d'équivalence . . . . .	24
b) loi de Mariotte appliquée aux gaz parfaits . . . . .	25
c) équation caractéristique et quelques conséquences . . . . .	25
d) chaleurs massiques des gaz parfaits . . . . .	26
e) transformations isothermes . . . . .	26
f) transformations adiabatiques . . . . .	27
g) principe de Carnot . . . . .	28
h) cycle de Carnot : rendements thermodynamiques . . . . .	29
i) l'entropie . . . . .	31
j) le diagramme de Mollier . . . . .	32
III - La "concentration" thermique . . . . .	33
1 - analyse graphique du système . . . . .	33
2 - synoptique du mécanisme . . . . .	35



3 - exemple d'emploi du diagramme de Mollier .....	35
4 - les fluides frigorigènes .....	37
5 - exemple de calcul préliminaire d'un compresseur .....	38

### Troisième partie : Conception d'une thermopompe . . . . . 40

I - Cahier des charges et spécifications .....	40
II - Diagramme de Mollier du R 12 .....	40
III - Analyse du diagramme de Mollier et renseignements .....	40
IV - Détermination des circuits et du compresseur .....	42
V - Influence de la température de l'eau sur le rendement calorifique .....	44
VI - Economie réalisée .....	45
VII - Schéma d'une thermopompe .....	46

### Quatrième partie : Essais et mesures : Réalisation d'une thermopompe . 47

I - Essais et mesures sur un groupe frigorifique de 100 watts .....	47
II - Analyse du bilan thermique .....	48
1 - Bilan thermique complet expérimental de la thermopompe .....	48
2 - Cycle de Carnot du fréon .....	49
3 - Application : mise en évidence du pompage calorifique .....	49
4 - Utilisation du diagramme de Mollier dans le cadre expérimental .....	51
5 - Bilans énergétiques de la thermopompe fonctionnant en eau-air .	51
6 - Bilans énergétiques de la thermopompe fonctionnant en eau-eau .	57
III - Réalisation d'une thermopompe eau-air .....	59
1 - Calcul de l'évaporateur .....	59
2 - Réalisation de la cuve de l'évaporateur .....	59
3 - Réalisation du châssis .....	61
4 - Réalisation de l'évaporateur .....	62
5 - Raccordement de l'évaporateur au circuit de fréon .....	63
6 - Pose de l'électrovanne .....	65
7 - Branchements électriques .....	65
8 - Installation de l'ensemble .....	66
9 - Essai de fonctionnement .....	67
10 - Puissances de chauffe à prévoir .....	67
11 - Prix de revient de la thermopompe eau-air à 1500 Kcal/heure ...	68
12 - Améliorations possibles .....	68
a) circuit hydraulique à l'air libre .....	68
b) circuit hydraulique "en charge" .....	69
c) schéma de principe d'une telle installation .....	70
d) schéma de l'évaporateur "en charge" .....	71
13 - Interchangeabilités souhaitables .....	72
IV - Conception et installation d'un chauffage à eau froide .....	73
1 - Résumé des étapes nécessaires .....	73
2 - Exemple concret .....	73
Conclusion . . . . .	78
Bibliographie . . . . .	78

### 3ème PARTIE : Conception d'une thermopompe

Nous allons essayer de concevoir l'avant-projet d'une réalisation d'une thermopompe ou pompe à chaleur à partir des lois physiques et exemples d'application évoqués ci-dessus.

#### I - Cahier des charges et spécifications :

Soit la réalisation d'une pompe capable de chauffer une pièce d'habitation normalement calorifugée de 60 m<sup>3</sup>. Il faut prévoir pour cela une capacité calorifique suffisamment surdimensionnée pour pouvoir être utile même à des températures extérieures inférieures à 0°C. Les données fournies par les chauffagistes nous indiquent qu'il faut prévoir environ 1500 Kcal. avec de l'eau à + 6°C, soit 1,74 Kw de puissance ou environ 6200 KJoules.

