

UNIVERSITE D'ALGER

5/76

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

19x

# PROJET DE FIN D'ETUDES

VOLANT THERMIQUE JOURNALIER  
REALISE PAR UNE RESERVE  
D'EAU ET DE GLACE

المدرسة الوطنية للعلوم التطبيقية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

Proposé par :

G. D'ALBON

Docteur Ingénieur

Etudié par :

M. BOUSBAHI

A. DJEDOUANI

PROMOTION 1976

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

UNIVERSITE            D'ALGER

ECOLE            NATIONALE            POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT            MECANIQUE

# PROJET DE FIN D'ETUDES

VOLANT THERMIQUE JOURNALIER  
REALISE PAR UNE RESERVE  
D'EAU ET DE GLACE

Proposé par :

G. D'ALBON

Docteur Ingénieur

Etudié par :

M. BOUSBAHI

A. DJEDOUANI

PROMOTION 1976

\* \* \* \* \*  
\* A NOS PARENTS \*  
\* \* \* \* \*

M. BOUSBAHI

A. DJEDOUANI

## - Remerciements -

Nous remercions M<sup>r</sup> G. D'ALBON D<sup>r</sup> ingénieur pour ses conseils fructueux qui nous ont été d'une grande utilité dans la bonne marche de la présente étude; ainsi que tous ceux qui y ont collaborés de près ou de loin.

Que les professeurs qui ont contribué à notre formation trouvent ici notre gratitude

M. BOUSBAHI

A. DJEDOUANI

# SOMMAIRE

## I- Introduction

## II Etude paramétrique

2-1 Définitions des paramètres

2-2 Calcul paramétrique

2-3 Rappel sur les groupes frigorifiques

## III Exemple

## IV Etude économique

4-1 Economie d'investissement

4-2 Etude comparative de la consommation d'énergie dans les deux types d'installation

4-3 Autres économies.

4-4 Impact de l'emplacement du local technique sur l'économie

4-5 Autres avantages du Volant thermique journalier

4-6 Influence de l'allure de la courbe de charge

## V Propositions technologiques

5-1 Evaporateur

5-2 Protection anticorrosive - traitement de l'eau

5-3 Pratique de l'isolation

5-4 Schéma de l'installation

## VI Conclusion

Annexes

## SYMBOLES UTILISES

P :	Puissance frigorifique	( frig/h )
Q :	Consommation journaliere	( Frig/j )
T :	Durée de climatisation	( h )
t :	Température	( °C )
$\Delta t$ :	Ecart de temperatures	( °C )
$C_p$ :	Chaleur massique à pression constante	( kcal/Kg °C )
$l_f$ :	Chaleur latente de fusion	( kcal/Kg )
$l_v$ :	Chaleur latente de Vaporisation	( kcal/Kg )
M :	Masse	( Kg, tonne )
$\dot{m}$ :	Débit masse	( Kg/h )
$D, d$ :	Diamètre	( m )
L :	Longueur	( m )
$\rho$ :	Masse volumique	( Kg/m <sup>3</sup> )
S :	Surface	( m <sup>2</sup> )
k :	Coefficient global de transmission de chaleur	( kcal/h.m <sup>2</sup> .°C )
$e, x, \delta$ :	Epaisseur	( m )
$\lambda$ :	Conductivité thermique	( kcal/h.m.°C )
V :	Volume	( m <sup>3</sup> )
$\theta$ :	Horaire	
$\bar{P}$ :	Puissance frigorifique moyenne sur une période donnée	( frig/h )
$\alpha$ :	Coefficient d'échange superficiel	( kcal/h.m <sup>2</sup> .°C )

$K_c$	: Production frigorifique spécifique idéale	(Frig/kwh)
$K_{th}$	: Production frigorifique spécifique théorique	(Frig/kwh)
$K_r$	: Production frigorifique spécifique réelle	(Frig/kwh)
$\eta$	: Rendement	-
$C_e$	: Consommation électrique	(Kwh)
$H, z$	: Hauteur	(m)
$p$	: Pression	(N/m <sup>2</sup> )
$W$	: Puissance consommée	(Kw)
$E_e$	: Coût de l'énergie électrique	(D.A)
$\dot{Q}$	: Perte frigorifique	(Frig/h)
$E_i$	: Coût de l'isolant	(D.A)
$\Delta I$	: Economie d'investissement	(D.A)
$\Delta E$	: Economie sur le coût de l'énergie	(D.A)

N.B :

On définira d'autres notations à l'intérieur de chapitres concernés

### Equivalence d'unités

$$1t = 1000 \text{ kg.}$$

$$1 \text{ Frig} = 1 \text{ kcal} = 4,18 \text{ kJ.}$$

$$1 \text{ Kwh} = 3600 \text{ kJ}$$



- CHAPITRE I -

### I.1. Situation du problème

Les installations de climatisation, utilisant les techniques de la ventilation doivent non seulement renouveler l'air du local, mais plus encore influencer la température et son humidité pour répondre aux conditions de confort; pour cela, les installations de climatisation comportent des équipements divers tels les groupes frigorifiques qui doivent produire le froid en été.

Durant la période d'été, on ne peut compter comme en hiver sur des conditions extérieures stables ou très peu variables; la température, l'humidité de l'air extérieur ainsi que l'intensité du rayonnement solaire changent beaucoup durant la journée; aussi la charge frigorifique de l'installation peut varier beaucoup durant cette période. La charge frigorifique maximale nous donne la puissance frigorifique du groupe à choisir; ce groupe fonctionnera presque durant toute la durée de climatisation à des charges réduites, ce qui diminuera son rendement.

### I.2. Principe du volant thermique journalier

Aussi nous proposons d'utiliser un volant thermique journalier avec un groupe de moindre puissance mais

Travaillant continuellement à pleine charge. Ce volant thermique étant un réservoir d'eau froide ou d'eau froide et de glace qui emmagasinerà le froid supplémentaire que produira le groupe lorsque la consommation de froid de l'installation sera inférieure à la production et qui restituera du froid lorsque la consommation deviendra supérieure à la production du groupe.

### I.3. Interêt du volant thermique journalier.

L'utilisation de ce volant thermique permettrait une économie sur le groupe frigorifique, une meilleure production de froid (la nuit, la température de l'air extérieur baisse; de plus un groupe a un meilleur rendement lorsqu'il fonctionne autour de sa charge nominale.), une économie sur l'énergie électrique (le kWh consommé la nuit revient moins cher que celui consommé le jour),...

### I.4. But du projet

Le but de notre projet est de faire une étude paramétrique qui permettra à ceux qui s'occupent de la climatisation de choisir la solution qui convienne à leur cas: installation de climatisation avec ou sans volant thermique journalier.

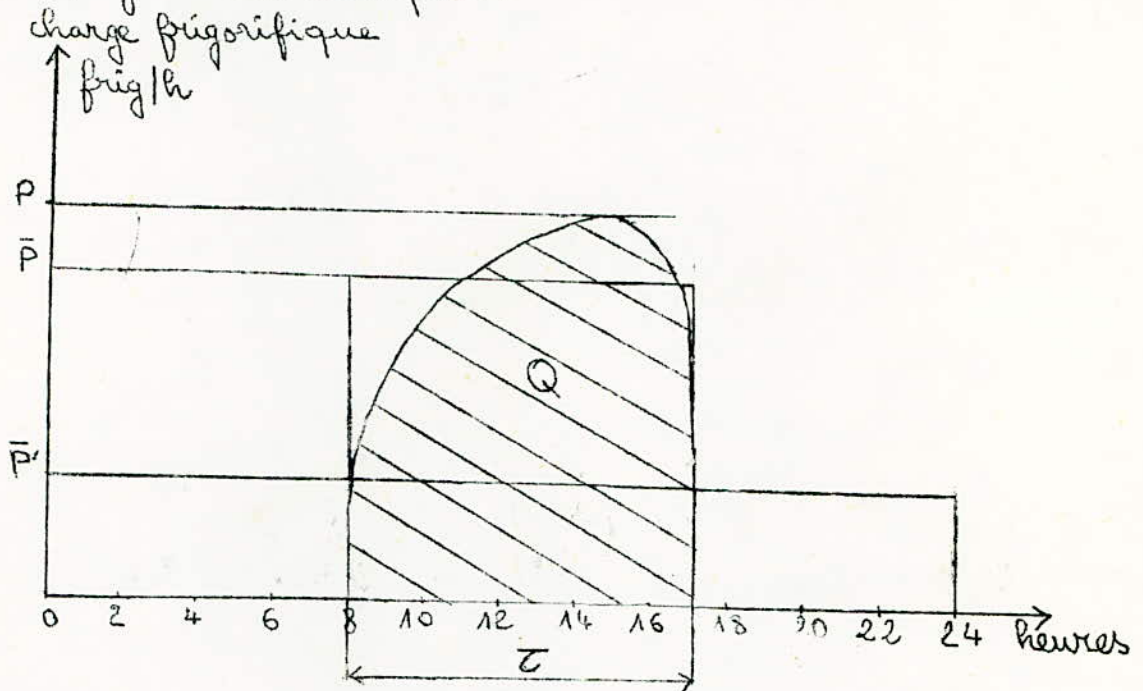
Le volant thermique journalier comportant deux variantes: réservoir d'eau seule ou d'eau et de glace, nous nous sommes partagé le travail nous, nous ferons l'étude du volant utilisant l'eau et la glace, nos collègues ferons l'étude du volant utilisant l'eau froide seule.

- CHAPITRE II -

### II.1 Définitions des paramètres

#### 2.1.1. Courbe de charge journalière

Elle représente la variation de la charge frigorifique d'une construction pour la journée de base d'une région climatique.



- fig 1 -

#### 2.1.2. Puissance frigorifique de l'installation "classique": P

Elle est égale à la charge frigorifique maximale de l'installation; elle détermine la puissance frigorifique du groupe pour des températures données à l'évaporateur et au condenseur.

#### 2.1.3. Consommation journalière de froid de l'installation: Q.

C'est la quantité de froid nécessaire quotidiennement à la climatisation de la construction considérée pour la journée de base.

Elle est représentée par la surface hachurée de la figure 1

Elle est égale à

$$Q = \int_0^{24} P(t) dt$$

ou encore

$$Q = \bar{P} \times \tau$$

$\bar{P}$  = puissance frigorifique moyenne de fonctionnement du groupe pendant la durée de climatisation  $\tau$ .

2-1-4. Puissance frigorifique moyenne du groupe avec volant thermique journalier :  $\bar{P}'$

$$\bar{P}' = \frac{\text{consommation journalière}}{24} = \frac{Q}{24}$$

2-1-5. Quantité de froid maximum à emmagasiner dans le volant thermique journalier :  $Q'$

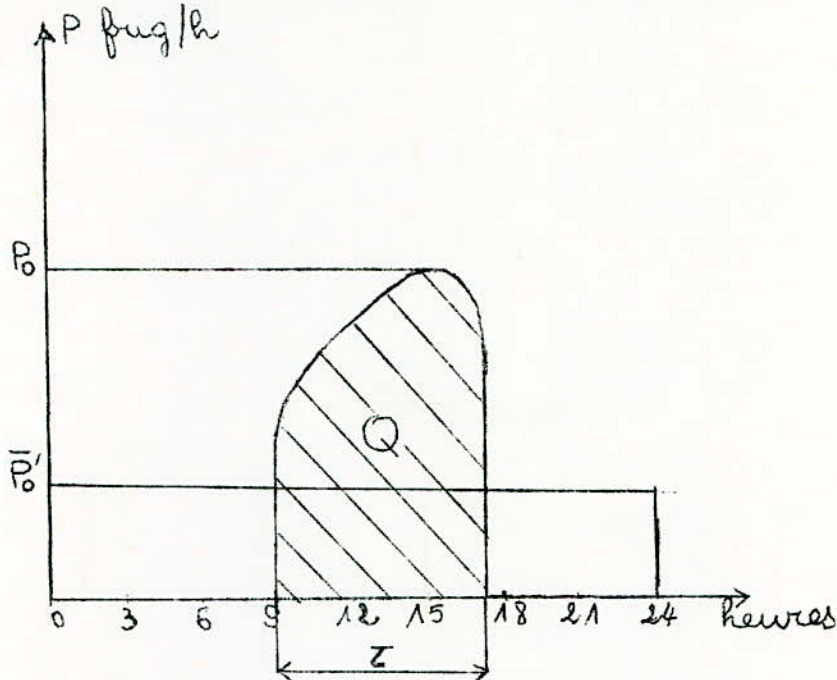
$$Q' = \bar{P}' (24 - \tau)$$

$\tau$  : durée journalière de la climatisation (heures)

## II. 2. Calcul paramétrique

### 2.2.1. Données du problème

La donnée principale est la courbe de charge journalière de la construction considérée



On déduit de la courbe de charge :

- la puissance frigorifique maximum  $P_0$
- la consommation journalière de froid  $Q$
- le temps de climatisation  $\tau$

### 2.2.2. Détermination des paramètres relatifs au volant thermique journalier.

a) Puissance frigorifique moyenne  $\bar{P}'$

$$\bar{P}' = \frac{Q}{24}$$

b) Quantité de froid maximum à emmagasiner

$$Q' = \bar{P}'(24 - \tau) = Q \left(1 - \frac{\tau}{24}\right)$$



c) Masse d'eau nécessaire au volant thermique

On fixe comme valeurs pour la température maximum ( $t_b$ ) et la température minimum ( $t_a$ ) de l'eau du volant thermique respectivement

$t_b = 4^\circ\text{C}$  et  $t_a = 0^\circ\text{C}$ ; le choix de  $t_a = 0^\circ\text{C}$  est justifié par le fait qu'une partie de l'eau doit être transformée en glace; le choix de  $t_b$  est arbitraire et non important car dans le cas du volant thermique, eau-glace, c'est la chaleur latente de la glace qui est prédominante soit  $M$  la masse d'eau à utiliser en tonnes.

Soit  $\alpha\%$   $M$  la masse en tonnes de glace maximum qu'on admet.

$Q'$  est la quantité maximum de froid à emmagasiner, alors.

$$Q' = M c_p \Delta t + \frac{\alpha}{100} M l_f$$

$$c_p = 1000 \text{ kcal/}^\circ\text{C tonne}$$

$$l_f = 80.000 \text{ kcal/tonne}$$

$$\Delta t = t_b - t_a = 4^\circ\text{C}$$

Chaleur massique de l'eau

Chaleur latente de

fusion de l'eau à  $0^\circ\text{C}$ .

d'où

$$M = \frac{Q'}{c_p \Delta t + \frac{\alpha}{100} l_f} = \frac{Q'}{4000 + \frac{\alpha}{100} 80000}$$

$$M = \frac{Q'}{4000(1 + 0,2\alpha)}$$

$M$  en tonnes

$Q'$  en frigories

Dans le tableau suivant, on donne pour  $Q'$  fixé, la variation de  $M$  en fonction de  $\alpha\%$

$\alpha\%$	0	10	20	30	40	50	60
$M$ tonnes	$\frac{Q'}{4000}$	$\frac{Q'}{12000}$	$\frac{Q'}{20000}$	$\frac{Q'}{28000}$	$\frac{Q'}{36000}$	$\frac{Q'}{44000}$	$\frac{Q'}{52000}$

Voir courbe  $M=f(\alpha)$

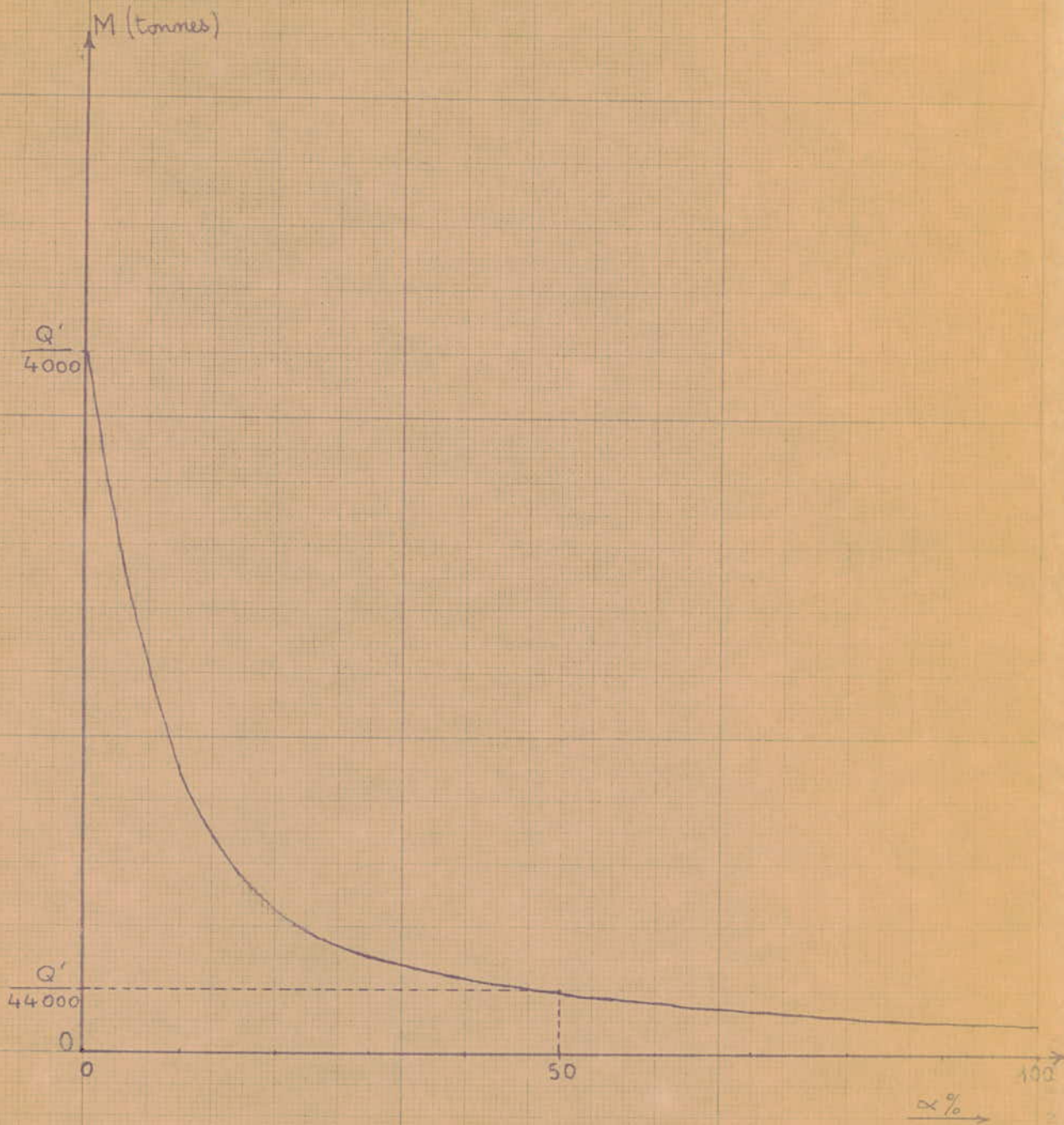
On observe sur la courbe que.

- de  $\alpha\% = 0\%$  à  $\alpha\% = 30\%$ , la masse  $M$  décroît très vite
  - Au delà de  $\alpha = 50\%$ , la diminution de  $M$  est faible
- Aussi, il y a intérêt à choisir  $\alpha\%$  entre  $30\%$  et  $40\%$   
d'où le tableau N° 1.

$\alpha\%$	masse totale $M$ tonnes	masse de glace $M_g$ tonnes	masse d'eau $M_e$ tonnes
30	$\frac{Q'}{28000}$	$0,3M$	$0,7M$
40	$\frac{Q'}{36000}$	$0,4M$	$0,6M$
50	$\frac{Q'}{44000}$	$0,5M$	$0,5M$

$M_g$ : masse de glace maximum à former

Variation de la masse  $M$  du volant thermique journalier  
en fonction de la proportion de glace  $\alpha$  admise



## d) Calcul de l'évaporateur

II-6

### Hypothèses:

- Le refroidissement se fait par détente directe: l'évaporateur est placé directement dans le réservoir
- La glace se forme d'une façon uniforme autour des tubes de l'évaporateur
- Le calcul de la surface d'échange sera fait dans les conditions les plus défavorables c'est à dire lorsque la couche de glace est formée.
- Comme puissance de l'évaporateur, on prendra la puissance frigorifique moyenne du groupe  $\bar{P}_0'$

Débit de fluide frigorigène:

$$\dot{m}_F = \frac{\bar{P}_0'}{l_v}$$

$\dot{m}_F$ : débit en kg/h

$\bar{P}_0'$ : puissance frigorifique en frig/h

$l_v$ : chaleur latente de vaporisation du fluide frigorigène à la température  $t_F = -10^\circ\text{C}$  qu'on se fixe provisoirement. (kcal/kg)

Calcul de la section des tubes de l'évaporateur:

En général, la vitesse d'écoulement du fluide frigorigène est comprise entre 10 et 20 m/s.

soit  $d_i$  le diamètre intérieur du tube

et  $V_F$  la vitesse du fluide frigorigène

on a 2 cas à considérer

II-7

1er cas: évaporateur en forme de serpentin

$$\text{on a } \dot{m}_F = \rho_F V_F \times 3600 \frac{\pi d_i^2}{4}$$

d'où

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}_F}{\pi \rho_F V_F 3600}} \quad \text{en m}$$

$\dot{m}_F$  débit en kg/h

$\rho_F$ : masse volumique de la vapeur saturée à  $t_F = -10^\circ\text{C}$ . en  $\text{kg}/\text{m}^3$

2ème cas: évaporateur en forme de "grille" à  $n$  tubes

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}_F}{\pi \rho_F V_F 3600 n}}$$

$n$ : nombre de tubes

On prendra des tubes normalisés de diamètres intérieurs voisins de  $d_i$ .