On emploiera un fréon habituellement utilisé par les frigoristes le dichloro-difluorométhane (R 12) dont les propriétés physiques principales figurent ci-dessous :

- Point d'ébullition sous 760 mm Hg : - 29,8°C
- Poids spécifique moyen du liquide en Kg/litre 1,315
- Poids spécifique de la vapeur saturante au point d'ébullition . . . . . 6,33 g/l
- Chaleur spécifique du liquide à 30° sous 760 mm Hg : Cp. 0,24 Kcal/Kg.°C
- " " de la vapeur à 30°C sous 1 atm. Cv 0,145 Kcal/Kg.°C
- Rapport  $\gamma = \frac{Cp}{Cv}$  1,137
- chaleur latente de caporation au pt d'ébullition : 39,47 Kcal/Kg. (soit 165,22 KJ/Kg.)

#### II - Diagramme de Mollier du R 12

(voir ci-après, reproduit, d'après document fourni par le fabricant de fréon).

#### III - Analyse du diagramme de Mollier et renseignements

La quantité de chaleur à fournir est de 1500 Kcal ou 6200 KJ. En prenant le diagramme de la page 51 on remarque qu'à + 6°C, (température de la source froide) : la pression du fréon est de 4 atmosphères correspondant à la situation enthalpique du point D.

On a  $H_1 = 120$  KJ/Kg avec isotherme à + 6°C.

D'autre part, fixons une température maximum de + 80°C de la vapeur de fréon à la sortie du compresseur. Sur le diagramme, ceci correspond à



$H_2 = 242 \text{ KJ/Kg.}$  avec isotherme à  $+80^\circ\text{C.}$

et à une pression de 23 atmosphères.

Le taux de compression devra donc être de  $\frac{23}{4} \approx 6$

Fixons le cycle thermodynamique.

Fin de détente :  $\theta_1 = +6^\circ\text{C}$        $H_1 = 73 \text{ KJ/Kg.}$

Compression isentropique : point B

↓ →  $\theta_2 = +80^\circ\text{C}$        $H_2 = 242 \text{ KJ/Kg.}$

Condensation isobarique

La température s'abaisse à :  $\theta'_2 = +50^\circ\text{C}$  en restant à 23 atm.

Sur le diagramme de Mollier, on lit à  $50^\circ\text{C}$  :

$$H_3 = 220 \text{ KJ/Kg.}$$

Première conséquence : le fréon vient de céder à la source chaude :

$$H_2 + (H_3 - H_2) = 220 \text{ KJ/Kg.}$$

Poursuivons le cycle. Le fréon subit maintenant une détente adiabatique, passe dans le détendeur et arrive dans l'évaporateur à la pression de 23 atmosphères. Là, il se condense à 4 atmosphères, en conservant la variation enthalpique -  $(H_3 - H_2) = 242 - 220 = 22 \text{ KJ/Kg.}$

Faisons le bilan sur le diagramme de Mollier :

De D à A, le fréon prélève des calories à l'eau froide, en s'évaporant dans l'évaporateur : soit  $H_A - H_D$  ( passage de l'état liquide à l'état vapeur saturée ) :

$$H_A - H_D = 200 \text{ KJ/Kg} - 120 \text{ KJ/Kg} = 80 \text{ KJ/Kg.}$$

De A à B, il subit une compression isentropique.

$$\text{Variation d'enthalpie : } 242 - 200 = 42 \text{ KJ/Kg.}$$

Cependant, comme il a été dit, la condensation isobarique, amène le fréon à  $50^\circ\text{C}$  dans le condenseur : la variation d'enthalpie réelle est alors de

$$226 - 200 = 26 \text{ KJ/Kg.}$$

De B' à C, le fréon cède  $226 - 120 = 106 \text{ KJ/Kg.}$

Et enfin, la détente isenthalpique du condenseur à l'évaporateur à enthalpie constante, ramène le tracé en D.



On déduit immédiatement le coefficient d'amplification théorique thermodynamique du cycle :

$$A = \frac{H_B - H_C}{H_B - H_A} = \frac{226 - 120}{236 - 195} = \frac{106}{41}$$

On a  $Q_2 = 1500 \text{ Kcal}$  avec  $A = \frac{Q_2}{W}$

D'où  $W = \frac{Q_2}{A} = \frac{1500}{3,42} = 440 \text{ Kcal.}$

Le compresseur devra consommer une puissance électrique

de  $\frac{440 \text{ Kcal.}}{0,860} = 510 \text{ watts}$

#### IV - Détermination des circuits et du compresseur

Ce circuit prélèvera les calories à la source froide.

Il faudra donc plonger l'évaporateur dans cette source.

Nous prendrons de l'eau froide naturelle en provenance soit d'un puits, soit d'un étang, rivière ou, si ce milieu naturel fait défaut, d'un réservoir-échangeur thermique, tel qu'il a été calculé dans la 1ère partie de ce fascicule.

Chaque Kg de fréon devra emprunter 106 KJ/Kg à cette source, ce qui sera réalisé aisément, puisque la chaleur latente de vaporisation du R 12 est de 165 KJ/Kg. (voir p.40).

Pour fournir l'équivalent de 6200 KJ à fournir, il faudra

$$\frac{6200 \text{ KJ}}{165 \text{ KJ}} = 37,58 \text{ Kg. de ce produit. En fait, la circulation}$$

du fréon dans le circuit se fait à une certaine vitesse, de sorte que c'est l'équivalent de 37,58 Kg de fréon qui devra passer en un point quelconque du circuit en 1 heure.

Soit  $37580 \text{ g}/3600 = 10,4 \text{ g de fréon/seconde, correspondant à un volume de } \frac{10,4}{1,315} = 8 \text{ cm}^3/\text{s de fréon liquide.}$

Ecrivons la relation générale de l'écoulement permanent d'un fluide compressible en supposant que le fréon circule à travers une tuyauterie de  $1 \text{ cm}^2$  de section.

$$Q + W = (H_2 - H_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) \text{ J/Kg.} \quad \left\{ \begin{array}{l} V_1 \text{ et } V_2 \text{ sont les} \\ \text{vitesses d'écoulement} \end{array} \right.$$

En supposant que  $V_2^2 - V_1^2 \ll H_2 - H_1$ .



$$\text{Or } H_2 - H_1 = C_p (\theta_2 - \theta_1) = 0,24 \times (80^\circ - 6^\circ) = 0,24 \times 74^\circ = 17,8 \text{ KJ/K}$$

Le débit étant de 10,4 g/seconde,

$$q_m = \rho S V, \text{ on aura } V = \frac{q_m}{\rho S} = \frac{10,4 \text{ g}}{1,315 \times 1}$$

$$\text{soit } \underline{V \approx 8 \text{ cm}^3/\text{s}}$$

Comment dimensionner le condenseur ? Loi de Mariette :

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 \quad \text{d'où } v_2 = \frac{P_1 v_1}{P_2}$$

$P_1 = 4 \text{ atm.}$   $v_1 =$  volume nécessaire à l'évaporation

$P_2 = 23 \text{ atm.}$  Or ce volume dépend de la surface d'échange thermique nécessaire pour une bonne absorption calorifique du fréon.

Si on prend par exemple 30 spires d'un tube de cuivre de 1 cm<sup>2</sup> de section et d'un diamètre de 40 cm, on aura un volume

$$v_1 = 1 \text{ cm}^3 \times 6,28 \times 20 \text{ cm} \times 30 \quad 3,7 \text{ litres}$$

$$\text{D'où } v_2 = \frac{4 \times 3,7 \text{ l.}}{23} = 606 \text{ cm}^3$$

Si la section du tube constituant le condenseur (en acier) est de 1 cm<sup>2</sup>, il faudra une longueur de 6 mètres, repliée par exemple en 10 coudées de 60 cm chacune (ou 20 coudées de 30 cm).

Déterminons maintenant l'évaporateur. On le réalisera en tube de cuivre de 1,5 cm de diamètre extérieur et de 1 mm d'épaisseur.

Ecrivons l'équation d'échange thermique :

$$Q = k S (\theta_2 - \theta_1) \text{ dans laquelle :}$$

$Q =$  quantité de calories (ou frigories) échangée au niveau de la surface froide

$S =$  surface en m<sup>2</sup>

$\theta_2 =$  température minimale de l'eau froide - cédant ses calories au fréon

$\theta_1 =$  température moyenne de l'évaporation estimée en général à  $-5^\circ\text{C}$

Reprenons les valeurs ci-dessus : quantité de chaleur à fournir pour ce l'eau à  $5^\circ\text{C}$  ; 1500 Kcal (revoir p. 40), soit environ 900 Kcal à  $-5^\circ\text{C}$ .