Longueur totale de la tuyauterie de l'évaporateur ( $L$ )

soit  $d_e$  le diamètre extérieur du tube (en m)

soit  $x$  l'épaisseur de la couche de glace

sur le tube (en m)

soit  $V_g$  le volume maximum de glace qu'on

veut former (en  $\text{m}^3$ )

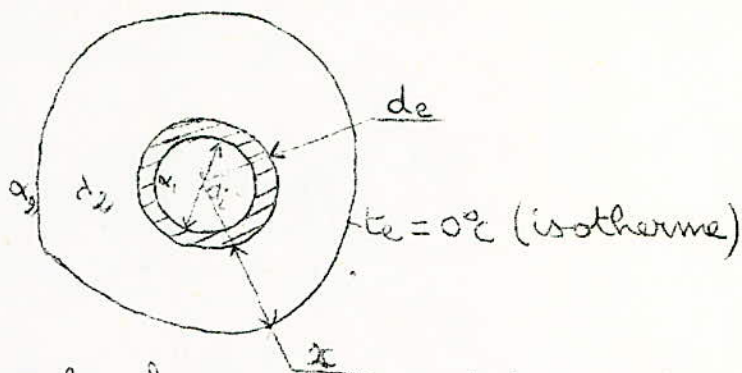
$$\text{alors } V_g = \frac{\pi}{4} [(d_e + 2x)^2 - d_e^2] L = \pi x (d_e + x) L$$

d'où

$$L = \frac{V_g}{\pi x (d_e + x)} \quad \text{en m}$$

Calcul de vérification

calcul de l'écart de température  $\Delta t = t_e - t_f$



On applique la formule des échanges thermiques relative à un tube cylindrique.

$$\bar{P}_0' = \frac{\pi L \Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 d_i} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{1}{2\lambda_2} \ln\left(\frac{d_e+2x}{d_e}\right) + \frac{1}{\alpha_2 (d_e+2x)}}$$

d'où

$$\Delta t = \frac{\bar{P}_0'}{\pi L} \left[ \frac{1}{\alpha_1 d_i} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{1}{2\lambda_2} \ln\left(\frac{d_e+2x}{d_e}\right) + \frac{1}{\alpha_2 (d_e+2x)} \right]$$

$\bar{P}_0'$ : puissance de l'évaporateur en frig/h

$d_i$ : diamètre intérieur du tube

$d_e$ : diamètre extérieur du tube

$x$ : épaisseur de la couche de glace

$\alpha_1$ : coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide frigorigène qui se vaporise à la paroi intérieure du tube

En général, on prend  $\alpha_1 = 4000 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$

$\lambda_1$ : conductibilité thermique du matériau du tube en  $\text{kcal/h.m.°C}$ .

$\lambda_2$ : conductivité thermique de la glace II-9

$$\lambda_2 = 1,92 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$

$\alpha_2$ : coefficient de transfert de chaleur par convection entre la surface extérieure de la couche de glace et l'eau qui l'entoure

$$\alpha_2 = 250 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

L: longueur totale de la tuyauterie de l'évaporateur

$\Delta t$ : écart de température entre le fluide frigorigène et l'eau qui entoure l'évaporateur

$$\Delta t = t_e - t_f \quad t_e = 0^\circ\text{C}, \text{ donc}$$

$$t_f = -\Delta t \quad \text{on compare cette valeur}$$

avec celle qu'on s'est fixée au début c'est-à-dire

$t_f = -10^\circ\text{C}$ , si ces 2 valeurs sont voisines l'une de l'autre, le calcul est bon, sinon on refait le calcul en prenant  $t_f = -\Delta t$

#### Remarque:

Dans le calcul de l'évaporateur, on peut appliquer avec une bonne approximation l'équation des échanges thermiques à travers des parois planes, cette équation a l'avantage d'être simple et rapide.

on aura

$$\dot{P}_0 = k S_m \Delta t$$

$k$ : coefficient d'échange thermique global

entre l'eau et le fluide frigorigène

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_e - d_i}{2\lambda_1} + \frac{\kappa}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{kcal / (h.m}^2\text{.}^\circ\text{C)}$$

$S_m$  = surface d'échange thermique moyenne

$$S_m = \pi(d_e + \kappa)L$$

$\Delta t$  : écart de température entre l'eau et le fluide frigorigène

$$\Delta t = t_e - t_F = 0 - t_F$$

$$\text{d'où } t_F = -\Delta t$$



e) Détermination du réservoire-1. Capacité du réservoir

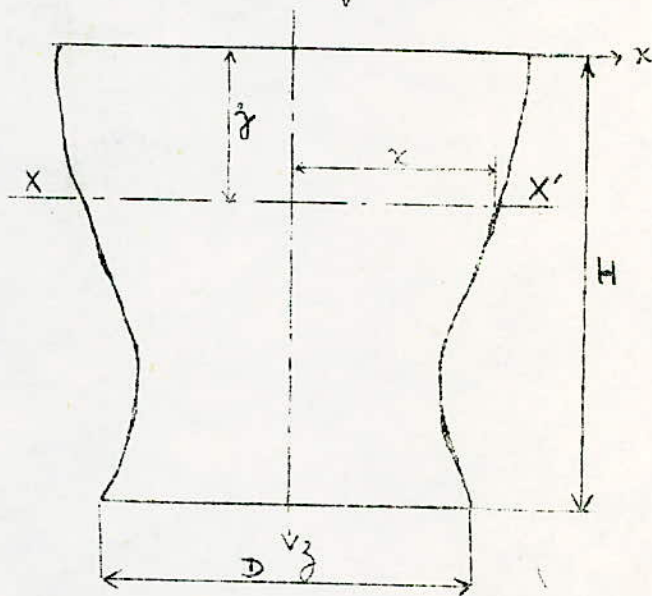
Si  $V_e$  est le volume occupé par l'évaporateur et  $V$  le volume de la masse d'eau pouvant se volatiliser thermique à la température  $t_b = 4^\circ\text{C}$

Alors la capacité du réservoir doit être de

$$V_R = V + V_e \quad (\text{m}^3)$$

e-2. Épaisseurs du réservoir en fonction de la pression intérieuree-2.1. Épaisseurs des parois latérales

On considère un réservoir de forme de révolution quelconque



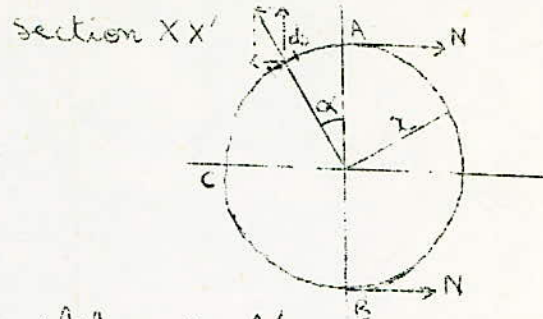
Considérons une section horizontale  $XX'$  à une distance  $z$  du plan supérieur.

Soient  $H$ : hauteur totale du réservoir

$e_z$ : épaisseur de la tôle à la distance  $z$

$p + \rho g z$ : pression au niveau de la section  $XX'$

$x$ : rayon de l'anneau situé à la distance  $z$  II-12



Considérons l'équilibre de l'anneau cylindrique ACB ayant l'unité (1m) pour la hauteur.

$$2N = \int_0^\pi (P + \rho g z) ds \sin \alpha$$

$$2N = (P + \rho g z) \int_0^\pi ds \sin \alpha$$

$$\int_0^\pi ds \sin \alpha = \int_0^\pi 1 \times dl \sin \alpha = \int_0^\pi x \sin \alpha d\alpha = 2x$$

d'où

$$2N = (P + \rho g z) 2x$$

$$\frac{N}{e_z \times 1} = R_f$$

$$e_z = \frac{(P + \rho g z) 2x}{2 R_f}$$

$R_f$ : charge pratique de la tôle

Pour avoir aussi l'épaisseur qu'il faudrait donner à la tôle située à la distance  $z$  du plan supérieur.

Pour tenir compte de l'affaiblissement dû à l'assemblage, on multiplie  $R_f$  par un coefficient  $\alpha$

qui vaut  $\alpha = 0,55$  à  $0,75$  pour rivure

$\alpha = 0,70$  à  $0,90$  pour soudure.

et on ajoute une épaisseur constante  $c = 1$  à  $2$  mm pour tenir compte de l'irrégularité de forme et d'usure.

$$\text{d'où } e_z = \frac{(P + \rho g z) 2x}{2\alpha R_f} + c$$

Remarque :

Si le réservoir est sous pression alors

$$p=0 \text{ et } e_z = \frac{\rho g z x}{2 \times R_p} + c$$

e-z-z- Épaisseur du fond

Considérons le fond formé d'une calotte sphérique de rayon de courbure  $\pi$ .

L'épaisseur de la tôle du fond est donnée par

$$e' = \frac{(P + \rho g H) \pi}{2 \times R_p} + 0,0015$$

$\alpha' = 0,5$  coefficient d'affaiblissement du au raccordement de canalisations, ...

$$\text{d'où } e' = \frac{(P + \rho g H) \pi}{R_p} + 0,0015$$

on cherche la valeur du rayon de courbure  $\pi$  pour que l'épaisseur du fond soit égale à celle qu'on devait donner à la tôle située à la distance  $H$  du plan supérieur.

$$e = e' \text{ entraîne}$$

$$\frac{(P + \rho g H) D}{2 \times R_p} + c = \frac{(P + \rho g H) \pi}{R_p} + 0,0015$$

on néglige les constantes  $c$  et  $0,0015$

on obtient alors

$$\pi = \frac{D}{2\alpha}$$

Remarque.

On peut donner au réservoir un fond plat de même épaisseur que la tôle située à la distance  $H$  du plan supérieur, à condition de l'installer sur un plancher résistant pour éviter la flexion du fond

### 2.3. forme du réservoir

Nous devons avoir en vue plusieurs critères pour nous guider dans la conception de la forme du réservoir.

1° La surface du réservoir doit être la plus petite possible pour un volume donné : cela permet de diminuer les frais de matériau et d'isolation thermique

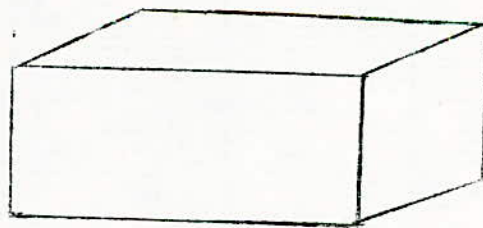
2° Utiliser des feuilles de tôles courantes

3° L'assemblage doit se faire facilement de la manière la plus courante (soudure ou rivure)

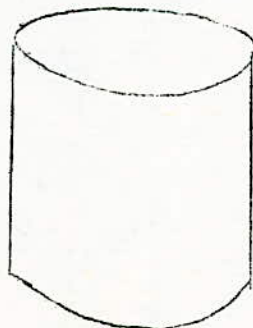
4° La forme doit être fonctionnelle dans le cadre de l'utilisation de ce réservoir

On peut concevoir diverses formes du réservoir

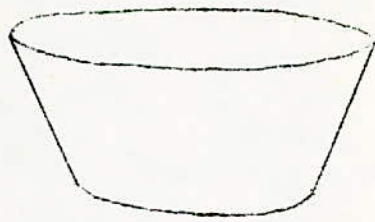
- forme rectangulaire



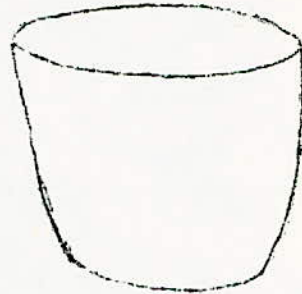
- forme cylindrique



- forme tronconique



- formes hyperboloïde, parabololoïde, ...



De toutes ces formes, il n'y a que la forme cylindrique qui satisfait à la majorité des critères énumérés ci-dessus. Le réservoir à utiliser sera donc de forme cylindrique. Calculons ses dimensions.

Soient  $D$  et  $H$  respectivement le diamètre intérieur et la hauteur du cylindre.

On cherche tout d'abord pour quelle relation reliant  $D$  et  $H$ , on a la plus petite surface pour le volume donné  $V_R$ .

$$V_R = \pi \frac{D^2}{4} H \quad \text{entraîne} \quad H = \frac{4V_R}{\pi D^2}$$

$$S_R = 2 \cdot \pi \frac{D^2}{4} + \pi D H = \pi \frac{D^2}{2} + 4 \frac{V_R}{D}$$

Dérivons la surface  $S_R$  par rapport à  $D$

$$\frac{dS_R}{dD} = \pi D - 4 \frac{V_R}{D^2}$$

Annulons cette dérivée

$$\pi D - 4 \frac{V_R}{D} = 0 \quad \text{cei entraîne}$$

$$D^3 = \frac{4}{\pi} V_R = \frac{4}{\pi} \frac{\pi D^2}{4} H = D^2 H$$

$$\text{d'où } D = H$$

Données servant au dimensionnement du réservoir  
capacité du réservoir  $V_R$  ( $m^3$ )

Charge pratique du matériau utilisé  $R_p$  ( $N/m^2$ )

L'assemblage se fait par soudure  $\alpha = 0,7$

Constante d'irrégularité  $c = 0,002 \text{ m}$

$$D = H$$

Le réservoir est formé de viroles verticales  
(feuilles de tôles enroulées)

surpression  $p$  ( $N/m^2$ )

Dimensionnement:

$$V_R = \pi \frac{D^2}{4} H$$

$$D = H$$

$$\text{d'où } D = \sqrt[3]{\frac{4V_R}{\pi}}$$

On prendra pour  $H$  la valeur de la hauteur de  $n$  viroles normalisées, cette valeur se rapprochant le plus de  $D$ , puis on recalculera le diamètre  $D$

Comme les feuilles de tôles ont à épaisseurs constantes, on fait le calcul de l'épaisseur pour chaque virole en donnant comme valeur à  $z$  la distance au plan supérieur du réservoir de la partie inférieure de la virole

Pour la virole inférieure, on fait  $z = H$

$$e_z = \frac{(p + \rho g z) D}{2 \alpha R_p} + c = \frac{(p + 1000g) D}{2 \cdot 0,7 R_p} + 0,002 \text{ (m)}$$

$$e_3 = \frac{(p + 1000g)D}{1,4 R_p} + 0,002$$

Si le fond du réservoir est constitué d'une calotte sphérique d'épaisseur égale à  $e_H$  (épaisseur de la visière inférieure), alors son rayon de courbure doit être égal à  $r = \frac{D}{2\alpha} = \frac{D}{1,4}$

### F) Capacité du vase d'expansion

L'eau en formant de la glace augmente de volume, aussi dans notre cas, il nous faut tenir compte de ce phénomène physique, on a 2 solutions pour cela:

1° soit prendre un réservoir de volume plus grand que celui de l'eau nécessaire

2° soit de prendre un vase d'expansion qui permettra d'absorber la dilatation de l'eau du réservoir et aussi de contrôler la quantité de glace qui se forme, ce vase d'expansion contenant de l'azote sous faible pression car ce gaz n'est pas corrosif

On choisit la 2<sup>ème</sup> solution qui présente plus de sécurité, et permet en outre de contrôler la formation de la glace.

soient  $V_1$  le volume de la masse du volant avant la formation de la glace

et  $V_2$  le volume de la masse d'eau du volant après

la formation de la glace.

II-18

L'augmentation de volume s'écrit :

$$\Delta V = V_2 - V_1 = \left[ \frac{M(1 - \frac{\alpha}{100})}{\rho_e} + \frac{\alpha}{100} \frac{M}{\rho_g} \right] - \frac{M}{\rho_e} = \frac{\alpha M}{100} \left( \frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_e} \right)$$

masse volumique de l'eau  $\rho_e = 1000 \text{ kg/m}^3 = 1 \text{ t/m}^3$

masse volumique de la glace  $\rho_g = 900 \text{ kg/m}^3 = 0,9 \text{ t/m}^3$

$$\text{d'où } \Delta V = \frac{\alpha M}{100} \left( \frac{1}{0,9} - \frac{1}{1} \right) = \frac{\alpha M}{900}$$

$$\Delta V = \frac{\alpha}{900} M$$

$\Delta V$  en  $\text{m}^3$

M en tonnes

$\frac{\alpha M}{100}$  masse de glace à former.

On prendra pour le vase d'expansion un volume supérieur à  $\Delta V$  de 20 à 40%

$$V_0 = \Delta V (1,2 \text{ à } 1,4) \text{ m}^3$$

$V_0$  : volume du vase d'expansion



g) Variation journalière de la température du volant

On suppose la puissance du groupe avec volant constante et égale à la puissance moyenne  $\bar{P}'_0$

g-1) - La quantité de froid nécessaire pour abaisser la température de la masse M d'eau du volant de  $t_b = 4^\circ\text{C}$  à  $t_a = 0^\circ\text{C}$  est égale à :

$$Q'_1 = M c_p \Delta t = M c_p (t_b - t_a) = M \cdot c_p \cdot 4$$

$Q'_1$  en frigories

$$c_p = 1000 \text{ kcal/t} \cdot ^\circ\text{C}$$

M en tonnes

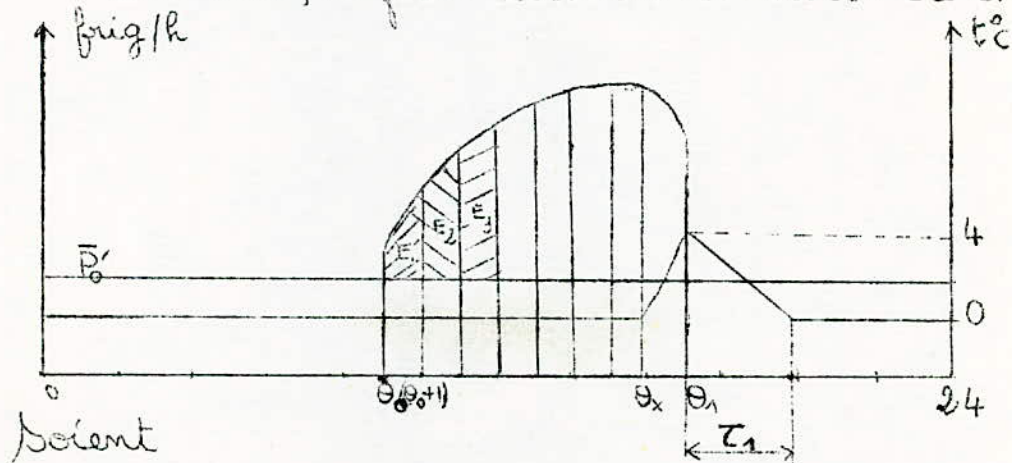
- Durée de cette opération

$$\tau_1 = \frac{Q'_1}{\bar{P}'_0}$$

$\tau_1$  en heures

g-2) Marche à suivre pour connaître l'heure à laquelle toute la masse de glace aura fondu

Pour cela, il faut utiliser la courbe de charge



$\theta_0$  = début de la climatisation

$\theta_1$  = fin de la climatisation

$\theta_x$  = l'heure cherchée (heure à laquelle toute la glace aura fondu)

de  $\theta_1$  à  $(\theta_1 + \tau_1)$  : la température de l'eau diminue de  $t_b = 4^\circ\text{C}$  à  $0^\circ\text{C}$

de  $(\theta_1 + \tau_1)$  à  $\theta_0$  : La glace se forme, la température reste constante et égale à  $0^\circ\text{C}$

de  $\theta_0$  à  $\theta_x$  : La glace fond à température constante ( $0^\circ\text{C}$ ) en produisant  $Q'_2 = \frac{\alpha M}{100} l_f = Q' - Q_1$  frigories

de  $\theta_x$  à  $\theta_1$  : la température de l'eau monte de  $0^\circ\text{C}$  à  $t_b = 4^\circ\text{C}$