Si on prend le cuivre (très bon coefficient de conductibilité thermique :  $39.10^{-3} \text{ W/m.}^\circ\text{C}$ ) et en tenant compte des coefficients de correction (3) de l'eau, on trouve pour 1 mm d'épaisseur :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a} + \frac{\epsilon}{\lambda}} \approx 80 \text{ W}/^\circ\text{C} \approx 70 \text{ Kcal}/^\circ\text{C}$$

$$\text{D'où } S = \frac{Q}{k(\theta_2 - \theta_1)} = \frac{900}{70 \times 15 - (-5)} = \frac{900}{700} = 1,28 \text{ m}^2$$

$$\text{Ce qui exigera une longueur totale de } L = \frac{S}{2 \pi r} = \frac{1,28 \text{ m}^2}{6,28 \times 0,75 \cdot 10^{-2}}$$

ou  $L = 27,3$  mètres. En enroulant ce tube en spires jointives de 40 cm de diamètre par exemple, on obtient un nombre de spires égal à :

$$n = \frac{L}{2 \pi R} = \frac{27,3}{6,28 \times 0,2} = 21 \text{ spires} \quad \cdot \text{ Le diamètre du tube}$$

étant de 1,5 cm, il faudra prévoir une hauteur de

$$1,5 \text{ cm} \times 21 = 32 \text{ cm.}$$

L'évaporateur exigera donc une cuve d'environ : 41 cm de côté (carré) et de 40 cm de hauteur totale (capacité approximative : 67 à 68 litres)

#### V - Influence de la température de l'eau sur le rendement calorifique

Nous avons réalisé nos calculs pour 1500 Kcal en partant de l'eau à +6°C. Revoiyons le diagramme de Mollier pour une source froide de +15°C, par exemple.

On aura  $H''_A = 203 \text{ KJ/Kg}$  au lieu de 196 KJ/Kg.

ce qui donne une amplification supérieure :

$$A = \frac{H_{B'} - H_C}{H_{B'} - H''_A} = \frac{106}{226 - 203} = \frac{106}{23} = 4,6$$

au lieu de 3,42 avec de l'eau à 6°C.

$$\text{On a donc } Q_2 = WA = 440 \text{ Kcal} \times 4,6 = \boxed{2028 \text{ Kcal}}$$

au lieu des 1500 prévu.

Faisons encore un calcul avec de l'eau à +10°C.

On lit  $H'''_A = 200 \text{ KJ/Kg}$ .

$$\text{D'où } A = \frac{106}{226 - 200} = \frac{106}{26} = 4$$

$$\text{D'où } Q_2 = WA = 440 \times 4 = \boxed{1760 \text{ Kcal.}}$$

On peut donc construire un graphique représentant la variation du "pouvoir calorifique" de la thermopompe avec la température de l'eau froide.

Revenons à notre eau à 6°C. C'est une température normale en plein hiver. La thermopompe fournissant 1500 Kcal ou 6200 KJ en prendra une grande part à cette eau, soit en 1 heure :

$$Q_2 - W = 1500 - 440 = 1056 \text{ Kcal. ou } 4420 \text{ KJ.}$$

en 1 heure, soit 1,23 KJ/seconde ou encore 0,293 Kcal/s.

Par exemple, en établissant un abaissement de 1°C par suite du pompage calorifique dans l'évaporateur, il faudra donc un débit de 0,293 litre/seconde ou 1,056 m<sup>3</sup>/h. En acceptant 5°C de prélèvement, le débit est approximativement divisé par 5. Mais alors, la surface d'échange thermique entre l'évaporateur et l'eau dans la cuve risque de ne pas être suffisante. Des hétérogénéités de température peuvent en résulter et le pouvoir calorifique risque d'être altéré. Le débit de l'eau froide variera beaucoup en fonction de la température de celle-ci. (Voir graphique ci-après).

## VI - Economie réalisée

La pompe à chaleur fournit des calories gratuites du sous-sol proche, grâce à un caloporteur qui est l'eau dans le cas envisagé ici, moyennant une petite dépense d'énergie électrique.

Prenons le calcul ci-dessus :

6200 KJ gratuites

510 watts + ventilateur      600 watts x 3600 = 2160 KJ. dépensées électriquement. Si les 6200 KJ n'avaient pas été gratuites, la consommation eût été de 6200 + 2160 = 8360 KJ.