### Recherche de $\theta_x$

On calcule d'heure en heure, la quantité de froid demandée au volant thermique

on note par  $E_i$  la quantité de froid demandée au volant à la i<sup>ème</sup> heure de climatisation

de  $\theta_0$  à  $(\theta_0 + 1)$  :  $E_1$  frigories

- si  $E_1 \geq Q'_2$  alors  $\theta_0 < \theta_x \leq \theta_0 + 1$

et l'on déduit  $\theta_x - \theta_0 = \frac{Q'_2}{E_1}$   
d'où  $\theta_x = \theta_0 + \frac{Q'_2}{E_1}$

- si  $E_1 < Q'_2$ , on passe à la 2<sup>ème</sup> heure

de  $(\theta_0 + 1)$  à  $(\theta_0 + 2)$  :  $E_2$  frigories

- si  $E_2 \geq Q'_2 - E_1 = R_1$  alors  $\theta_0 + 1 < \theta_x \leq \theta_0 + 2$

et l'on déduit  $\theta_x - (\theta_0 + 1) = \frac{R_1}{E_2}$   
d'où  $\theta_x = (\theta_0 + 1) + \frac{R_1}{E_2}$

- si  $E_2 < R_1$ , on passe à la 3<sup>ème</sup> heure  
et ainsi de suite

Par récurrence, on aura

de  $(\theta_{0+n})$  à  $(\theta_{0+n+1})$   $E_{n+1}$  frigories

- si  $E_{n+1} \geq Q'_2 - (E_1 + E_2 + \dots + E_n) = R_n$  alors

$$\theta_{0+n} < \theta_x \leq \theta_{0+n+1}$$

et l'on déduit  $\theta_x - (\theta_{0+n}) = \frac{R_n}{E_{n+1}}$

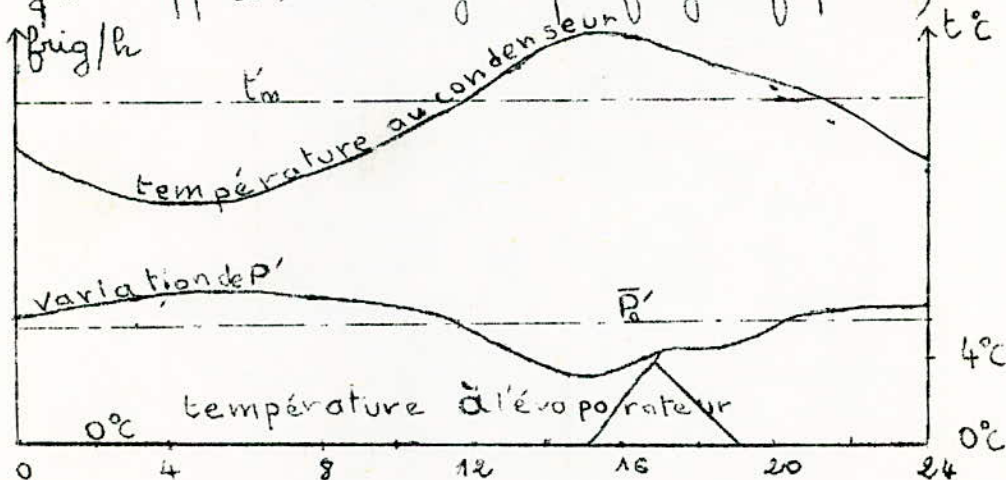
d'où  $\theta_x = (\theta_{0+n}) + \frac{R_n}{E_{n+1}}$

- si  $E_{n+1} < R_n$ , on passe à la  $(n+2)$ <sup>ième</sup> heure

R) Allure de la courbe donnant la variation de la puissance  $P'$  du groupe avec volant en fonction des températures au condenseur et à l'évaporateur

La puissance frigorifique d'un groupe varie lorsque les températures au condenseur et à l'évaporateur varient

( cf: "Rappels sur les groupes frigorifiques" )



## 1) Calcul des consommations électriques.

### i.) Consommation électrique du groupe frigorifique sans volant

Des catalogues des constructeurs de groupes frigorifiques à condenseurs à air, on choisit le groupe frigorifique qui donne la puissance frigorifique  $P_0$  (cf Fig. 2.) à la température de l'air extérieur correspondante.

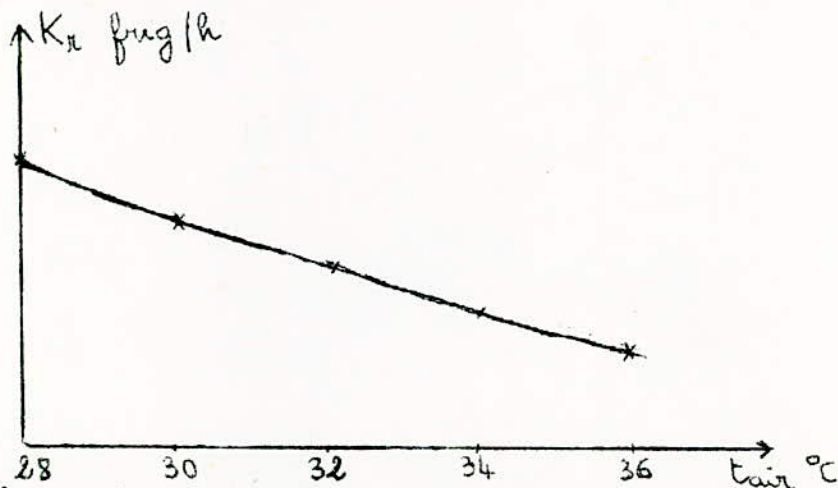
Ayant choisi le groupe, on peut tracer la variation de la production spécifique réelle ( $K_r$ ) en fonction de différentes températures de l'air extérieur données par le catalogue.

$$K_r = \frac{P}{W} \quad \text{frig/kwh}$$

$P$  en frig/h

$W$  en kw

La température à l'évaporateur est fixée à une valeur constante.



Pour le calcul de la consommation électrique, on fait l'hypothèse que le rendement du groupe est le même

qu'il fonctionne à pleine charge ou à charges réduites  
alors qu'en fait le rendement est d'autant meilleur  
que le groupe fonctionne autour de sa pleine charge

On a 2 façons de calculer la consommation  
électrique journalière du groupe sans volant.

1<sup>o</sup> heure par heure

On calcule la puissance frigorifique moyenne  
relativisée à chaque heure et on la divise par la production  
frigorifique spécifique correspondante à la température moyenne  
de l'air à cette heure ( $\phi$ : courbe  $K_R = f(t_{air})$ ), ce qui détermine  
la consommation électrique (en kWh) pour chaque heure

Pour avoir la consommation électrique journalière  
on additionne toutes les consommations horaires

2<sup>o</sup> On calcule la puissance frigorifique moyenne  
 $\bar{P}$  pendant la durée de climatisation; à cette puissance  
correspondrait une température moyenne de l'air ( $t_m$ )  
durant la même période.

$$t_m = \frac{\text{Somme des températures moyennes horaires de l'air}}{\text{durée de climatisation } \tau \text{ en heures}}$$

A cette température  $t_m$  correspond une production  
frigorifique spécifique  $K_R$  qu'on lit sur la courbe  $K_R = f(t_{air})$   
La consommation électrique journalière est donnée

$$\text{par } ce = \frac{\bar{P}}{K_R} \tau \quad \text{kWh}$$

i-2) Consommation électrique du groupe frigorifique  
avec volant.

$$Cé = \frac{\bar{P}_0}{K'_R} 24 \text{ kWh}$$

$\bar{P}_0$  : puissance frigorifique moyenne en frig/h

$K'_R$  : production frigorifique spécifique correspondant à la température moyenne journalière de l'air au condenseur et 0°C à l'évaporateur

### j) Estimation du coût des consommations électriques

#### j-1) Cas du groupe sans volant

Le coût annuel de la consommation électrique du groupe sans volant en supposant qu'il fonctionne 100 j/an, est donné par.

$$E_{eA} = \frac{\bar{P}}{K'_R} \tau \times 100 \times p_{HP} - \frac{\bar{P}_{Z_1}}{K'_{RZ_1}} \tau_1 \times 100 (p_{HP} - p_{HC}) \text{ DA/an}$$

$p_{HP} = 0,097 \text{ DA/kwh}$  : prix du kwh dans l'heure pleine

$p_{HC} = 0,043 \text{ DA/kwh}$  : prix du kwh dans l'heure creuse

(voir annexe)

$$\text{d'où } E_{eA} = \frac{\bar{P}}{K'_R} \tau \times 9,7 - \frac{\bar{P}_{Z_1}}{K'_{RZ_1}} \tau_1 \times 5,4 \text{ DA/an}$$

$\bar{P}$  : puissance frigorifique moyenne du groupe durant le temps de climatisation  $\tau$

$\tau_1$  : nombre d'heures du temps de climatisation  $\tau$ , classées comme heures creuses

$\bar{P}_{Z_1}$  : puissance frigorifique moyenne relative aux  $\tau_1$  heures

$K'_{RZ_1}$  : production frigorifique spécifique correspondante à la température moyenne de l'air durant les  $\tau_1$  heures

En général,  $\tau_1 = 2 \text{ h}$  (12 h à 14 h)

j-2) Cas du groupe avec volant

$$C'_{eA} = \frac{\bar{P}_e'}{24} 100 (10 \times 0,043 + 14 \times 0,097) \text{ DA/an}$$

$$C'_{eA} = \frac{\bar{P}_e' K'_r}{K'_r} 178,8 \text{ DA/an}$$

$$C'_{eA} = \frac{C_e}{24} 178,8 \text{ DA/an}$$

$C_e$  : consommation électrique journalière du groupe avec volant (kwh)

$K'_r$  : production frigorifique spécifique correspondante à la température de  $0^\circ\text{C}$  à l'évaporateur et la température moyenne journalière de l'air ( $t_m$ ) au condenseur.

conclusion: Connaissant les coûts annuels de la consommation électrique  $C_{eA}$  et  $C'_{eA}$  dans les 2 cas, on peut comparer et déduire s'il y a prépondérance d'un cas sur l'autre.

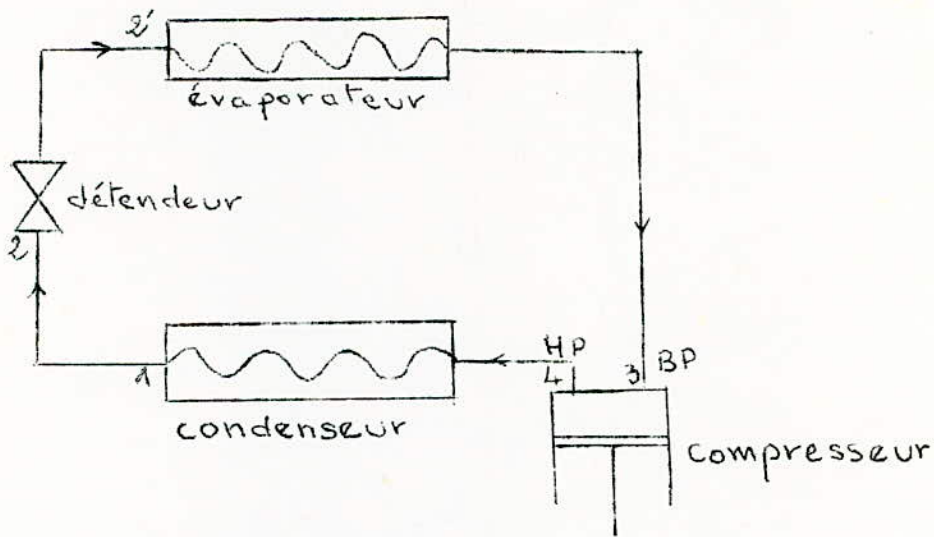
L'exemple permettra de mieux expliciter les méthodes de calcul présentées ci-dessus.

L'énergie frigorifique nécessaire pour le refroidissement et la déshumidification de l'air est en règle générale produite par une machine frigorifique.

Comme producteurs autonomes de froid, on utilise surtout en climatisation des groupes frigorifiques à compression ; les groupes à absorption et les machines à injection de vapeur sont peu utilisés.

Aussi nous allons nous limiter à un rappel sur les groupes frigorifiques à compression

1- schéma de principe

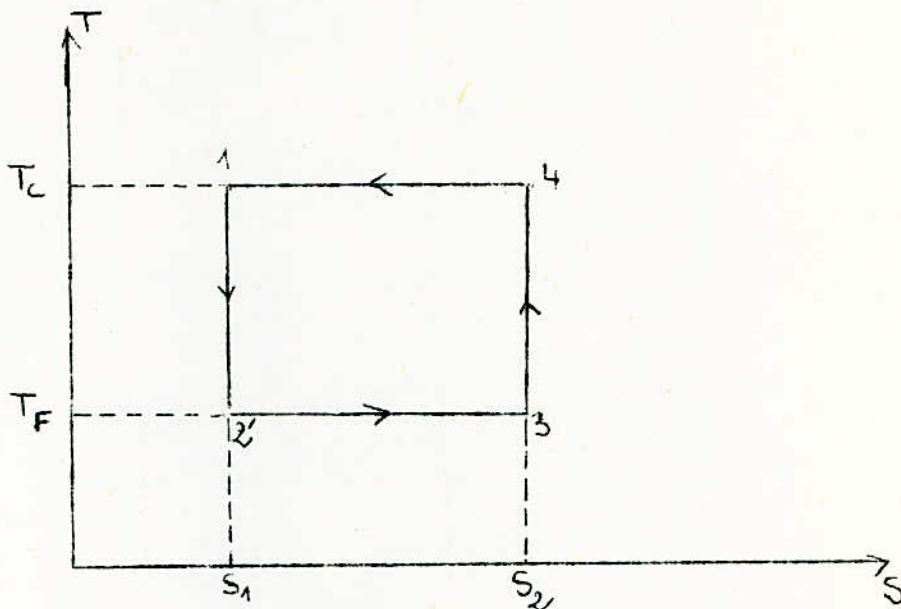


2- Rappels théoriques

2-1. Cycle idéal d'une machine frigorifique  
C'est le cycle de Carnot inversé.



- En diagramme (T, S)



Ce cycle se compose de 4 transformations réversibles:

- 2 isothermes
- 2 isentropiques

### 2-1-1. Étude du cycle

$T_c$ : température de la source chaude

$T_F$ : température de la source froide

a. chaleur absorbée à la source froide de température

constante  $T_{2'} = T_3 = T_F$

$$q_{2'-3} = q_F = T_F (S_3 - S_{1'}) = T_F (S_4 - S_{2'})$$

b. transformation 3-4: compression isentropique ( $ds=0$ )

travail échangé:  $W_c$

chaleur échangée:  $q_{3-4} = 0$

c. transformation 4-1: isotherme  $T_4 = T_1 = T_c$

$$q_{4-1} = q_c = T_c (s_1 - s_4) = T_c (s_2' - s_3) = T_c (s_1 - s_3)$$

d- transformation 1-2' : détente isentropique pour ramener le fluide à son état initial

travail échangé  $W_{1-2'}$  non récupérable

chaleur échangée  $q_{1-2'} = 0$

Désignons par  $W_{\text{cycle}}$  le travail échangé dans ce cycle

$$W + q = 0 \text{ entraîne } W_{\text{cycle}} = -(q_{2'-3} + q_{4-1})$$

$$W_{\text{cycle}} = -T_F (s_3 - s_1) + T_c (s_3 - s_1)$$

$$W_{\text{cycle}} = (T_c - T_F) (s_3 - s_1)$$

2-1-2. Caractéristiques de la machine frigorifique

idéale

a- Coefficient d'effet frigorifique

On définit le coefficient d'effet frigorifique

$$\varepsilon = \frac{\text{chaleur absorbée à la source froide}}{W_{\text{cycle}}}$$

$$\varepsilon_c = \frac{Q_F}{W_{\text{cycle}}} = \frac{T_F (s_3 - s_1)}{(T_c - T_F) (s_3 - s_1)} = \frac{T_F}{T_c - T_F}$$

$$\varepsilon_c = \frac{T_F}{T_c - T_F} \text{ dans le cas du cycle de Carnot}$$

b- Production frigorifique spécifique

$$K_F = 860 \varepsilon \text{ frig/kwh}$$

Dans le cycle idéal de Carnot, la valeur de la puissance frigorifique spécifique :

$K_c = 860 \epsilon_c = 860 \frac{T_F}{T_c - T_F}$  frig/kwh  
est la même pour tous les fluides frigorigènes.

### Remarques:

- Le coefficient d'effet frigorifique  $\epsilon_c$  dépend des températures  $T_F$ ,  $T_c$  et de l'écart  $(T_c - T_F)$

Dans le tableau suivant, on donne le sens de variation de  $\epsilon_c$  en fonction des sens de variation de  $T_c$ ,  $T_F$  et  $(T_c - T_F)$ .

	$T_F$	$T_c$	$(T_c - T_F)$
$\epsilon_c$	↗ ↘	↗ ↘	↗ ↘

- L'influence de la variation de  $T_F$  est plus importante que celle de  $T_c$ ; en effet

1<sup>er</sup> cas:  $T_F$  augmente de  $\Delta T$ ,  $T_c$  augmente de  $\Delta T$   
le nouveau coefficient d'effet frigorifique s'écrit

$$\epsilon'_c = \frac{T_F + \Delta T}{(T_c + \Delta T) - (T_F + \Delta T)} = \frac{T_F + \Delta T}{T_c - T_F} = \epsilon_c + \frac{\Delta T}{T_c - T_F}$$

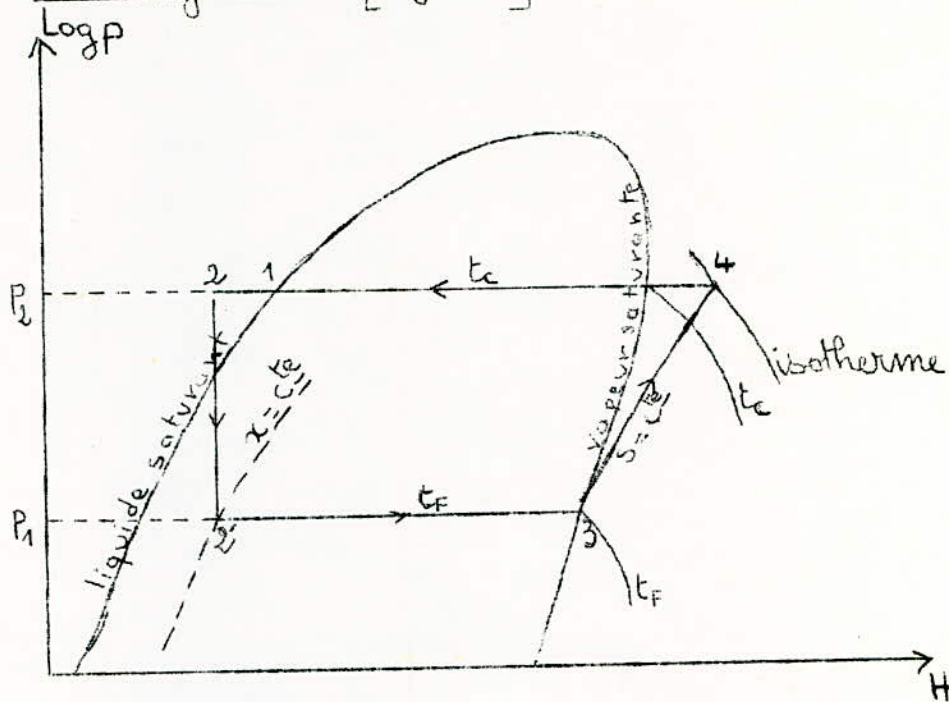
$\epsilon'_c > \epsilon_c$  :  $\epsilon_c$  croît

2<sup>ème</sup> cas:  $T_F$  diminue de  $\Delta T$ ,  $T_c$  diminue de  $\Delta T$

$$\epsilon''_c = \frac{T_F - \Delta T}{(T_c - \Delta T) - (T_F - \Delta T)} = \frac{T_F - \Delta T}{T_c - T_F} = \epsilon_c - \frac{\Delta T}{T_c - T_F}$$

$\epsilon''_c < \epsilon_c$  ,  $\epsilon_c$  diminue.

## 2.2. Cycle théorique d'une machine frigorifique en diagramme $[\text{Log } P, H]$



### 2.2.1. Étude du cycle

Transformation 2-2': détente isenthalpique à travers le détendeur de la pression  $P_2$  et la température  $t_2$  jusqu'à la pression  $P_1$  qui règne dans l'évaporateur

Transformation 2'-3: Évaporation du fluide à pression constante  $P_1$

Transformation 3-4: Compression isentropique du fluide de la pression  $P_1$  à la pression  $P_2$  qui règne dans l'évaporateur.

Transformation 4-2: Le gaz se refroidit à pression constante du point 4 jusqu'à l'intersection avec la ligne des vapeurs saturantes; ensuite se condense à

pression et température constantes jusqu'à l'intersection avec la ligne de liquide saturant (point 4); enfin, un sous-refroidissement s'effectue jusqu'au point 2.

### 2.2-2 Caractéristiques de la machine frigorifique

#### a. Coefficient d'effet frigorifique théorique

$$E_{TH} = \frac{Q_F}{W_C}$$

Sur le diagramme  $[Log p, H]$  ou sur les tables de Koch du fluide considéré, on tire :

$$Q_F = H_3 - H_2'$$

$$W_C = H_4 - H_3$$

$$E_{TH} = \frac{H_3 - H_2'}{H_4 - H_3}$$

#### Remarque:

La relation  $E_c = \frac{T_F}{T_c - T_F}$  n'est plus valable car on ne parle de températures constantes  $T_c$  et  $T_F$ .

#### b. Production frigorifique spécifique théorique

$$K_{TH} = 360 E_{TH} \quad \text{frig/kwh}$$

#### Remarque

Les valeurs de la production frigorifique théorique pour les différents fluides frigorigènes suivants: ammoniac, chlorométhane, dichlorométhane, et fréon ne diffèrent pas l'une de l'autre de plus de 1 à 2% cette différence du degré de précision est de l'ordre de celui des tables de vapeur et des diagrammes.

- Le tableau N°3 donnant les valeurs de  $K_{FR}$  relatives à l'ammoniac, peut donc être utilisé pour les fluides énumérés ci-dessus avec une bonne précision

### 3. Puissance réelle des machines frigorifiques

#### 3.1. Production frigorifique spécifique réelle

La puissance frigorifique qui compte pour l'installation est la puissance utilisable à l'évaporateur  $P$  (frig/h)

Si  $W$  est la puissance en kw en bout d'arbre du moteur entraînant le compresseur alors

la production spécifique réelle s'écrit:

$$K_{FR} = \frac{P}{W} \text{ frig/kwh}$$

le coefficient de production réel s'écrit:

$$E_{FR} = \frac{P}{860 W}$$

- Le coefficient de production réel dépend essentiellement de la nature du fluide frigorigène d'une part, des températures d'évaporation et de condensation d'autre part.

- Pour une machine utilisant un fluide frigorigène donné, la production sera d'autant plus forte que la différence entre les températures d'évaporation et de condensation sera plus faible; à égalité de différence, la production croît légèrement lorsque les températures augmentent.

### 3-2. conditions normales de marche et appréciation du rendement d'une machine frigorifique.

Il est très important de remarquer que la puissance frigorifique développée par une machine frigorifique et la puissance mécanique correspondante qu'elle absorbe varient considérablement avec la température d'évaporation d'une part et la température de condensation d'autre part. Cela est démontré par la théorie et la pratique.

Remarque: On peut admettre comme règle grossière, que quand la température de condensation s'élève de 1 degré, la production frigorifique spécifique diminue d'environ 1 à 2%; la réduction est de 3 à 4% quand la température de vaporisation s'abaisse de 1 degré.

Il est donc indispensable, pour fixer l'importance d'une machine frigorifique de spécifier les températures du régime auquel elle doit fonctionner

### 3.3 Définition de la production au compresseur

Le débit en masse de vapeur refoulé par le compresseur est égal au débit dégagé dans l'évaporateur. Mais comme l'évaporateur ne peut pas développer plus de vapeurs que le compresseur n'en aspire, "la production au compresseur" détermine en premier lieu la production frigorifique de la machine complète.

La production frigorifique se calcule théoriquement en partant du volume engendré du compresseur ( $m^3$ ) par unité de temps, multiplié par la production de froid par  $m^3$  (frig/ $m^3$ ) de vapeur du fluide frigorigène utilisé. On déduit de l'observation des valeurs de production théorique que pour la production du compresseur, la plus ou moins grande élévation de la température  $t_{ev}$  d'évaporation a une très grande influence; un seul et même compresseur a pour une température d'évaporation élevée, une bien plus grande puissance frigorifique que pour une basse température d'évaporation.

Le phénomène repose sur les propriétés physiques des vapeurs frigorigènes qui, pour une température d'évaporation décroissante présentent une chaleur d'évaporation lentement croissante, mais une masse



volumique rapidement décroissante.

La température ( $t_u$ ) du fluide frigorigène sous-refroidi avant le robinet de réglage influe aussi sur la production frigorifique, comme la température de liquéfaction ( $t_c$ ) au condenseur exerce aussi son influence.

Ces 3 températures  $t_{ev}$ ,  $t_c$ , et  $t_u$  influencent les changements d'état de la vapeur frigorigène; elles déterminent le "régime interne" de la machine frigorifique; celui-ci caractérise seulement les propriétés du compresseur et non celles des échangeurs de chaleur.

Les "températures normales" déterminent la grandeur d'un compresseur indépendamment de sa destination d'emploi; elles fixent la puissance frigorifique "normale".

Les "températures normales" usuelles sont les suivantes:

- En Allemagne

$$t_{ev} = -10^\circ\text{C} ; t_u = 15^\circ\text{C} , t_c = 25^\circ\text{C}$$

- Aux U.S.A et en général

$$t_{ev} = -15^\circ\text{C} , t_u = 25^\circ\text{C} , t_c = 30^\circ\text{C}$$

Le "régime externe" d'une machine frigorifique est déterminé par les températures des milieux ambiants: saumure, air ou eau de refroidissement.

Pour ces dernières, on choisit comme "valeurs normales":

$t_{sa} = -5^\circ\text{C}$  température de sortie de l'air du refroidisseur

$t_{ss} = -10^\circ\text{C}$  température de sortie de la saumure du refroidisseur

$t_{ee} = 15^\circ\text{C}$  température d'entrée de l'eau } refroidissement  
 $t_{se} = 25^\circ\text{C}$  température de sortie de l'eau } par l'eau.  
 $t_{air} = 25^\circ\text{C}$  température d'entrée de l'air : refroidissement par l'air

#### 4. Classification des groupes d'après leurs puissances

- petits groupes  $P \leq 15000$  frig/h
- groupes moyens  $15000$  frig/h  $< P \leq 50000$  frig/h
- gros groupes  $P > 50000$  frig/h

#### 5. Rappels des divers rendements

- Production frigorifique spécifique indiquée

$$K_i = \frac{P}{W_i} \text{ frig/kwh}$$

$P$  : puissance frigorifique (frig/h)

$W_i$  : puissance indiquée du compresseur (kw)

- Rendement indiqué

$$\eta_i = \frac{K_i}{K_{iP}} = \frac{W_{th}}{W_i}$$

$W_{th}$  : puissance théorique du compresseur (kw)

Ce rendement est généralement compris entre 0,6 et 0,85

- Production frigorifique spécifique effective ou réelle

$$K_e = \frac{P}{W_e} \text{ frig/kwh}$$

$W_e$  : puissance effective sur l'arbre (kw)

- Rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{W_i}{W_e}$$

Le rendement mécanique pour les compresseurs frigorifiques est compris entre 0,85 et 0,94, les meilleurs rendements sont obtenus pour les gros compresseurs.

- Rendement global

$$\eta = \frac{K_e}{K_{th}} = \frac{W_{th}}{W_e} = \eta_i \cdot \eta_m$$

Dans les conditions "normales", le rendement  $\eta$  est compris selon la puissance entre 0,5 et 0,8. Les meilleurs rendements sont obtenus pour les gros groupes

Remarques:

- Un " " groupe frigorifique possède un meilleur rendement lorsqu'il fonctionne autour de la puissance pour laquelle il a été conçu.

- Connaissant le rendement  $\eta$  et le régime interne ( $t_w, t_u, t_c$ ) d'un groupe frigorifique, on peut déterminer sa production frigorifique spécifique effective  $K_e = \eta K_{th}$

$K_{th}$  est tiré du tableau N°3; ce  $K_{th}$  correspondant à  $t_w, t_u$  et  $t_c$  données.

tableau N°2

Production frigorifique spécifique  
idéale  $K_c$  en Kcal/kwh

$$K_c = 860 \frac{T_F}{T_c - T_F}$$

$t_c$ (°C)	température d'évaporation $t_F$ (°C)									
	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5
+10	4000	4550	5220	6100	7260	8900	11350	15350	23500	47800
+15	3650	4100	4640	5340	6220	7400	9050	11500	15650	24950
+20	3340	3720	4180	4740	5440	6350	7550	9210	11750	15950
+25	3080	3410	3800	4270	4840	5550	6470	7680	9400	11950
+30	2860	3150	3480	3890	4350	4930	5660	6580	7820	9580
+35	2670	2930	3220	3560	3950	4440	5030	5760	6700	7970
+40	2500	2730	2990	3280	3630	4040	4530	5120	5870	6840
+45	2360	2560	2790	3050	3350	3700	4120	4620	5210	5970

nota :

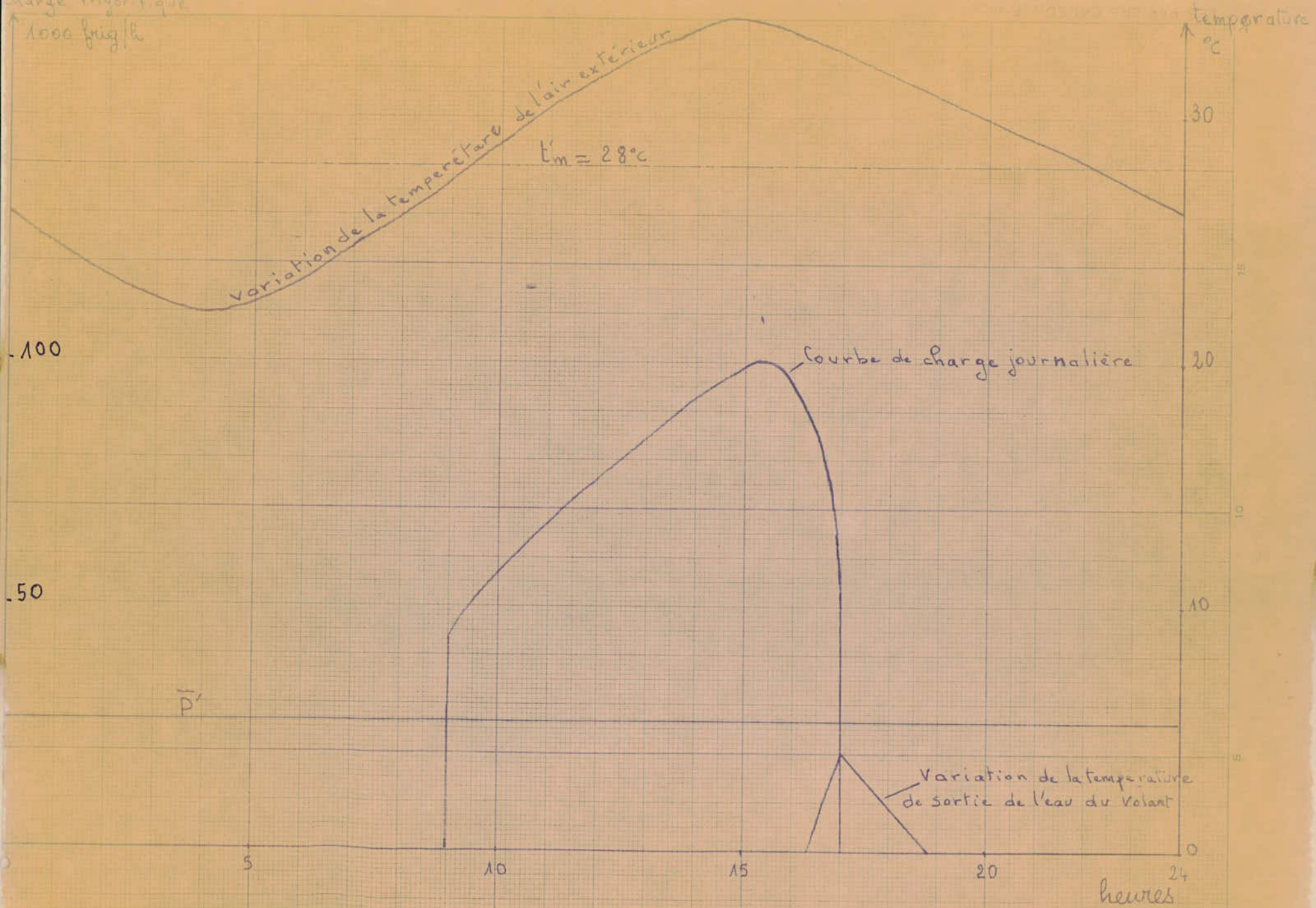
$t_c$  : température de condensation

# Tableau N°3

Production frigorifique spécifique théorique Kwh en Kcal/Kwh

T° cond.	T° évap.	température à évaporation T° évap.									
		-30	-35	-40	-45	-50	-55	-60	-65	-70	-75
+15	+10	2311	3365	3310	4507	5431	6665	8222	10520	14270	18320
	+15	2860	3237	3332	4506	5373	6535	8163	10610	14137	18315
+20	+10	2671	3033	3576	4083	4717	5711	6933	8457	10270	12577
	+12,5	2677	3023	3482	4043	4718	5635	6872	8575	10330	12571
	+15	2677	2992	3446	4002	4700	5593	6804	8430	10164	12564
	+20	2662	2931	3376	3921	4605	5488	6668	8320	10000	12560
+25	+10	2763	2898	3195	3673	4362	4998	5951	7220	8660	10477
	+12,5	2438	2770	3103	3638	4324	4950	5837	7154	8590	10477
	+15	2413	2742	3132	3604	4319	4904	5830	7082	8550	10457
	+17,5	2388	2713	3101	3565	4287	4852	5777	7070	8545	10445
	+20	2367	2686	3068	3528	4235	4807	5713	6971	8535	10432
	+25	2343	2629	3003	3454	4109	4704	5602	6933	8480	10405
+30	+15	2240	2531	2871	3276	3764	4362	5140	6133	7270	8577
	+17,5	2217	2503	2840	3240	3726	4318	5062	6013	7206	8533
	+20	2194	2473	2812	3210	3688	4274	5010	5957	7123	8500
	+22,5	2171	2452	2784	3177	3650	4231	4959	5898	7057	8477
	+25	2147	2426	2754	3143	3612	4196	4907	5837	7076	8440
	+27,5	2123	2400	2724	3109	3574	4153	4855	5776	7000	8403
+35	+20	2048	2307	2609	2947	3358	3854	4462	5225	6077	7027
	+22,5	2026	2279	2572	2916	3327	3825	4417	5172	6027	7000
	+25	2005	2255	2545	2885	3288	3774	4371	5118	6000	7000
	+27,5	1988	2230	2517	2853	3253	3735	4325	5063	6017	7000
	+30	1967	2206	2490	2822	3218	3697	4276	5000	5953	7000
	+35	1916	2156	2434	2759	3147	3612	4185	4900	5824	7000
+40	+25	1882	2108	2363	2674	3022	3441	3945	4563	5335	6335
	+30	1871	2082	2316	2611	2957	3387	3881	4500	5273	6300
	+35	1799	2016	2244	2553	2891	3293	3777	4400	5177	6000
	+40	1707	1968	2211	2493	2823	3208	3694	4270	4997	5804

- CHAPITRE III -



### III - EXEMPLE -

III-1

On donne la courbe de charge d'une construction située dans la région d'Alger

De cette courbe de charge on déduit :

- Puissance maximale  $P_0 = 100.000 \text{ frig/h}$  à  $33,5^\circ\text{C}$
- La durée de climatisation  $\tau = 8 \text{ h}$
- La consommation journalière  $Q = 640.000 \text{ frig/jour}$

A partir des données ci-dessus on peut calculer :

3.1 La puissance frigorifique moyenne du groupe avec volant :  $\bar{P}'_0$

$$\bar{P}'_0 = \frac{Q}{24} \approx 26700 \text{ frig/h}$$

3.2 La quantité de froid à emmagasiner quotidiennement :  $Q'$

$$Q' = \bar{P}'_0 (24 - \tau) \approx 427000 \text{ frig/jour}$$

3.3 La masse d'eau servant de volant lorsqu'on prend  $\alpha = 40\%$  de glace

D'après le tableau N°1.

$$M = \frac{Q'}{36000} \approx 11,85 \text{ tonnes}$$

De la masse ci-dessus 4,75 tonnes se transformeront chaque jour en glace, le reste demeurant à l'état liquide.

#### 3.4 Dimensionnement de l'évaporateur

L'évaporateur à calculer serait supposé en forme de serpentín pour fixer les idées, pour la même raison aussi on suppose que le fluide frigorigène utilisé est le "freon 12"

##### 3.4.1 Calcul préliminaire

Supposons que la température de vaporisation du "freon 12" soit



$T_F = -10^\circ\text{C}$  correspondant à une pression de 2,236 bars

### 3.4.1.1 Debit du freon $\dot{m}_F$

La chaleur de vaporisation du "freon 12" à  $T_F = -10^\circ\text{C}$  est  $l_v = 38,09 \text{ kcal/Kg}$

$$\dot{m}_F = \frac{\dot{P}'}{l_v} \approx 700 \text{ kg/h}$$

### 3.4.1.2 Section du serpentín

La masse volumique de la vapeur saturée du "freon 12" à  $T_F = -10^\circ\text{C}$  est  $\rho_F = 12,8 \text{ kg/m}^3$

si  $d_i$  est le diamètre intérieur du tube et  $V_F = 15 \text{ m/s}$

la vitesse d'écoulement du fluide frigorigène

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}_F}{\pi \rho_F V_F 3600}} \approx 0,036 \text{ m}$$

on prend donc le tube normalisé 36-41

### 3.4.1.3 Longueur du serpentín

soit:  $V_g =$  le volume maximum de glace à former en ( $\text{m}^3$ ) = 5,27

$x$ : l'épaisseur de la couche de glace admise

$d_e$ : le diamètre extérieur du tube

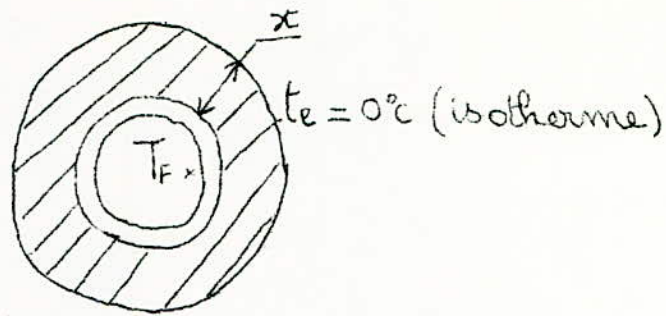
$$L = \frac{V_g}{\pi x (d_e + x)} \approx \frac{5,27}{\pi x (0,041 + x)}$$

Variation de la longueur  $L$  en fonction de l'épaisseur  $x$  admise

$x_{(m)}$	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06
$L_{(m)}$	1374	790	518	370	277

### 3.4.1.4 Détermination de la chute de température $\Delta t = t_e - t_F$

$t_e$ : température sur la paroi extérieure de la couche de glace



$$\Delta t = \frac{\bar{P}'_0}{\pi L} \left[ \frac{1}{\alpha_1 d_i} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{1}{2\lambda_2} \ln\left(\frac{d_e+2x}{d_e}\right) + \frac{1}{\alpha_2 (d_e+2x)} \right]$$

en remplaçant les termes connus on aura :

$$\Delta t = \frac{26700}{\pi L} \left[ \frac{1}{4000 \cdot 0,036} + \frac{1}{2 \cdot 40} \ln\left(\frac{0,041}{0,036}\right) + \frac{1}{2 \cdot 1,92} \ln\left(\frac{0,041+2x}{0,041}\right) + \frac{1}{250(0,041+2x)} \right]$$

Variation de la chute de température  $\Delta t$  en fonction de  $x$

$x$ (m)	0,02	0,03	0,04	0,05
$\Delta t$ (°C)	1,52	3,04	5,06	7,6

Remarque

Les chutes de températures trouvées pour les différentes valeurs de  $x$  sont différentes de celle supposée en hypothèse

$$\Delta t = t_e - T_F = 0^\circ - (-10) = 10^\circ\text{C}$$

donc sauf pour  $x = 0,05\text{ m}$  qui nous donne une chute de température de  $7,6^\circ\text{C}$  on peut conserver  $T_F = -10^\circ\text{C}$

Pour les autres valeurs de  $x$  on doit refaire le calcul avec de nouvelles valeurs de la température de vaporisation  $T_F$

Pour notre cas on fixe  $x = 0,04\text{ m}$  et on refait le calcul pour cette valeur

3.42 Calcul de l'évaporateur pour  $x = 0,04\text{ m}$ .

on suppose  $T_F = -5^\circ\text{C}$ , pour cette température on a :

$$h_v = 37,56 \text{ kcal/kg} \quad \text{et} \quad \rho_F = 15,08 \text{ kg/m}^3$$

3.4.21 Debit du freon.

$$\dot{m}_F = 710 \text{ kg/h}$$

3.4.22 Diametre interieur du tube

en supposant la vitesse d'écoulement du fluide  $V_F$  egale à 15 m/s on a:  $d_i \approx 33,4 \text{ mm}$

on prend le tube normalise 30-35 et on verifie que la vitesse d'écoulement du fluide frigorigene ne depasse pas 20 m/s

en effet: 
$$V_F = \frac{4 \dot{m}_F}{d_i^2 \pi \rho \cdot 3600} \approx 18 \text{ m/s}$$

3.4.23 Longueur du serpentins.

$$L = \frac{5,27}{\pi \cdot 0,03(0,03+0,04)} \approx 600 \text{ m}$$

3.4.24 chute de temperature  $\Delta t$

on applique la formule approchie relative aux parois planes qui donne un resultat rapide avec une bonne approximation

$$\bar{P}'_0 = k S_m \Delta t$$

$S_m$ : surface moyenne d'échange thermique

$$S_m = \pi L (d_e + x) \approx 141,4 \text{ m}^2$$

$d_e$ : diametre externe du tube formant le serpentins

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{x}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \approx 40 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t \approx \frac{\bar{P}'_0}{k S_m} \approx 4,72^\circ\text{C}$$

Remarque: La chute de température trouvée est peu différente de celle supposée au début du calcul,  $5^{\circ}\text{C}$ , Les dimensions définitives du serpentin sont donc, en supposant que la couche de glace formée a une épaisseur  $x = 0,04\text{ m}$

- diamètre intérieur  $d_i = 30\text{ mm}$

- diamètre extérieur  $d_e = 35\text{ mm}$

- longueur du serpentin  $L = 600\text{ m}$

3.4.3 Volume occupé par l'évaporateur à l'intérieur du réservoir

$$V_e = \frac{\pi d_e^2}{4} \cdot L \simeq 0,577\text{ m}^3$$

3-5 Détermination du réservoir

3.5.1 Capacité du réservoir:  $V_R$

$$V_R = V + V_e \simeq 11,85 + 0,58 \simeq 12,43\text{ m}^3$$

$V$ : Volume de la masse d'eau.