L'économie réalisée est ainsi de

$$100 \% \times \frac{6200}{8360} = 74,16 \%$$

par rapport à un chauffage tout électrique, et de l'ordre de 70 % par rapport à un chauffage au fuel ou au gaz.

Ce pourcentage est rarement atteint, car, souvent il faut compter la consommation électrique d'une pompe à eau pour alimenter les thermopompes. L'économie est ainsi abaissée à 70 %.

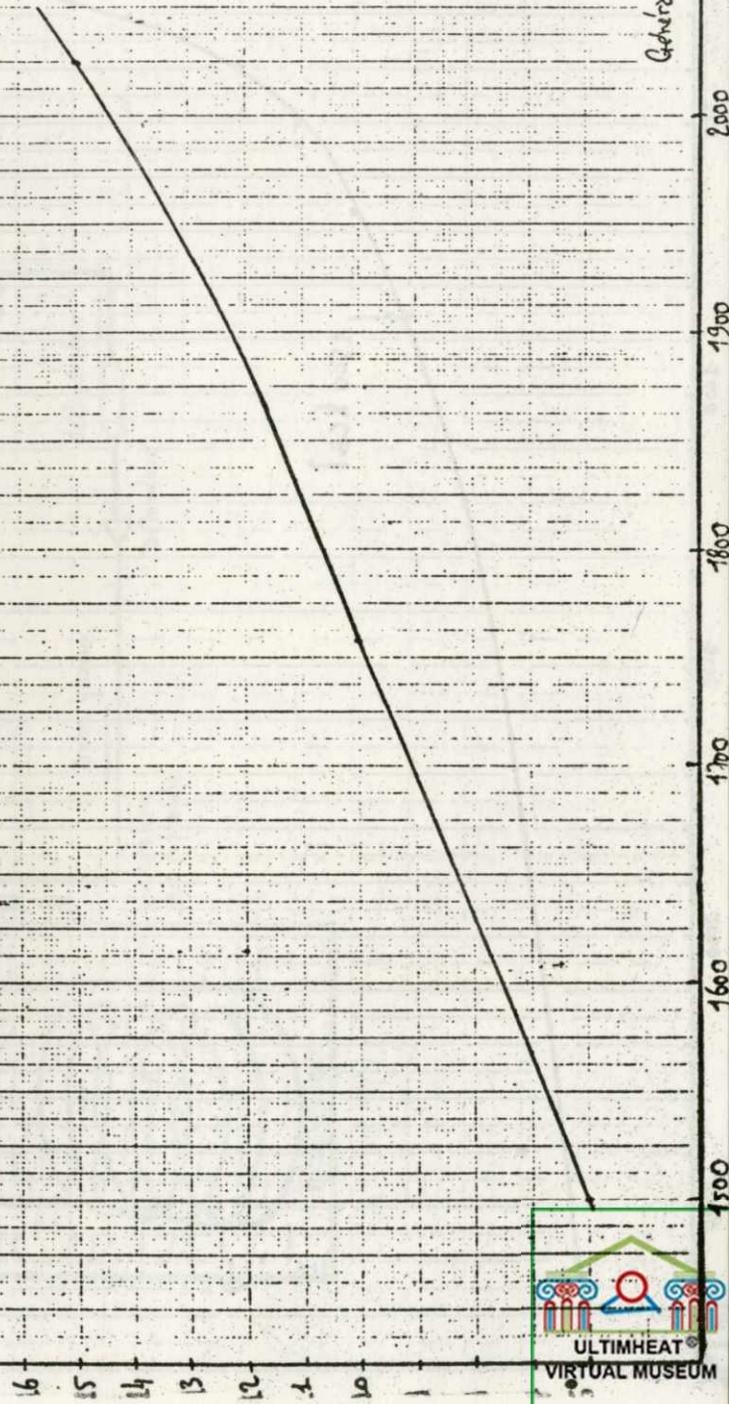
.../...



Puissances de chauffe en fonction de la  
température de l'eau.