3.5.2 Dimensions du réservoir

on suppose au début que  $D = H$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_R}{\pi}} \simeq 2,53\text{ m}$$

Remarque: Pour pouvoir utiliser des vannes de hauteur normalisée

on prendra  $H = 2,5\text{ m}$  (on utilisera alors deux vannes de hauteur  $1,25\text{ m}$ )

Les dimensions du réservoir seront donc

$$H = 2,5\text{ m}$$

$$D = 2,55\text{ m}$$

### 3.5.3 Épaisseurs du réservoir

#### 3.5.3.1 Épaisseur de la virole inférieure

$$e_z = \frac{(10000z) D}{1,4 R_p} + 0,002$$

en prenant  $z = H$

$$R_p = 60 \text{ N/mm}^2 = 60 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

on aura  $e_1 \simeq 3 \text{ mm}$

#### 3.5.3.2 Épaisseur de la deuxième virole : $z = \frac{H}{2}$

$$e_2 \simeq 3 \text{ mm}$$

#### Remarque

Pour passer à d'éventuels accidents (tels que les chocs) et donner aux parois du réservoir une résistance suffisante pour supporter l'évaporateur et les divers organes de liaisons mécaniques, on donnera au réservoir une épaisseur constante  $e = 5 \text{ mm}$

### 3.5.4 Poids à vide du réservoir

$$M_R = \left( \pi D H + \frac{\pi D^2}{2} \right) e \cdot \rho_A$$

comme  $\rho_A = 7800 \text{ kg/m}^3$

$$M_R \simeq 1178,5 \text{ kg} \simeq 1,18 \text{ tonnes d'acier}$$

### 3.5.5 Surface latérale du réservoir

$$S_R = \left( \pi D H + \frac{\pi D^2}{2} \right) \simeq 30,22 \text{ m}^2$$

### 3.5.6 Isolation du réservoir

on utilise comme isolant la "laine de verre" qui est très répandue, son coefficient de conductibilité thermique

est égal à  $\lambda_2 \approx 0,035 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$

on applique, pour le calcul de l'isolation du réservoir, la formule de transfert de chaleur relative aux parois planes car le diamètre du réservoir est assez grand.

$$\dot{Q}_p = k' S'_m \Delta T'$$

$\dot{Q}_p$ : pertes à travers le calorifuge en (kcal/h)

$S'_m$ : surface moyenne d'échange en ( $\text{m}^2$ )

$\Delta T'$ : différence des températures moyennes de l'air et de l'eau glacée  $\Delta T' = t_{ma} - t_e$

$t_e$ : température moyenne de l'eau glacée  $t_e = 0^\circ\text{C}$

$t_{ma}$ : température moyenne de l'air, propre à chaque zone climatique, pour la zone d'Alger  $t_{ma} \approx 28^\circ\text{C}$

$k'$ : coefficient d'échange thermique entre l'eau du volant et l'air

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{S_1}{\lambda_2} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}}$$

$\alpha_2$ : coefficient de transmission superficielle entre la surface extérieure et l'air extérieur  $\alpha_1 = 7 \text{ à } 10 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$

$S_1$ : épaisseur du calorifuge

$\lambda_2$ : conductibilité thermique du calorifuge.  $\lambda_1 = 0,035 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$

$e$ : épaisseur de la paroi du réservoir

$\lambda_1$ : conductibilité thermique de la paroi du réservoir (en acier)

$$\lambda_1 = 35 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$$

$\alpha_1$ : coefficient de transmission superficielle entre la paroi interne

du réservoir et l'eau glacée  $\alpha_1 = 3000 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$R' = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{\delta_1}{0,035} + \frac{0,005}{35} + \frac{1}{3000}} \approx \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{\delta_1}{0,035}}$$

$$S = \frac{\pi}{2} (D + \delta_1)^2 + \pi (D + \delta_1) H$$

en négligeant  $\delta_1$  devant  $D$  et en remplaçant les différentes grandeurs connues par leurs valeurs on aura:

$$\dot{Q}_p = \frac{846,16}{0,143 + 28,17 \delta_1} \text{ en frig/h}$$

### 3.5.6.1 Détermination de l'épaisseur optimale de l'isolant.

#### 3.5.6.1.1 Prix de l'isolant en fonction de son épaisseur

Le prix du calorifuge installé s'élève, actuellement, à 170 DA/m<sup>2</sup> pour une épaisseur de 50 mm pour la "laine de verre".

Ce prix varie linéairement avec l'épaisseur:

soit  $C_i$  le coût de l'isolant  $C_i = 170 \cdot S_r \cdot \frac{\delta_1}{0,05} \approx 102748 \delta_1 \text{ en DA}$ .

#### 3.5.6.1.2 Frais occasionnés par les pertes admises en fonction de l'épaisseur de l'isolant.

##### - Frais d'investissement

Les pertes admises doivent être compensées, ce qui nous oblige à choisir un groupe de puissance supérieure. Cette augmentation nous occasionne les frais suivants

$$F_i = \dot{Q}_p \cdot a'$$

$a'$ : prix du groupe par frigorie installée

on prend  $a' = 3,5 \text{ DA/frig}$

### Frais d'exploitation

Ils tiennent compte de l'énergie électrique consommée équivalente aux pertes frigorifiques

On suppose que l'amortissement du prix de l'installation se fait sur une période de 10 ans.

soit  $K_r'$  la production spécifique du groupe

$$K_r' = K_{th} \cdot \eta'$$

en prenant  $\eta' = 0,5$  ;  $t_{ev} = 0^\circ\text{C}$  ,  $t_c = 28^\circ\text{C}$  on aura

$$K_r' \approx 2750 \text{ frig} / \text{Kwh}$$

L'énergie électrique consommée correspondante aux pertes frigorifiques  $\dot{Q}_p$  est égale à  $\mathcal{L}_e = \frac{\dot{Q}_p}{K_r}$  en kw.

en supposant une période de climatisation égale à 100 jours dans l'année, les frais d'exploitation sur les 10 ans s'éleveront à  $F_e = \mathcal{L}_e \times 24 \times 100 \times 10 \times b = 24000 \mathcal{L}_e \cdot b$

$b =$  prix moyen du Kwh.

D'après les prix en cours à la SONELGAZ et en supposant que notre groupe soit alimenté par la "moyenne tension" (voir annexe)  $b \approx 0,076 \text{ DA} / \text{kwh}$ .

en reportant les divers termes connus on aura:

$$F_e \approx 0,663 \dot{Q} \quad \text{en DA}$$

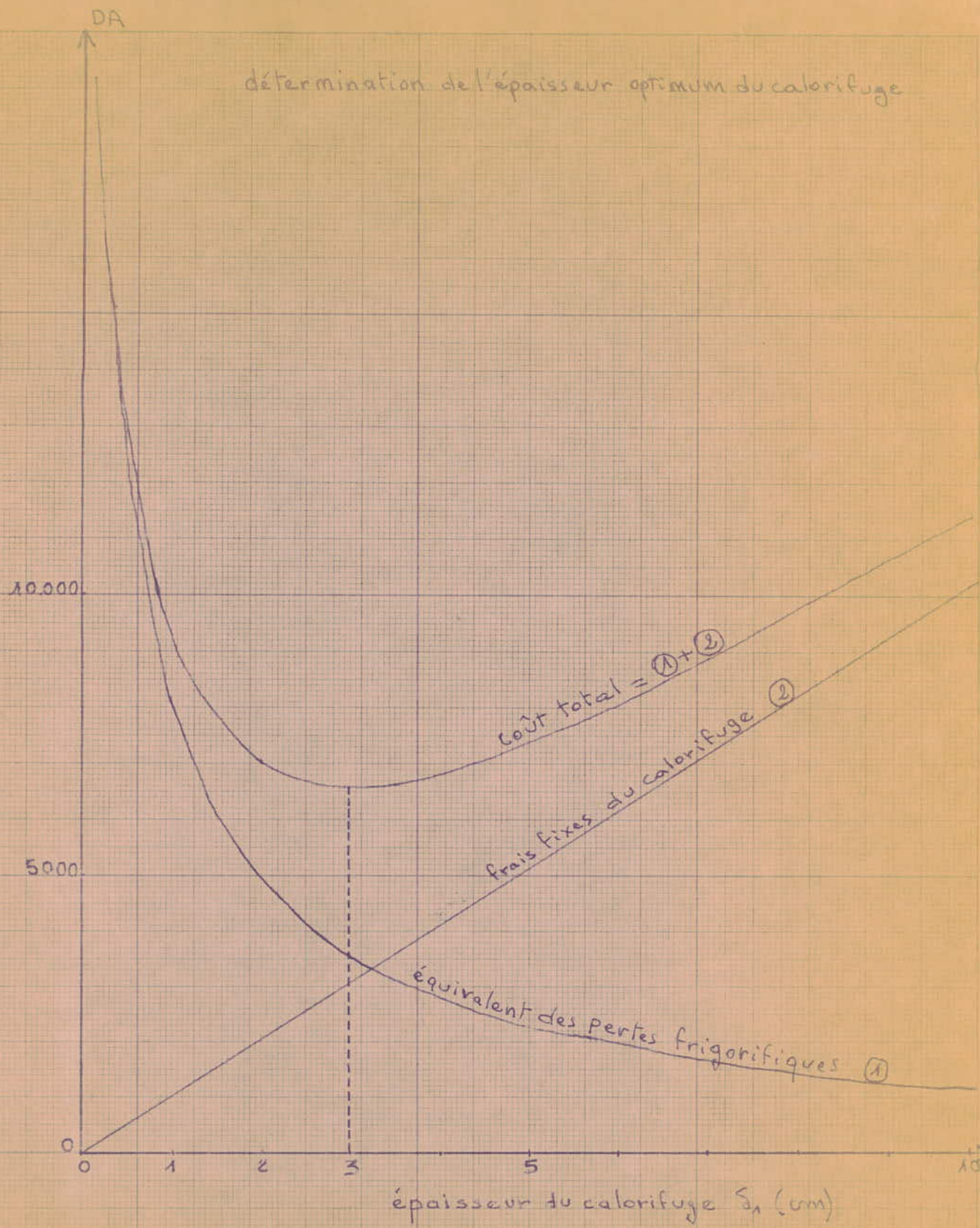
### Depense totale d'investissement et d'exploitation

$$F_t = F_i + F_e = 3,5 \dot{Q} + 0,663 \dot{Q}$$

$$F_t = 4,163 \dot{Q} \approx \frac{3522}{0,143 + 28,17 \text{ DA}}$$



# détermination de l'épaisseur optimum du calorifuge



Remarque : en observant l'allure graphique des divers frais précédents on constate que lorsque l'épaisseur du calorifuge augmente, la dépense correspondante aux pertes de froid diminue, mais les frais fixes de l'installation de l'isolant augmentent. On détermine l'épaisseur optimum en recherchant le minimum de la courbe résultant du total des dépenses sur la période de 10 ans (prix de l'énergie nécessaire pour compenser les pertes de froid sur les 10 ans, augmentés des frais d'investissement causés par les pertes, ainsi que des frais fixes relatifs au calorifuge)

l'épaisseur économique lue sur le graphique est

$$S_e \approx 30 \text{ mm.}$$

Les pertes horaires admises sont alors :

$$\dot{Q}_p = \frac{846,6}{0,143 + 28,17 S_e} \approx 857 \text{ frig/h.}$$

Pour compenser les pertes de froid, il faut donc utiliser un groupe fournissant une puissance égale à

$$\bar{P}'_1 = \bar{P}'_0 + \dot{Q}_p \approx 27600 \text{ frig/h}$$

### 3.6 Calcul du Vase d'expansion

#### 3.6.1 Augmentation du Volume de la proportion d'eau servant à la fabrication de la glace

$$\Delta V = \frac{\alpha M}{900} \approx 0,526 \text{ m}^3$$

on prend un vase de capacité  $V = 600 \text{ l.}$

### 3-6-1 Dimensions du vase d'expansion

III-11

On suppose qu'il est de forme cylindrique et que son diamètre  $D_v$  est égal à sa hauteur  $H_v$ . La prédétermination de  $D_v$  donne  $D_v = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_v}{\pi}} = 0,91 \text{ m}$

Pour les mêmes raisons de fabrication que le réservoir on prend  $H_v = 1 \text{ m}$

Les dimensions définitives du vase d'expansion sont donc:

Hauteur :  $H_v = 1 \text{ m}$

Diamètre  $D_v = 0,87$

Capacité  $V_v = 0,6 \text{ m}^3$

Surface latérale  $S_v = 3,92 \text{ m}^2$

### Remarque

Pour la fabrication du vase d'expansion, on prendra la même épaisseur de tôle ... que celle du réservoir pour des raisons pratiques  $e = 5 \text{ mm}$

De même l'isolation du vase se fera de la même manière que le réservoir d'eau, avec une épaisseur d'isolant  $\delta_e \approx 3 \text{ cm}$

### 3-6-2 Masse à vide du vase d'expansion

$$M_v = e \cdot S_v \cdot \rho_A \approx 152,9 \text{ kg}$$

### 3-7 Variation de la température de la masse d'eau constituant le volant, en fonction du temps, pour une journée.

- Quantité de froid nécessaire pour abaisser la température du volant de  $t_b = 4^\circ\text{C}$  à  $t_a \approx 0^\circ\text{C}$

$$Q'_1 = M c_p (t_b - t_a) \approx 47400 \text{ frig}$$

- Durée de cette opération

$$\bar{t}_1 = \frac{Q'_1}{\bar{P}'_0} = 1^{\text{h}} 47 \text{ mn}$$

- Quantité de froid nécessaire à la formation de la glace:

$$Q'_2 = Q' - Q'_1 = 379600 \text{ frig}$$

- Recherche du temps au bout duquel toute la glace aurait fondu

La glace commence à fondre quand la consommation du local à climatiser dépasse la puissance fournie par le groupe - on recherche l'heure  $\theta_x$  à laquelle toute la glace aurait fondu.

- Soit  $E_i$  la quantité de froid prise dans la glace pour la  $i^{\text{eme}}$  heure de fonctionnement de la climatisation c'est à dire la différence entre la puissance moyenne horaire pour cette heure  $\bar{P}'_{H_i}$  (lue sur la courbe de charge) et la puissance moyenne du groupe  $\bar{P}'_0$ .

- Soit  $R_i$  la quantité de froid qui reste emmagasinée sous forme de glace après  $i$  heures de fonctionnement de la climatisation.

- Première heure de climatisation (9h à 10h)

$$E_1 = 25300 \text{ frig}$$

$$E_1 < Q'_2$$

$$\text{on calcule } R_1 = Q'_2 - E_1 = 354300 \text{ frig}$$

- deuxième heure de climatisation (10<sup>h</sup> à 11<sup>h</sup>):  $E_2 = 36300$  frig

$$E_2 < R_1$$

on calcule  $R_2 = Q'_2 - (E_1 + E_2) = 318000$

- troisième heure de climatisation (11<sup>h</sup>-12<sup>h</sup>):  $E_3 = 45300$  frig

$$E_3 < R_2$$

on calcule  $R_3 = Q'_2 - (E_1 + E_2 + E_3) = 272700$  frig

- quatrième heure de climatisation (12<sup>h</sup> à 13<sup>h</sup>):  $E_4 = 54300$  frig

$$E_4 < R_3$$

on calcule  $R_4 = Q'_2 - (E_1 + E_2 + E_3 + E_4) = 218400$  frig

- cinquième heure de climatisation (13<sup>h</sup>-14<sup>h</sup>):  $E_5 = 62300$  frig

$$E_5 < R_4$$

on calcule  $R_5 = Q'_2 - (E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5) = 156100$  frig

- sixième heure de climatisation (14<sup>h</sup> à 15<sup>h</sup>):  $E_6 = 70300$  frig

$$E_6 < R_5$$

on calcule  $R_6 = Q'_2 - (E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_6) = 85800$  frig

- septième heure de climatisation (15<sup>h</sup> à 16<sup>h</sup>):  $E_7 = 72300$  frig

$$E_7 < R_6$$

on calcule  $R_7 = Q'_2 - (E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_6 + E_7) = 13500$  frig

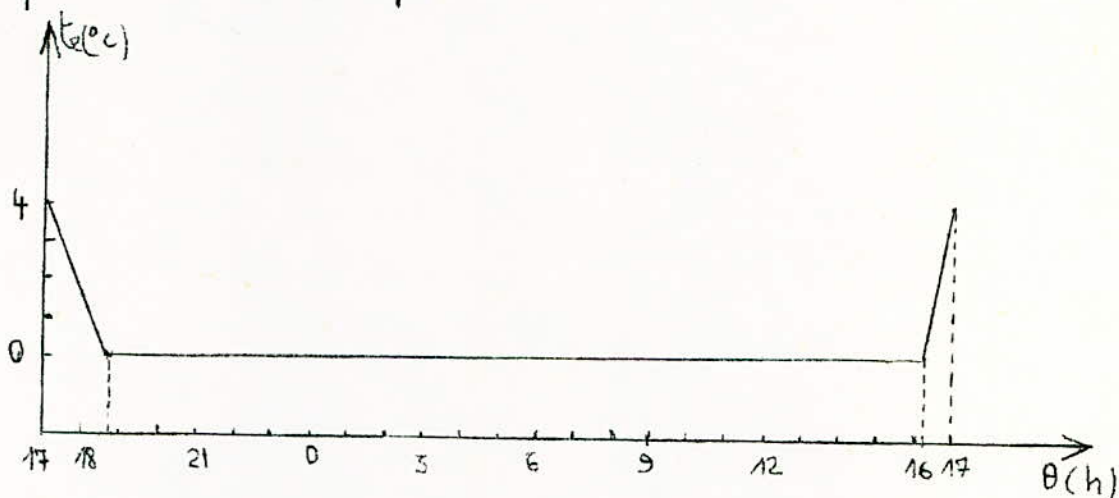
- huitième heure de climatisation (16<sup>h</sup> à 17<sup>h</sup>):  $E_8 = 56300$  frig

on constate que  $E_8 > R_7$ . La quantité de froid demandée pour cette heure est plus grande que celle fournie par la glace restante, en effet à

$$\theta_x = 16^h + \frac{R_7}{E_8} \approx 16^h 15 \text{ mn toute la glace fondra.}$$

et le reste de froid demandé est obtenu par l'augmentation de la température de l'eau.

Graph donnant la variation de la température de l'eau en fonction du temps.



Remarque: on constate que la température de la masse d'eau demeure égale à  $0^{\circ}\text{C}$  pendant la plus grande partie de la journée ( $21^{\text{h}} 30^{\text{mn}} / 24^{\text{h}}$ ). On pourrait donc admettre que le groupe frigorifique avec volant thermique fonctionnerait avec une température de  $0^{\circ}\text{C}$  à l'évaporateur.