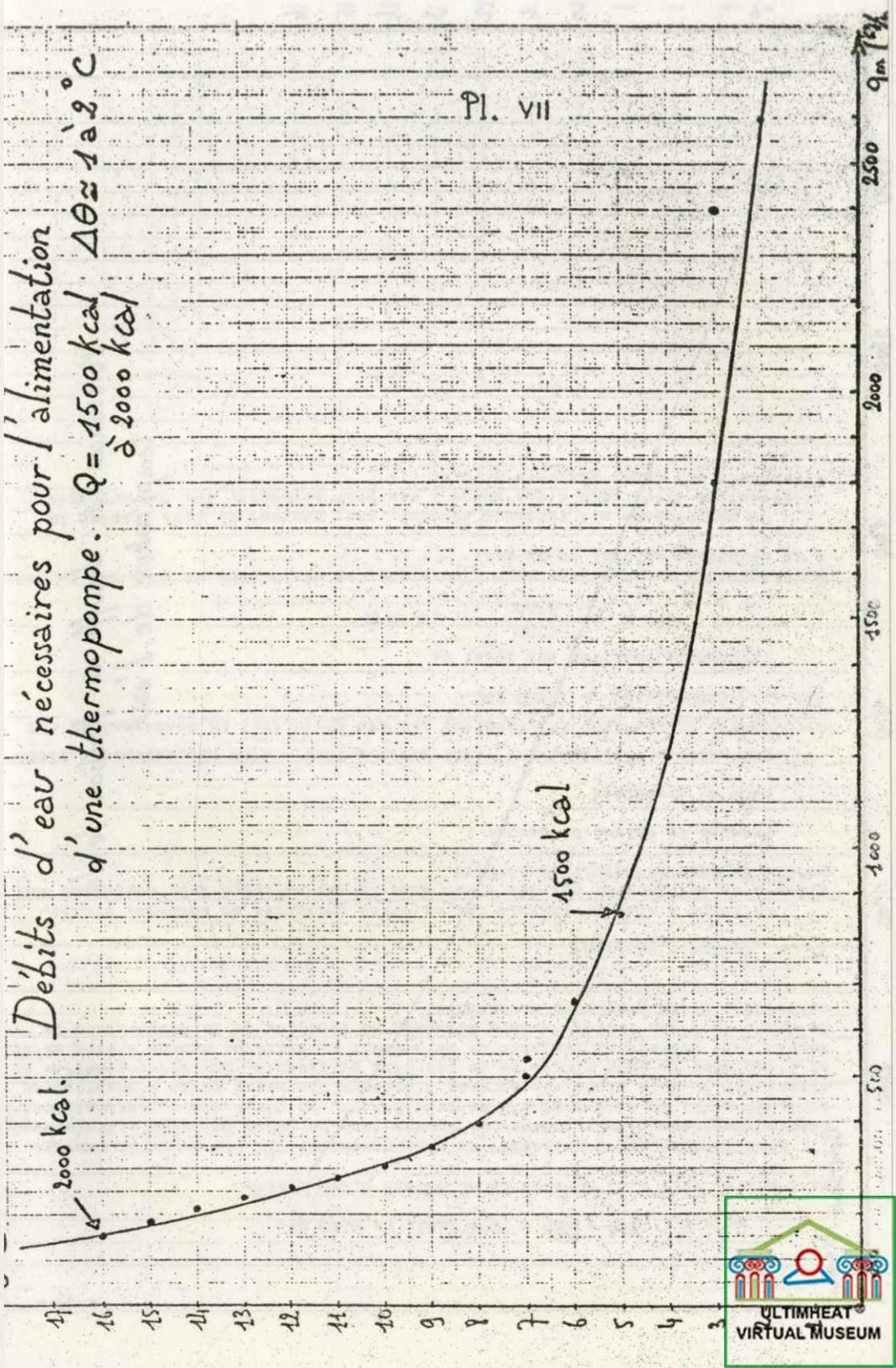
Pl. VI

Générateur. kcal.