La puissance frigorifique  $P_0$  du groupe avec volant dépend donc essentiellement de la température de l'air extérieur (condenseur) et varie très peu par rapport à la puissance moyenne qu'on a considérée dans nos calculs.

### 3-8 Consommation électrique:

#### 3-8-1 Calcul de la consommation électrique pour le cas classique

D'après la courbe de charge, on doit choisir sur les catalogues des groupes frigorifiques un groupe qui nous fournit la puissance  $P_0$  à la température de l'air correspondante.

Dans notre cas, on doit choisir un groupe fournissant 100000 frig/h à  $33,5^\circ\text{C}$ .

Du catalogue "CIAT" (voir annexes) on choisit le groupe "SEA 600-140-6" qui nous donne 101200 frig/h à  $34^\circ\text{C}$  avec une température de sortie d'eau  $t_{se} = 7^\circ\text{C}$ .

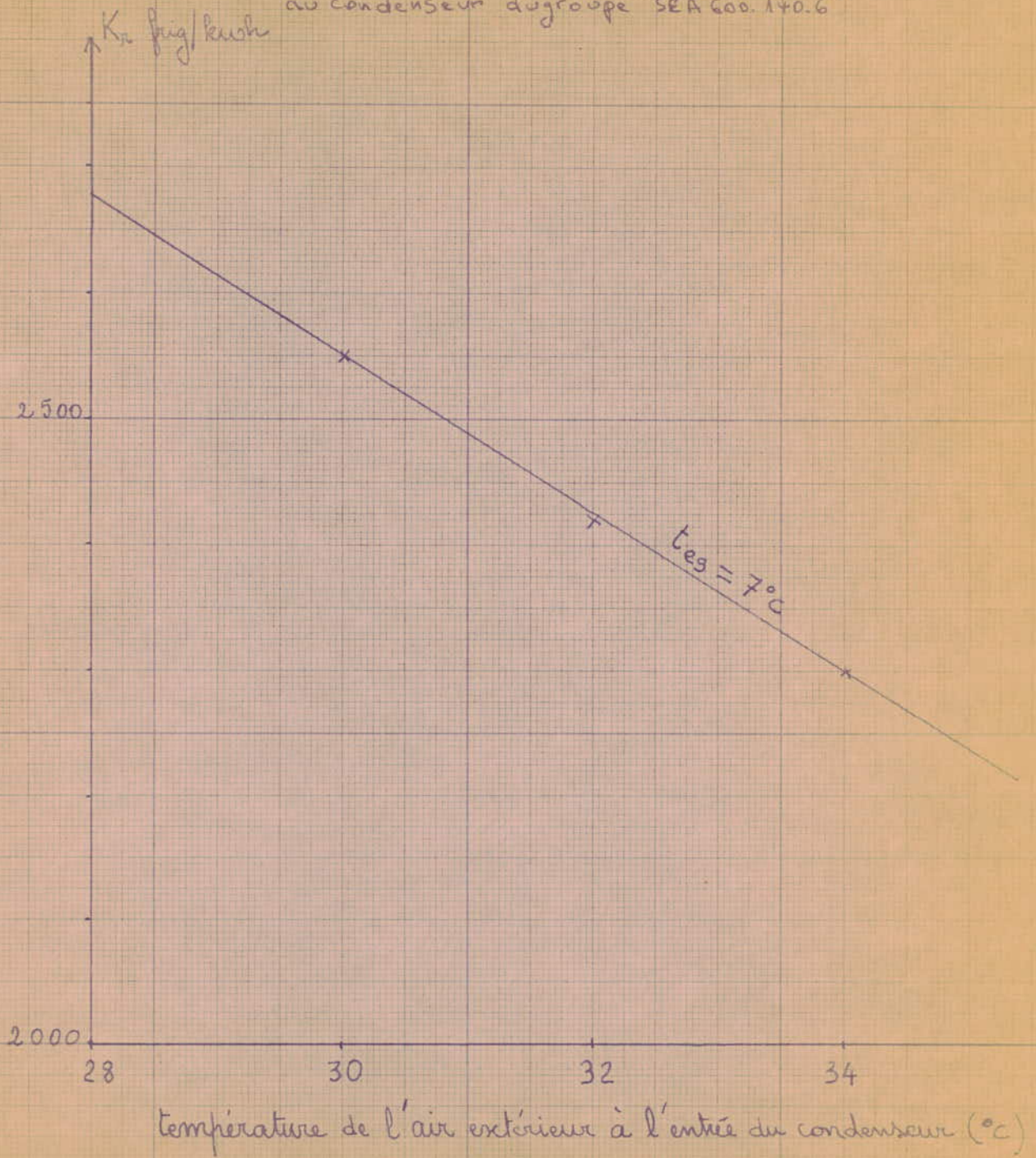
Pour déterminer la consommation électrique, on suppose que le rendement du groupe reste constant à toutes les charges (en réalité ce rendement diminue avec la charge), et on trace la production frigorifique spécifique  $K_r$  du groupe en fonction de la température de l'air de refroidissement du condenseur.

Du catalogue cité ci-dessus on déduit:

$t_{air}$ ( $^\circ\text{C}$ )	28	30	32	34
$K_r$ (frig/kwh)	2682	2550	2420	2300

en utilisant la courbe  $K_r = f(t_{air})$  on peut calculer la consommation électrique du groupe sans volant par les deux méthodes décrites dans l'étude théorique.

Variation de la production frigorifique spécifique réelle  $K_R$  en fonction de la température de l'air au condenseur du groupe "SEA 600.140.6"



nota:  $t_{es}$  = température de sortie d'eau froide (°C)



1<sup>re</sup> méthode: calcul de la consommation électrique  $C_e$ , heure par heure.

- soit  $\bar{P}_H$  la puissance moyenne horaire relevée sur la courbe de charge

Du tableau suivant on peut déduire la consommation électrique horaire suivant l'heure de fonctionnement

heure de fonctionnement	8 <sup>h</sup> -10 <sup>h</sup>	10 <sup>h</sup> -11 <sup>h</sup>	11 <sup>h</sup> -12 <sup>h</sup>	12 <sup>h</sup> -13 <sup>h</sup>	13 <sup>h</sup> -14 <sup>h</sup>	14 <sup>h</sup> -15 <sup>h</sup>	15 <sup>h</sup> -16 <sup>h</sup>	16 <sup>h</sup> -17 <sup>h</sup>
$\bar{P}_H$ (fug/h)	52000	63000	72000	81000	89000	97000	99000	83000
$t_{air}$ (oc)	28,2	29,6	31	32,2	33,2	34	33,8	33
$K_r$ (fug/kwh)	2670	2580	2490	2415	2350	2300	2310	2370
$C_{e_h}$ (kw)	19,47	24,42	28,92	33,54	37,88	42,17	42,85	35,02

Coût journalier de l'énergie électrique consommée :  $C_{e_j}$   
 en utilisant "les prix Sonelgaz" fournis en annexe:  
 et qui sont de : 0,097 DA/kwh pour l'heure pleine  
 0,043 DA/kwh pour l'heure creuse

$$C_{e_j} = (19,47 + 24,42 + 28,92 + 42,17 + 42,85 + 35,02) \cdot 0,097 + (33,54 + 37,88) \cdot 0,043 = 21,78 \text{ DA/an}$$

Le coût annuel de l'énergie est (en supposant 100 jours de climatisation par an)

$$C_{e_A} = C_{e_j} \times 100 = 2178 \text{ DA/an.}$$

## 2<sup>ème</sup> methode de Calcul du prix de la consommation d'énergie

D'après l'étude théorique on peut trouver d'une manière rapide le coût de la consommation annuelle d'énergie par la formule :

$$C_{eA} = 9,7 \tau \cdot \frac{\bar{P}}{K_r} - 5,4 \tau_1 \cdot \frac{\bar{P}_{\tau_1}}{K_{r\tau_1}}$$

Dans le cas de notre exemple

$$\tau = 8 \text{ heures}$$

$$\tau_1 = 2 \text{ heures creuses}$$

$$\bar{P} = 80.000 \text{ frig/h}$$

$$\bar{P}_{\tau_1} = 85000 \text{ frig/h}$$

$t_{\text{moy}} = 31,87^\circ\text{C}$  (température moyenne de l'air pour les 8 heures de fonctionnement)

$t_{\text{m}\tau_1} = 32,7^\circ\text{C}$  (température moyenne de l'air pour les 2 heures creuses)

sur la courbe  $K_r = f(t_{\text{air}})$  on lit :

$$K_r = 2440 \text{ frig / Kwh}$$

$$K_{r\tau_1} = 2380 \text{ frig / Kwh}$$

L'application numérique nous donne :

$$C_{eA} = 2159 \text{ DA/an.}$$

Remarque : on peut vérifier que les résultats obtenus par les deux méthodes sont très peu différents.

Calcul de la prime fixe annuelle relative au groupe classique

L'application de la formule empirique utilisée par "SONELGAZ" (voir annexe) nous donne:

une "prime annuelle" = 572,96 DA/an.

en effet on a: "Prime" =  $20,79 + 7,17P + 5,38P_n$

P: puissance installée et est égale à 44 kw dans dans notre cas.

$P_n$ : puissance non domestique = P

Dépense totale d'énergie pour le groupe sans volant pour une année  $E_{eAT}$

$$E_{eAT} = E_{eA} + \text{"prime fixe annuelle"}$$

$$E_{eAT} = 2159 + 572,9 = 2731,9 \text{ DA/an.}$$

3-8-2. Coût annuel de la consommation électrique du groupe avec volant thermique

Il peut être donné par la formule établie dans l'étude théorique  $E'_{eA} = 178,8 \frac{\bar{P}'_1}{K'_r}$  en DA/an.

avec

$\bar{P}'_1 = 27600 \text{ frig/h}$  (puissance frigorifique du groupe tenant compte des pertes à travers le réservoir)

$$K'_r = K_{th} \times \eta'$$

$$\eta' = 0,45$$

$K_{th} = 5118 \text{ frig/Kwh}$  (correspondant à des températures  $t_e = 0^\circ\text{C}$  et  $t_{ma} = 28^\circ\text{C}$  c'est à dire  $t_f = -5^\circ\text{C}$  et  $t_c = 35^\circ\text{C}$ )

Les différentes grandeurs étant connues on aura :

$$E'_{eA} = 2142,8 \text{ DA/an.}$$

Calcul de la prime fixe annuelle :

La puissance installée est égale dans ce cas à

$$P = \frac{\bar{P}_1}{K'_r} = 12 \text{ Kw.}$$

ce qui donne à la prime fixe une valeur de  
171,4 DA/an.

Dépense annuelle totale relative à la consommation d'énergie pour le groupe avec Volant

$$E'_{eAT} = E'_{eA} + \text{"Prime fixe annuelle"}$$

$$E'_{eAT} = 2314,2 \text{ DA/an.}$$

Conclusion sur la consommation d'énergie

avec les hypothèses faites dans les calculs, l'utilisation du Volant thermique nous permet d'avoir une économie annuelle, sur la consommation d'énergie égale à

$$\Delta E_A = E_{eAT} - E'_{eAT} = 417,7 \text{ DA/an.}$$

3-9 Estimation des frais relatifs à l'utilisation du Volant thermique journalier

Le prix actuel de la fabrication des cuves et réservoir est de 12 DA/kg d'acier.

- la masse d'acier utilisé pour la fabrication

du réservoir et du vase d'expansion est:

$$M_T = M_R + M_v = 1333 \text{ Kg}$$

prix de la fabrication du réservoir et du vase:

$$p = 12 M_T = 15996 \text{ DA.}$$

Prix du calorifugeage:  $p_c$

- Surface totale à calorifuger:

$$S_T = S_R + S_v = 34,14 \text{ m}^2$$

$$\text{d'où } p_c = \frac{S_T \cdot 170 \cdot 5_c}{5} = 3482 \text{ DA}$$

(car le prix du calorifuge est égal à 170 DA/m<sup>2</sup> pour l'épaisseur de 5cm et varie linéairement avec l'épaisseur)

Remarque:

Pour tenir compte des frais supplémentaires, tels que:

- traitement anticorrosif de l'eau
- protection anticorrosive des récipients d'eau,
- système de régulation pour le contrôle de la masse de glace à former.
- Autres frais éventuels

on majore les frais de fabrication et de calorifugeage du réservoir et du vase d'expansion par 25%

La dépense totale due à l'utilisation du volant thermique devient alors  $p_v = (p + p_c) \cdot 1,25 \approx 24350 \text{ DA.}$

- CHAPITRE IV -

## IV ETUDE ECONOMIQUE <sup>IV-1</sup>

Le chapitre sera consacré à faire une étude permettant de déterminer d'une manière rapide les différentes économies, si elles existent, réalisées si on utilise le volant thermique journalier.

### 4-1 Economie d'investissement

Pour pouvoir faire une étude paramétrique générale, on introduit le paramètre  $\bar{P}$  qui correspond à la puissance moyenne du groupe sans volant durant le temps de climatisation  $\tau$ .

$$\bar{P} = \frac{Q}{\tau} \quad \text{en (frig/h)}$$

Soit:  $\Delta I$ : l'économie d'investissement

$a$ : le prix par frigorie du groupe installé sans volant en (DA/frig)

$a'$ : le prix par frigorie du groupe installé avec volant en (DA/frig)

$a''$ : la dépense par tonne d'eau relative à l'utilisation du volant, en (DA/tonne)

L'économie d'investissement s'écrit:

$$\Delta I = a \cdot P_0 - (a' \cdot \bar{P}' + a'' \cdot M) \quad \text{en (DA)}$$

en appelant  $\Delta P = P_0 - \bar{P}$  la différence entre la puissance nominale et la puissance moyenne du groupe sans volant, l'économie d'investissement

3-10 Economie d'investissement  $\Delta I$ 

Soit  $a = 2 \text{ DA}$  le prix par frigorie du groupe installé pour l'installation classique

$a' = 3,5 \text{ DA}$  le prix par frigorie du groupe installé pour l'installation avec volant thermique

$$\Delta I = a \cdot P_0 - (a' \bar{P}_1 + P_v)$$

$$\Delta I = 79050 \text{ DA}$$

Remarque :

L'économie d'énergie est beaucoup plus petite que celle de l'investissement, on doit donc surtout nous intéresser à cette dernière pour déterminer si on doit utiliser le volant thermique.



peut être décomposée en deux parties telles que

$$\Delta I = \Delta I_1 + \Delta I_2$$

avec  $\Delta I_1 = a \cdot \Delta P$

$$\Delta I_2 = a \cdot \bar{P}' - (a' \cdot \bar{P}' + a'' \cdot M)$$

La connaissance de  $\Delta I_1$  ne pose aucune difficulté quand on a la courbe de charge journalière, aussi nous nous intéressons beaucoup plus au terme  $\Delta I_2$ .

D'autre part, les pertes admises à travers le calorifuge sont assez petites devant la puissance moyenne du groupe avec volant, on supposera donc que  $\bar{P}' = \bar{P}_0$

Pour ne conserver comme paramètres variables que la consommation journalière  $Q$  et le temps de climatisation  $\tau$ , on remplacera toutes les autres grandeurs en fonction de ces deux paramètres en particulier

$$\bar{P}' \approx \bar{P}_0 = \frac{Q}{24}$$

et

$$M = \frac{(24 - \tau) \bar{P}_0'}{36000} = \frac{(24 - \tau) Q}{24 \times 36000}$$

et l'on aura:

$$\Delta I_2 = Q \left[ \frac{a}{\tau} - \left( \frac{a'}{24} + \frac{(24 - \tau) a''}{24 \cdot 36000} \right) \right]$$

A partir de la relation précédente et connaissant les prix  $a$ ,  $a'$  et  $a''$  ainsi que la courbe de charge journalière dont on tire  $Q$  et  $T$ , on peut donc évaluer  $\Delta I_2$  qui, ajoutée à  $\Delta I_1$ , nous donne l'économie d'investissement

$$\Delta I = \Delta I_1 + \Delta I_2.$$

actuellement les prix sont de l'ordre de :

$$a \approx 2 \text{ DA/frig}$$

$$a' \approx 3,5 \text{ DA/frig (tenant compte de l'évaporateur)}$$

$$a'' = 2100 \text{ DA/tonne d'eau}$$

Remarque : la valeur  $a''$  a été estimée à partir de l'exemple traité au chapitre précédent; en effet, se rapportant au volant, on avait une dépense totale de 24350 DA pour une masse d'eau de 11,85 tonnes, d'où  $a'' = \frac{24350}{11,85} \approx 2100 \text{ DA/t}$ .

- A partir des prix ci-dessus, on a tracé une courbe donnant  $\Delta I_2$  en fonction de  $T$  et  $Q$  comme paramètres - cette courbe nous permet de déterminer d'une façon rapide l'économie  $\Delta I_2$  connaissant  $T$  et  $Q$ . Si on relève sur la courbe de charge  $P_{\text{MAX}}$  et  $\bar{P}$  on pourra facilement calculer.

$$\Delta I_1 = a \Delta P = 2 \cdot \Delta P \quad \text{pour enfin trouver}$$

$$\Delta I = \Delta I_1 + \Delta I_2.$$

graphe N°1: Variation de l'économie  $\Delta I_E$  en fonction de la durée journalière de climatisation  $\tau$

$\Delta I_E$

0

0

1

2

4

6

8

10

20

$\tau$  (heures)

24

3,50

$$\Delta I_E = (P \bar{P}) \tau^5 \Delta A$$

10

15

La courbe de  $\Delta I_2$  tracée a pour équation :

$$\Delta I_2 = Q \left[ \frac{z}{T} - 0,146 - 0,00243(24-T) \right]$$

$\Delta I_2$  en (DA)

$Q$  en (frig/j)

$T$  en (heures)

Application de la méthode du calcul d'investissement à la courbe de charge donnée dans l'exemple :

a)  $\Delta P = P_0 - \bar{P} = 100.000 - 80.000 = 20.000 \text{ frig/h}$

$$\Delta I_1 = 2 \Delta P = 40.000 \text{ DA}$$

b) de la courbe de charge on tire

$$T = 8 \text{ h}$$

$$Q = 640.000 \text{ frig/j}$$

de la courbe de  $\Delta I_2$  on tire  $\Delta I_2 = 41000 \text{ DA}$   
d'où l'économie d'investissement réalisée si on utilise le volant thermique journalier

$$\Delta I = \Delta I_1 + \Delta I_2 = 81000 \text{ DA}$$

2 Etude comparative de la consommation d'énergie dans les deux types d'installation (avec et sans volant)

cette partie sera consacrée à donner une méthode permettant une comparaison rapide des consommations d'énergie dans les deux cas :

Remarque : on peut se passer de cette étude, car on sait que l'économie réalisée sur la consommation d'énergie

est négligeable devant l'économie d'investissement (voir exemple).

Soit  $C_e$  : la consommation journalière du groupe classique  $C_e = \frac{\bar{P}}{K_r} \times \tau$  en (kwh)

et  $C'_e$  : la consommation journalière du groupe avec volant thermique

$$C'_e = \frac{\bar{P}'_1}{K'_r} \times 24 \quad \text{en kwh.}$$

on suppose  $\bar{P}'_1 = \bar{P}'_0$  et  $K'_r$  on calcule le rapport  $\frac{C_e}{C'_e}$

$$\frac{C_e}{C'_e} = \frac{\bar{P}}{\bar{P}'_0} \times \frac{K'_r}{K_r} \times \frac{\tau}{24}$$

mais  $\frac{\bar{P}}{\bar{P}'_0} = \frac{24}{\tau}$

d'où  $\frac{C_e}{C'_e} = \frac{K'_r}{K_r}$

Le rapport des consommations électriques des deux groupes,  $C_e$  et  $C'_e$  est égal au rapport inverse des productions frigorifiques spécifiques  $K_r$  et  $K'_r$  correspondantes. Pour connaître donc la variation du rapport des consommations, il nous suffit de connaître la variation du rapport des productions frigorifiques spécifiques qui dépendent des températures d'évaporation et de condensation ainsi que des rendements  $\eta$  et  $\eta'$ .

4-2-1. Variation du rapport des productions spécifiques

idéales.  $\frac{K'_c}{K_c}$   
soit

- $T_F$  la température d'évaporation du groupe sans volant qu'on supposera égale à  $273^\circ\text{K}$ .
- $T'_F$  la température d'évaporation du groupe avec volant qu'on supposera égale à  $268^\circ\text{K}$ .
- $T_c$  la température en  $^\circ\text{K}$  de condensation du groupe sans volant
- $T'_c$  la température en  $^\circ\text{K}$  de condensation du groupe avec volant.

on a :

$$K_c = 860 \frac{T_F}{T_c - T_F}$$

$$K'_c = 860 \frac{T'_F}{T'_c - T'_F}$$

$$\text{d'où } \frac{K'_c}{K_c} = \frac{T'_F}{T_F} \times \frac{T_c - T_F}{T'_c - T'_F} = \frac{268}{273} \times \frac{t_c}{t'_c + 5}$$

$t_c$  et  $t'_c$  étant les températures : en  $^\circ\text{C}$  des groupes (sans et avec volant)

on pourra ainsi trouver le rapport des productions spécifiques idéales à partir de la relation

$$\frac{K'_c}{K_c} = \frac{268}{273} \cdot \frac{t_c}{t'_c + 5} \quad \text{chaque fois qu'on}$$

connait les températures  $t_c$  et  $t'_c$ .

Remarque: on peut noter qu'on a toujours  $t_c \geq t'_c$

#### 4-2-2 Variation du rapport des productions frigorifiques

spécifiques théoriques:  $\frac{K'_{th}}{K_{th}}$

on suppose un sous-refroidissement de  $10^\circ\text{C}$  en utilisant le tableau N° 3 donnant la production spécifique théorique et en supposant comme dans le cas idéal que  $t_F = 0^\circ\text{C}$  et  $t'_F = -5^\circ\text{C}$ ; on peut calculer le rapport  $\frac{K'_{th}}{K_{th}}$  pour différentes valeurs de  $t_c$  et  $t'_c$  mais avec toujours  $t_c \geq t'_c$  d'où le tableau suivant donnant le rapport recherché:

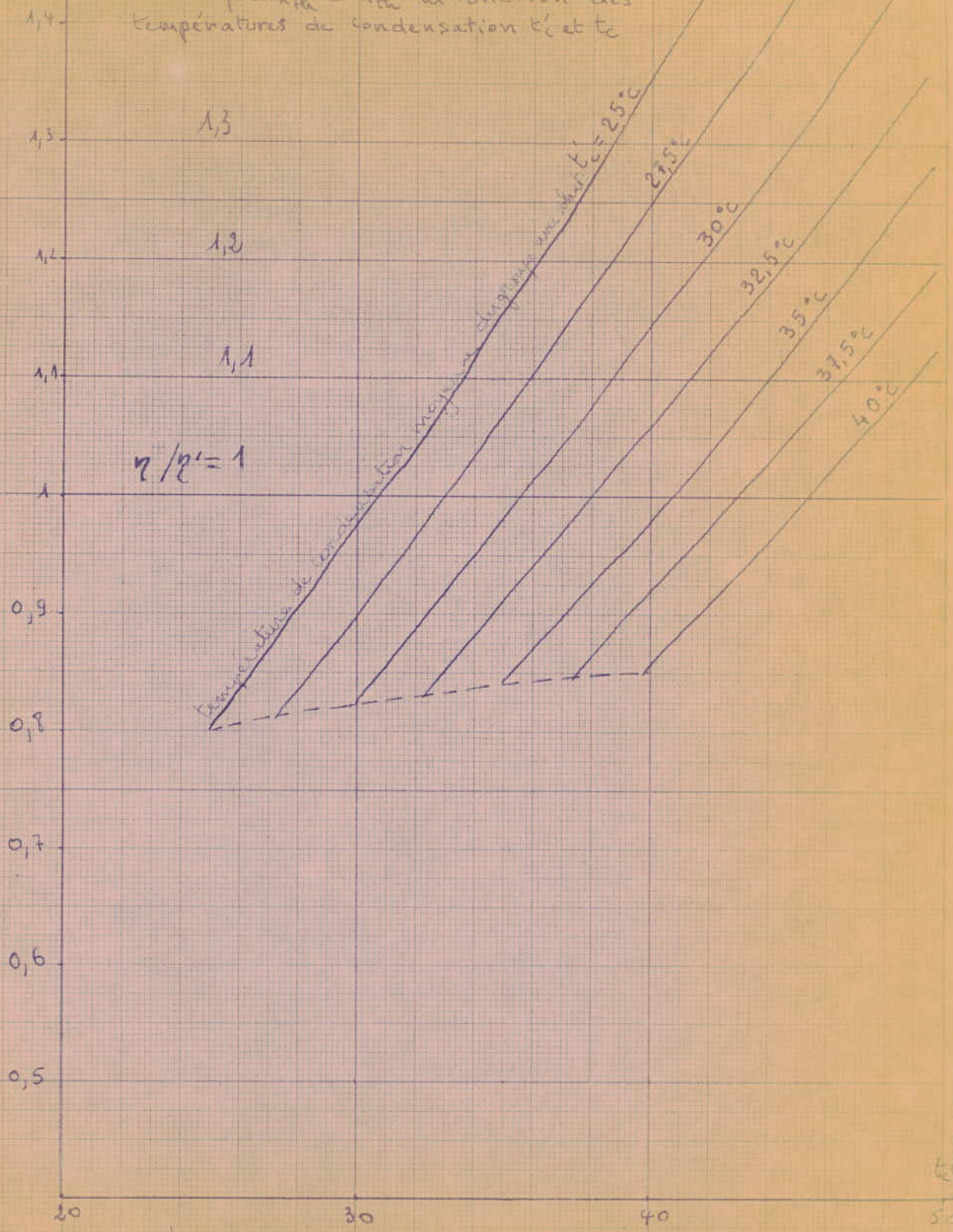
$t_c$ / $t'_c$ (°C)	25	27,5	30	32,5	35	37,5	40
25	0,802	—	—	—	—	—	—
30	0,980	0,902	0,824	—	—	—	—
35	1,164	1,072	0,979	0,910	0,841	—	—
40	1,355	1,248	1,140	1,060	0,979	0,917	0,855
45	1,550	1,430	1,310	1,210	1,130	1,06	0,985

Rapport des consommations électriques:

$$\frac{C_e}{C'_e} = \frac{K_r}{K'_r} = \frac{K'_{th} \cdot \eta'}{K_{th} \cdot \eta}$$

1,5  $\frac{K_{He}}{K_{Hw}}$

graphe N°2 : Variation du rapport des productions frigorifiques spécifiques théoriques  $K_{He}$  et  $K_{Hw}$  en fonction des températures de condensation  $t_c'$  et  $t_c$



$\eta/\eta' = 1$

1,3

1,2

1,1

1,4

1,3

1,2

1,1

1

0,9

0,8

0,7

0,6

0,5

20

30

40

50

température de condensation moyenne

LES MATHÉMATIQUES



$\eta'$  et  $\eta$  varient de 0,5 à 0,75 et on a les meilleurs rendements pour les groupes de grandes puissances  
donc  $\eta > \eta'$

on a économie d'énergie pour le groupe avec volant si  $\frac{C_e}{C'e} > 1$  c'est à dire si

$$\frac{K'_{th} \times \eta'}{K_{th} \times \eta} > 1 \quad \text{ou encore si}$$

$$\frac{K'_{th}}{K_{th}} > \frac{\eta}{\eta'}$$

Résultat:

connaissant  $\eta$  et  $\eta'$ , on calcule le rapport  $\frac{\eta}{\eta'}$  et on le porte sur le graphe (2) tracé à partir du tableau précédent; si les températures  $t_c$  et  $t'_c$  nous donnent un point situé au dessus de la droite  $\frac{\eta}{\eta'} = \text{const}$ . on aura une économie d'énergie avec l'utilisation du volant, si le point défini par  $t_c$  et  $t'_c$  est au-dessous de la droite  $\frac{\eta}{\eta'} = \text{const}$  la consommation d'énergie avec volant sera plus grande que sans volant.

dans les deux cas on pourra calculer le rapport:

$$\frac{C_e}{C'e} = \frac{\eta'}{\eta} \times \frac{K'_{th}}{K_{th}}$$

Application de la méthode décrite précédemment à la détermination du rapport  $\frac{C_e}{C'_e}$  dans le cas de l'exemple traité au chapitre précédent:

on prend  $\eta = 0,5$

$$\eta' = 0,45$$

$$\text{d'où } \frac{\eta'}{\eta} = 1,1$$

La température moyenne de l'air extérieur pour la durée de climatisation  $\tau$  est  $t_{m\tau} = 32^\circ\text{C}$  on suppose  $t_c \approx 40^\circ\text{C}$  (température de condensation)

La température moyenne journalière de l'air est  $t_{ma} = 28^\circ\text{C}$  on suppose  $t'_c = 35^\circ\text{C}$

Ces températures  $t_c$  et  $t'_c$  nous définissent sur le graphe N° (2). un point d'ordonnée  $\frac{K'_{th}}{K_{th}} \approx 0,98$

$$\frac{K'_{th}}{K_{th}} = 0,98 < 1,1$$

L'installation avec volant consomme donc plus d'énergie que l'installation sans volant.

$$\frac{C_e}{C'_e} = \frac{\eta'}{\eta} \cdot \frac{K'_{th}}{K_{th}} = \frac{1}{1,11} \times 0,98 = 0,88$$

$$C'_e \approx 1,13 C_e$$

on peut vérifier directement sur l'exemple que  $C'_e > C_e$  en effet le calcul direct de la consommation journalière d'énergie nous donne

$C_e \approx 264 \text{ Kwh}$  et  $C'_e = 287,6 \text{ Kwh}$   
 c'est à dire  $C'_e \approx 1,09 C_e$

Le rapport  $\frac{C'_e}{C_e}$  déterminé à partir du graphe précédent permet donc de connaître la consommation électrique "avec volant" en fonction de la consommation d'énergie du groupe sans volant.

### Remarque:

Comme on le constate dans l'exemple traité, au chapitre précédent, il se peut, du fait des tarifs réduits de l'énergie électrique, qu'on ait une économie sur le prix de la consommation d'énergie, même si l'installation avec volant consomme plus d'énergie.

### 4-3. Autres économies

L'utilisation du volant thermique permet de réaliser d'autres économies qu'on n'a pas pu chiffrer à l'économie sur les appareillages électriques, du fait que la puissance relative au volant est plus petite que la puissance dans les installations classiques:

- raccords électriques
- poste de transformation
- armoire électrique

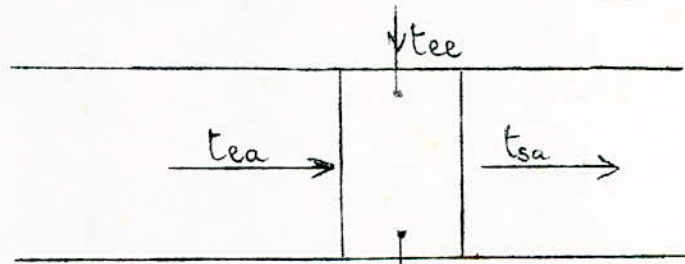
b- économie sur les batteries de refroidissement d'air du fait qu'on rentre dans la batterie avec une température d'eau assez basse, la surface d'échange de la batterie est réduite et on réalise une économie sur le nombre de rangées. en effet en appelant:

P la puissance frigorifique

K coefficient global d'échange de chaleur

$S_m$  la surface moyenne d'échange de chaleur.

$\Delta T_m$ : différence des moyennes de températures de l'air et de l'eau.  $\Delta T_m = t_{mai} - t_{me}$



$t_{mai} = \frac{t_{ea} + t_{sa}}{2}$  : moyenne des températures d'entrée et de sortie de l'air de la batterie

$t_{me} = \frac{t_{ee} + t_{se}}{2}$  : moyenne des températures d'entrée et de sortie de l'eau de la batterie

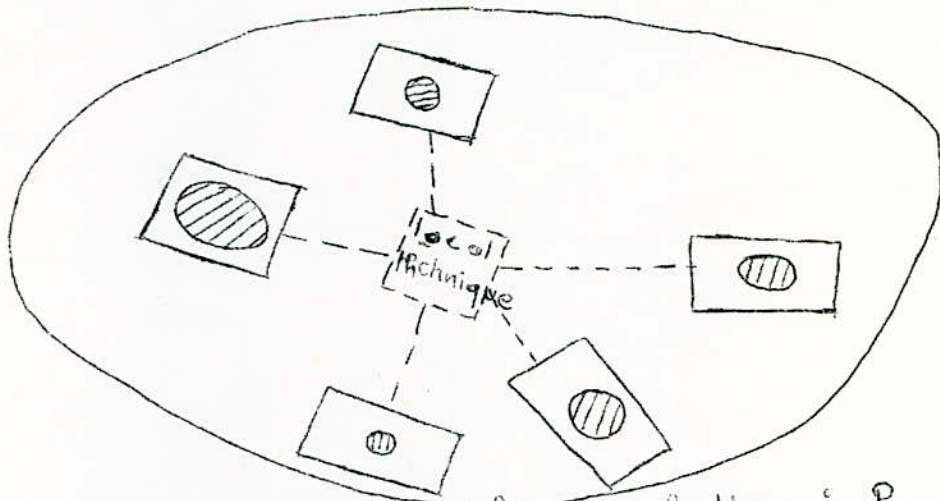
on a:

$$P = K S_m \Delta T_m$$

en utilisant le volant, on diminue  $t_{me}$  donc on augmente  $\Delta T_m$  d'où une réduction de la surface d'échange  $S_m$

#### 4-4 Impact de l'emplacement du local technique sur l'économie

##### 4-4-1 Emplacement du local technique lorsqu'on centralise la production de froid d'un groupe d'habitations



● : Consommation de froid relative à chaque construction

Avec l'installation du local technique au centre de gravité de la consommation d'un quartier à desservir en eau glacée, le coût du réseau est le plus bas et les pertes de froid les plus faibles.

Le parcours pour atteindre le dernier consommateur est le plus court possible, de sorte que les diamètres des conduites et les pertes de charge sont également faibles.

On devra donc, chaque fois qu'on aura à alimenter en froid plusieurs climatiseurs situés dans des constructions d'un même quartier, voir si on

peut centraliser la production de froid au même endroit; cet endroit devra être si possible au centre de gravité de la consommation en froid de ce quartier.

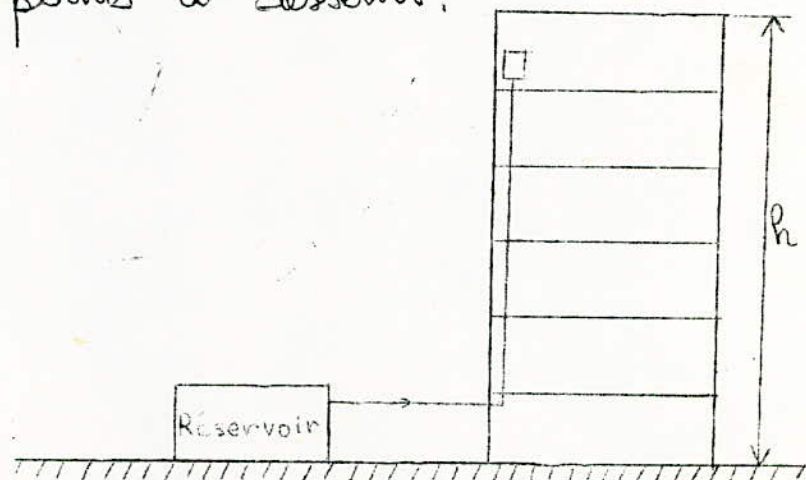
Remarque: on peut réaliser d'autres économies en utilisant les mêmes canalisations pour la distribution de l'eau glacée en été et de l'eau chaude en hiver

#### 4-4-2 Influence de la position en hauteur du réservoir par rapport aux points à desservir en eau glacée.

a) local technique et points à desservir en eau glacée situés au même niveau

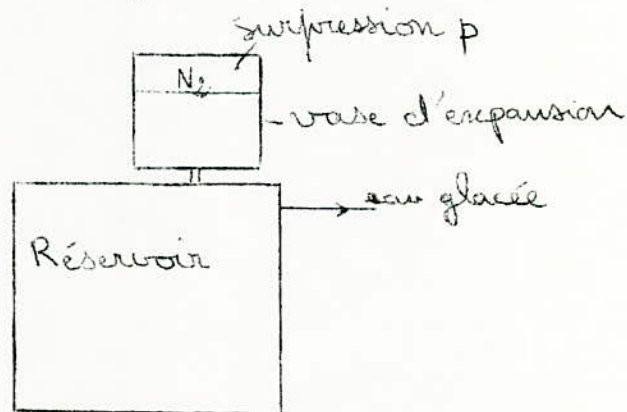
Le réservoir utilisé est sans pression; son prix de revient est donc bas

b) local technique situé à un niveau inférieur par rapport aux points à desservir:



Lorsqu'on a à desservir en eau glacée des points situés au dessus du niveau du réservoir, on ne peut utiliser un réservoir sans pression, car à l'arrêt des pompes d'alimentation, l'air pénétrerait par les trous de purges dans les canalisations, ce qui nuirait au bon fonctionnement de l'installation; pour parer à cet inconvénient on a les solutions suivantes :

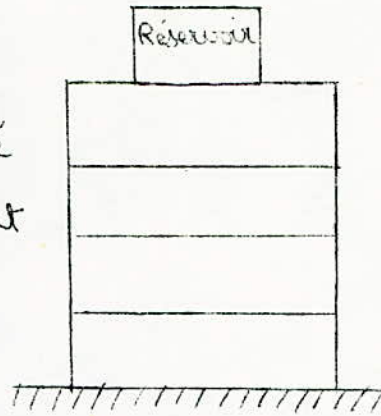
1<sup>e</sup> utiliser un réservoir sous pression qui permettrait d'avoir une pression supérieure à la pression atmosphérique en chaque point du circuit de distribution tout en ayant en vue la pression limite supportée par les tubes des batteries - d'utilisation de ce réservoir sous pression augmenterait les frais relatifs au volant thermique journalier.



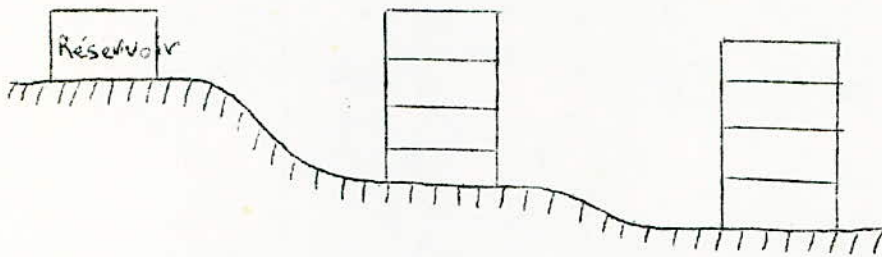
2<sup>e</sup> utiliser un réservoir sans pression placé au dessus des points à desservir.

- Terrain plat :

le réservoir est placé au-dessus du bâtiment à desservir



- Terrain accidenté



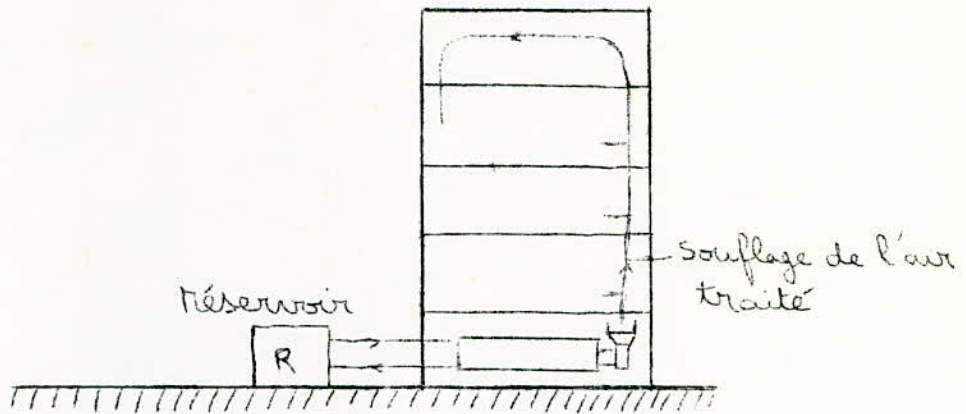
On devra prévoir l'emplacement du local technique au dessus du point le plus haut à desservir en eau glacée

Remarque : .....

Si on adopte une des deux solutions précédentes (cf 2<sup>e</sup>), on doit veiller à ce qu'on ne dépasse pas la pression limite admise pour les tubes de batteries.

3<sup>e</sup> : Utiliser un réservoir sans pression, qui alimentera un caisson de traitement d'air situé au même niveau. L'air traité sera ensuite pulsé vers les étages supérieurs.