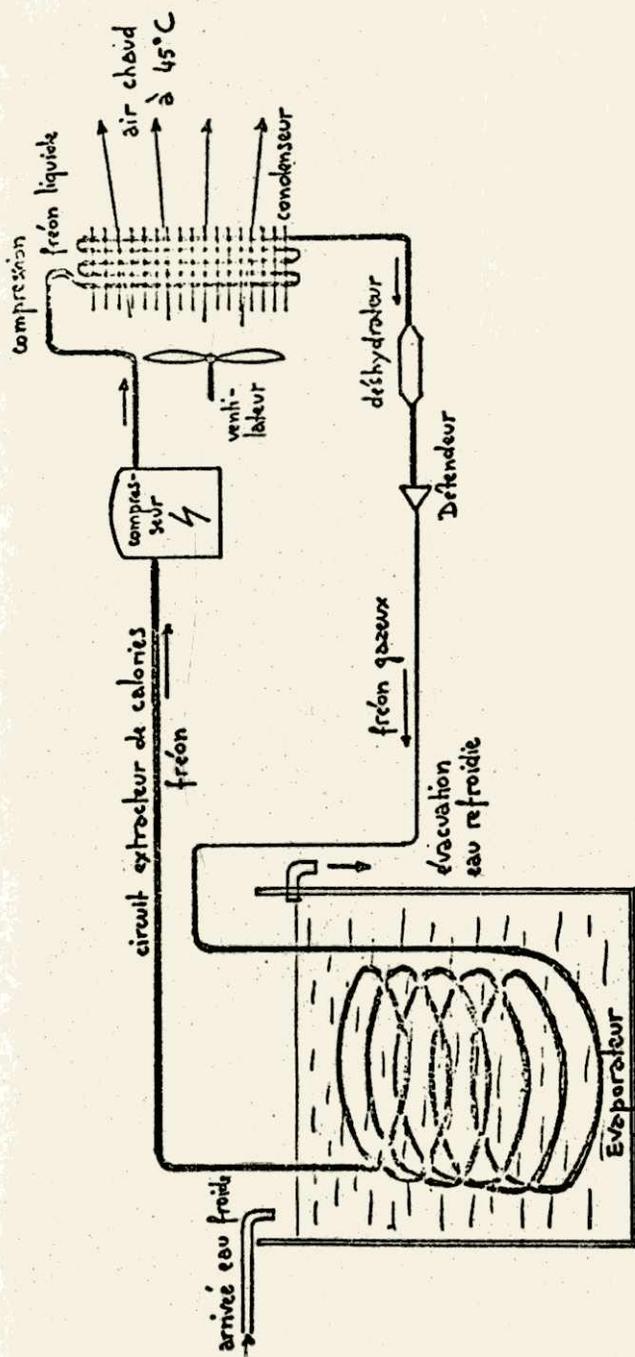


Débits d'eau nécessaires pour l'alimentation  
 d'une thermopompe.  $Q = 1500 \text{ kcal}$   $\Delta\theta \approx 12.2^\circ\text{C}$   
 $\delta \approx 2000 \text{ kcal}$

Pl. VII



VII - Schéma d'une thermopompe



QUATRIÈME PARTIE - Bilans thermiques et économiques ..... page 37

1° - Unité matériel de mesure ..... " "

2° - Principe des mesures thermiques à effet-thermo ..... page 38

a) Méthode par le calcul ..... " "

b) Méthode psychométrique ou psychrique ..... page 39

3° - État psychrométrique de l'air ..... page 40

4° - Détermination théorique des débits d'air ..... page 41

5° - Bilans thermiques de la thermopompe ..... page 42

1° - Bilans thermiques et économiques ..... page 43

a) "Pouvoirs calorifiques" fonction de la ventilation ..... page 44

b) "Pouvoirs calorifiques" dans le temps ..... page 45

c) Bilans thermiques et économiques ..... page 46

d) Variation des bilans avec la température ..... page 47

2° - Bilans préliminaires sommaires en fin d'installation ..... page 48

3° - Bilans thermiques totaux ..... " "

a) relevés de 31/1/77 ..... " "

b) relevés de 17/02/78 ..... " "

c) Systèmes d'économie globale ..... " "

d) Bilans réalisés ..... " "

8° - Quelques observations ..... page 54

CINQUIÈME PARTIE - Des installations de chauffage possible ..... page 55

1° - Choix de la source froide ..... page 56

2° - Système complet ..... page 57

3° - Groupement de ..... page 58

4° - Sur les presses du "RELAIS" ..... page 59

5° - Quelques perspectives ..... page 60

6° - Installation ..... page 61

Achévé d'imprimé

le 31 Mai 1978

Sur les presses du "RELAIS"

459, avenue Pasteur

ANGERS

N° Ed : En cours      N° Imp : 100