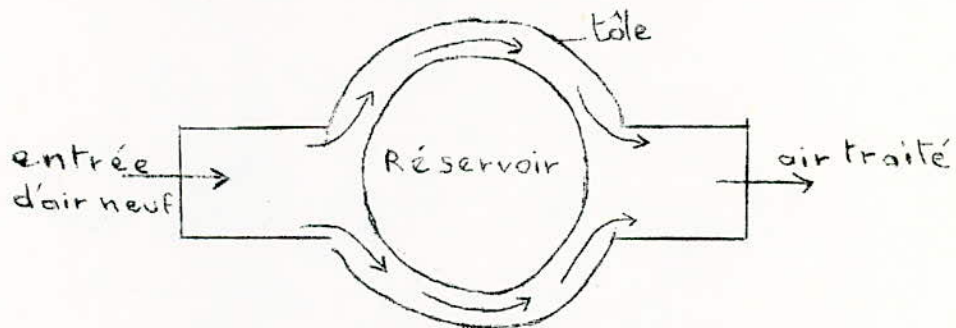


#### 4-5 Autres avantages du volant thermique journalier

##### 4-5-1 Possibilité de déshumidification de l'air par condensation de la vapeur d'eau sur les tubes des batteries.

L'utilisation de l'eau à température basse ( $0^{\circ}\text{C}$  à  $4^{\circ}\text{C}$ ) permet de ne pas utiliser un déshumidificateur d'air, car il est aisé d'amener l'air à sa température de point de rosée et nous avons alors condensation de la vapeur d'eau.

##### 4-5-2 Possibilité d'utilisation du réservoir servant de volant comme échangeur de chaleur avec l'air.



On pourrait supprimer les batteries froides et utiliser directement le réservoir comme échangeur de

chaleur, en faisant circuler l'air dans un espace laissé entre la paroi extérieure du réservoir et une tôle qui l'entoure.

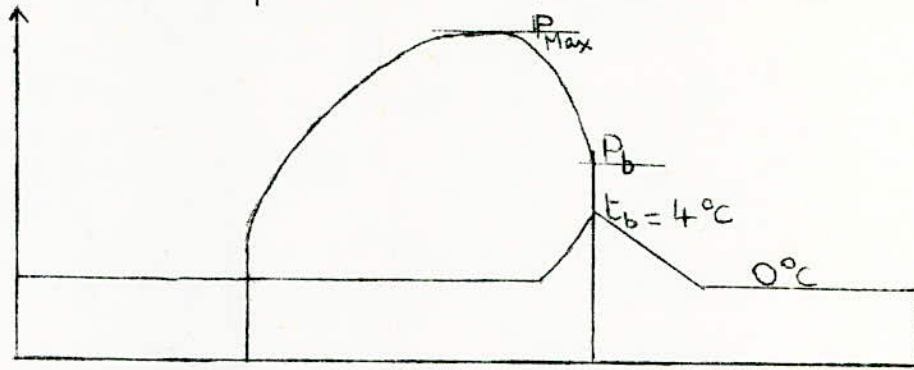
A l'arrêt de l'installation, l'air immobile et emprisonné entre la paroi du réservoir et la tôle permet l'isolation du réservoir. (La convection naturelle qui peut se produire, du fait que la température le long du réservoir ne soit pas uniforme, doit faire l'objet d'une étude particulière, on déterminera alors l'épaisseur de la couche d'air qui permettra l'isolation à l'arrêt de l'installation.)

#### 4-6. Influence de l'allure de la courbe de charge.

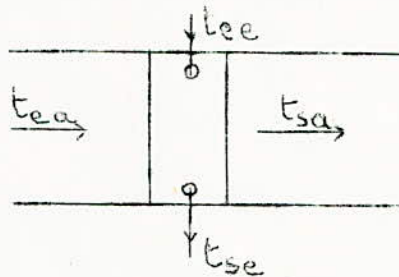
Dans une installation utilisant un volant thermique journalier, la température de l'eau glacée à l'entrée des batteries est variable, (dans notre cas de 0 à 4°C), ce qui n'était pas le cas dans l'installation sans volant; aussi pour le dimensionnement des batteries, l'allure de la courbe de charge a une importance.

Pour expliciter cette particularité du Volant thermique étudions le sur un exemple. :

supposons que le maximum de la courbe de charge correspond une température de sortie du réservoir de  $0^{\circ}\text{C}$



pour le dimensionnement de la batterie froide, on utilise la relation suivante:  $P = K S_m \Delta t_m$ .



en 1<sup>re</sup> approximation on prend  $\Delta t_m = \frac{t_{ea} + t_{sa}}{2} - \frac{t_{ee} + t_{se}}{2}$

on suppose un écart de température entre l'entrée et la sortie d'eau de la batterie égal à  $7^{\circ}\text{C}$  et

en posant  $t_{ma} = \frac{t_{ea} + t_{sa}}{2}$  on aura:

$$P = K S_m \left( t_{ma} - \frac{t_{ee} + 7}{2} \right)$$

Si on dimensionne la batterie pour la puissance maximale ( $P_{Max}$ ) et la température correspondante de  $0^{\circ}\text{C}$ , il faut vérifier que la surface d'échange calculée reste valable pour la puissance en fin de climatisation.

$P_b$  et la température correspondante de l'eau à l'entrée de la batterie ( $t_b = 4^\circ\text{C}$ ).

D'une façon générale on calculera les surfaces d'échanges pour les puissances  $P_{\text{max}}$  et  $P_b$  et les températures d'entrée d'eau glacée à la batterie, correspondantes (à  $P_{\text{max}}$  correspond en général une température  $t_{\text{ee}} = 0$  à  $4^\circ\text{C}$ ; à  $P_b$  correspond toujours, dans notre cas,  $t_b = 4^\circ\text{C}$ ). Des deux surfaces d'échange calculées précédemment, on prend la plus grande.

Application

$$P_{\text{max}} = 100\,000 \text{ frig/h.} \quad t_{\text{ee}} = 0^\circ\text{C}$$

$$P_b = 56\,000 \text{ frig/h.} \quad t_{\text{ee}} = 4^\circ\text{C}$$

Soit  $S_m$  la surface d'échange correspondant à  $P_{\text{max}}$

$S'_m$  la surface d'échange correspondant à  $P_b$ .

en supposant  $t_{\text{ea}} = 34^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ee}} = 20^\circ\text{C}$

$$\text{on aura } t_{\text{ma}} = \frac{34 + 20}{2} = 27^\circ\text{C}$$

$$S_m = P_{\text{max}} \times \frac{1}{K(t_{\text{ma}} - 3,5)} = \frac{P_{\text{max}}}{23,5 \text{ K}}$$

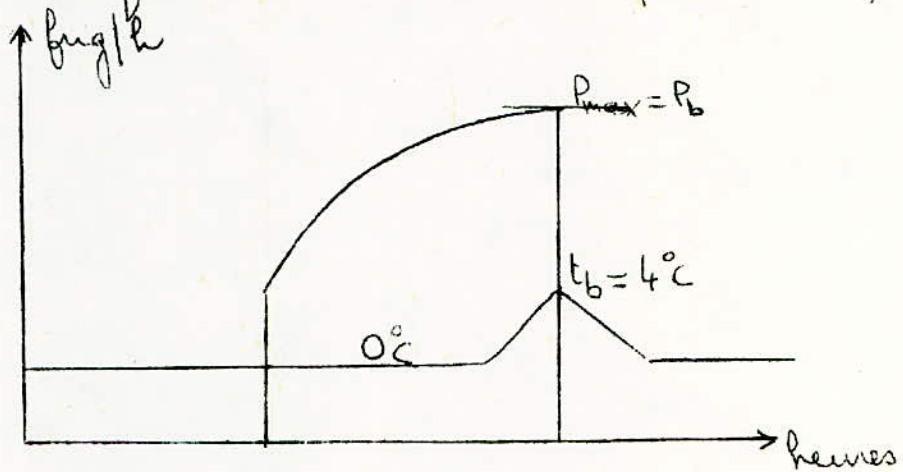
$$S'_m = \frac{P_b}{19,5 \text{ K}}$$

donc

$$\frac{S_m}{S'_m} = \frac{P_{\text{max}}}{P_b} \times 0,83 = 1,48$$

on prendra donc la batterie de surface d'échange  $S_m$ .

Remarque: l'allure de la courbe la plus défavorable c'est à dire celle pour laquelle on a la plus grande surface d'échange pour les batteries est la courbe de charge dont le maximum est atteint en fin de climatisation ( $P_{max} = P_b$ ).



## Conclusion

L'étude théorique montre que l'utilisation du volant thermique journalier est d'une façon générale économique, toutefois son application dans un projet pratique reste liée aux résultats d'expériences qu'on doit faire pour confirmer la théorie.

Les expériences à faire doivent

- 1<sup>er</sup> confirmer (ou infirmer) les hypothèses faites dans le calcul; à savoir
  - uniformité de la formation de la couche de glace autour des tubes de l'évaporateur.
  - les différentes valeurs prises pour les coefficients d'échange superficiel (entre le fluide frigorigène et la paroi intérieure du tube de l'évaporateur; entre la couche de glace et l'eau)
- 2<sup>e</sup> donner une réponse aux inconnues suivantes:
  - répartition des températures en divers points du volant thermique journalier
  - vitesse de fusion de la couche de glace en fonction de son épaisseur et de la température de sortie d'eau du volant.

- meilleure forme à donner à l'évaporateur à l'intérieur du réservoir
- circulation de l'eau à l'intérieur du réservoir.

### Remarque

Dans une installation de climatisation de puissance frigorifique  $P$ , on a quatre façons de produire cette puissance :

- 1<sup>o</sup> utiliser un seul groupe frigorifique de puissance  $P$  ;  
dans une telle situation, si le groupe tombe en panne, la climatisation s'arrête, ce qui peut être préjudiciable, si cette climatisation était nécessaire.
- 2<sup>o</sup> utiliser deux groupes de puissance frigorifique  $\frac{P}{2}$  ;  
leur prix de revient est plus élevé que celui du groupe de puissance  $P$  ; si l'un des deux groupes tombe en panne, l'autre ne nous fournirait que la moitié de la puissance demandée ce qui n'est pas suffisant pour une climatisation convenable.
- 3<sup>o</sup> utiliser deux groupes de puissance  $P$  chacun ;  
l'un des deux groupes est un groupe de secours.  
L'inconvénient majeur d'une telle situation est le prix de revient très élevé de l'installation.
- 4<sup>o</sup> utiliser deux groupes de puissance  $\frac{2}{3}P$  chacun

dans ce cas on a une marge de sécurité dans le fonctionnement de l'installation, c'est à dire si l'un des groupes tombe en panne, l'autre nous fournirait les  $\frac{2}{3}$  de la puissance et satisfait à une climatisation convenable, leur prix de revient est moindre que celui de deux groupes de puissance P.

En conclusion, on conseille de prendre la situation n° 4, si on doit satisfaire à une climatisation qui n'admet pas d'arrêt. Dans les installations de climatisation courantes où l'arrêt accidentel du groupe n'est pas néfaste, la situation n° 1 est suffisante.

Notre étude économique a porté sur la situation n° 1 (utilisation d'un seul groupe de puissance P), dont les investissements sont les plus bas, on réalisera donc par l'utilisation du volant thermique journalier plus d'économie dans l'une des trois autres situations (2; 3; 4)



1- Suggestion quant à l'utilisation d'autres produits comme volant thermique :

La glace a une chaleur latente de 80 kcal/kg, si on pouvait trouver ou synthétiser un corps qui, par des transformations physiques ou chimiques réversibles, à des températures qui ne soient pas très basses (de plus de 0°C), pourrait emmagasiner le double, le triple ou même plus, de frigories que la glace, alors on pourrait réaliser un volant thermique meilleur marché que celui réalisé avec la glace (le volume du volant serait plus réduit).

L'obtention d'un tel corps, qui existe probablement, doit se faire en collaboration avec les chimistes.

2- Inertie thermique des murs :

L'utilisation du volant thermique journalier à glace, ne permet pas d'avoir d'économie d'énergie mais permet d'avoir une économie d'investissement dans les produits d'importation.

On pourrait réaliser d'autres économies, en agissant sur la propriété qu'ont les murs des constructions d'emmagasiner la chaleur et de la restituer avec un retard. Cette propriété est appelée inertie

thermique des murs. En effet :

Avec une conception adéquate de l'orientation des murs, de leur constitution et leurs épaisseurs on peut faire déplacer dans le temps les pointes frigorifiques qui conditionnent le dimensionnement des appareils et l'apport horaire d'air.

on peut agir sur ce retard, en augmentant l'épaisseur si on veut l'augmenter, en la diminuant si on veut le réduire, par exemple :

- Pour un mur orienté à l'Est, le soleil se levant très tôt, on a intérêt à avoir une très mince épaisseur (mur très léger) pour que l'apport de chaleur soit immédiatement transmis ou au contraire de très grandes épaisseurs pour que l'apport calorifique arrive tard dans la soirée.

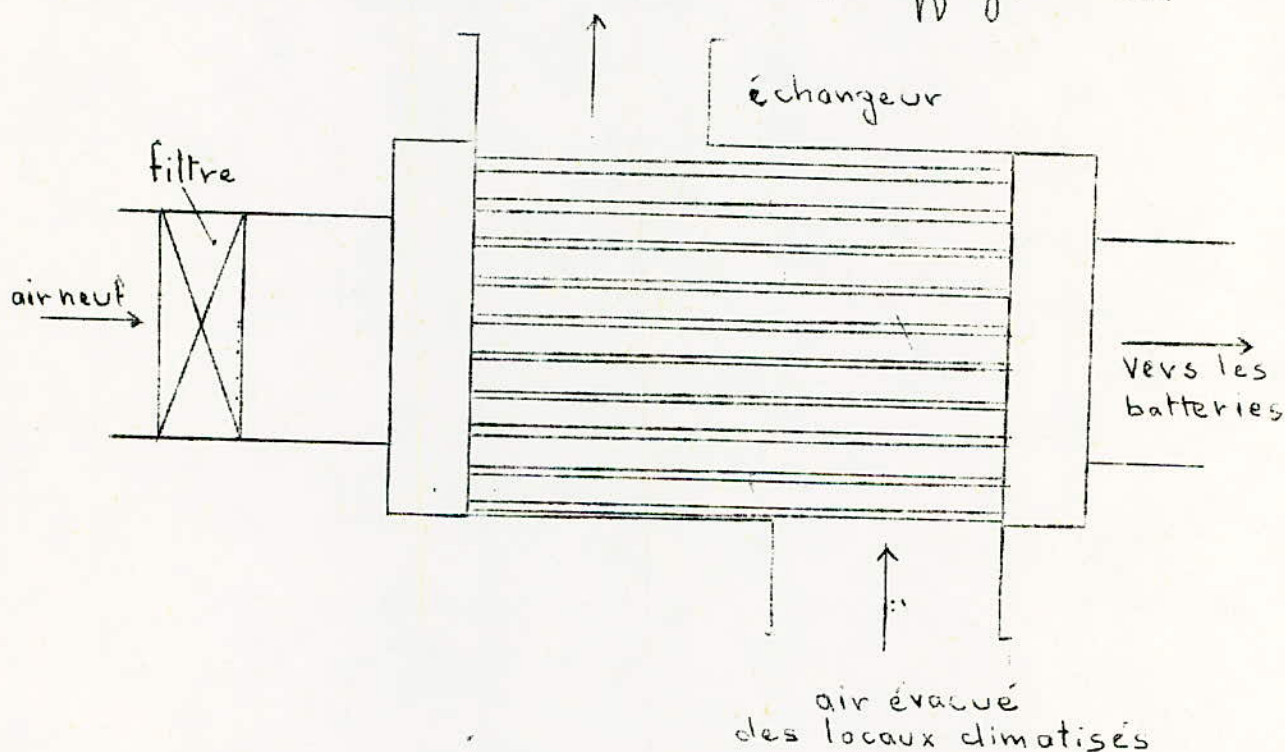
- pour les murs d'Ouest, une épaisseur normale de mur suffit pour décaler la transmission de chaleur à une heure non préjudiciable au bilan thermique.

### 3- Utilisation des frigories transportées par l'air évacué des locaux climatisés :

On peut réaliser d'autres économies sur l'installation de climatisation en utilisant les frigories transportées par

l'air évacué des locaux à conditionner. En effet, on peut faire un échange de chaleur entre l'air neuf et l'air évacué, ce qui aura pour effet le transfert des frigories de l'air évacué à l'air neuf.

L'installation de climatisation n'aura à fournir qu'un supplément de frigories pour amener la température de l'air à celle de soufflage voulue.



## V. PROPOSITIONS TECHNOLOGIQUES <sup>V-1</sup>

Cette partie sera consacrée à l'étude des différentes possibilités de réalisations pratiques des éléments du volant thermique.

### 5-1 Evaporateur

L'évaporateur à utiliser est un évaporateur spécial qu'on appelle évaporateur accumulateur de froid.

Cet évaporateur est de conception similaire à celle des évaporateurs refroidisseurs de liquide - selon la puissance du groupe et la nature du fluide frigorigène utilisé, il existe deux types:

#### 5-1-1 Evaporateur type serpentin

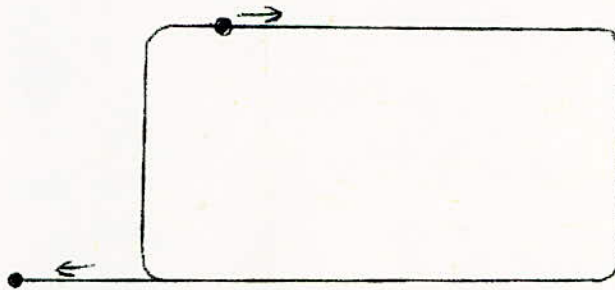
Ce type d'évaporateur est utilisé seulement pour des petites puissances frigorifiques et pour les fluides frigorigènes chlorés et chlorofluorés tels que le " $\text{CH}_3\text{Cl}$ " et le "freon 12".

La réalisation de cet évaporateur est obtenue en enroulant des longueurs courantes de tubes du commerce rabouffés par soudure sous la forme qui convienne à son utilisation. Les différentes formes existantes sont:

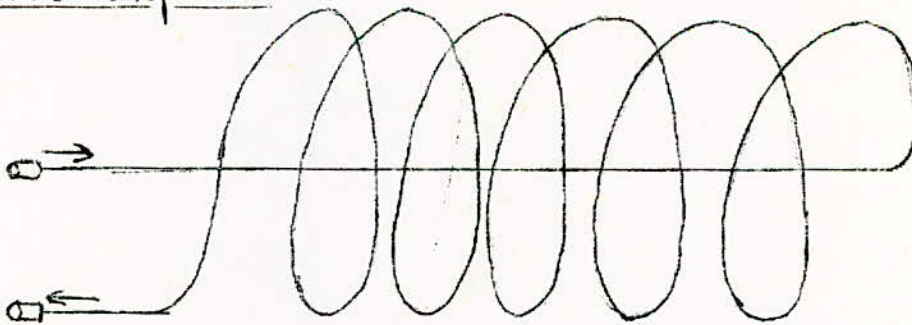
- forme d'épingle



- forme rectangulaire



- forme de spirale



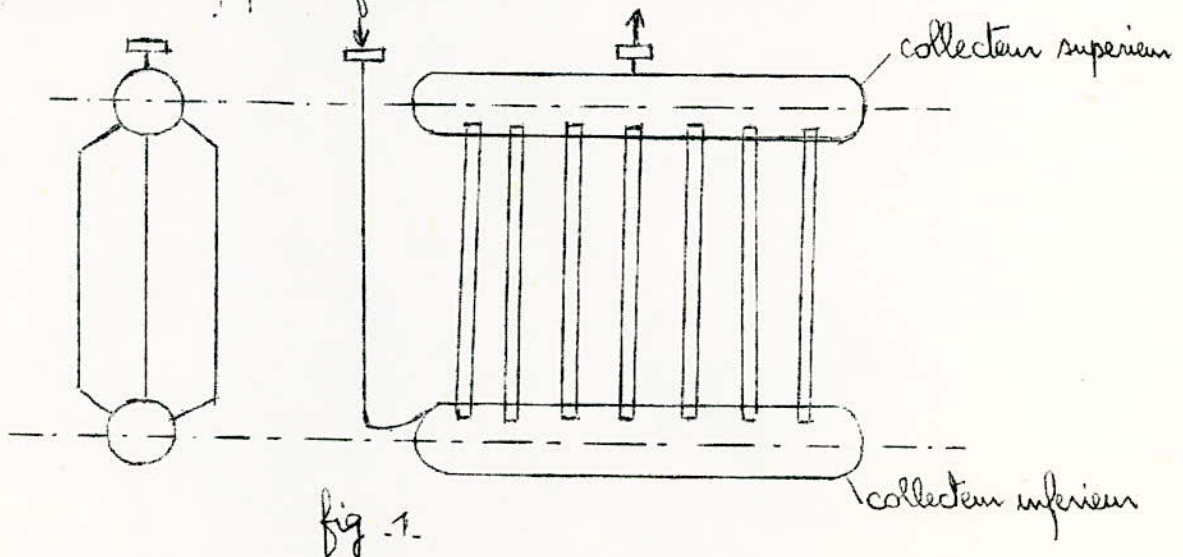
Remarque:

Il y a lieu de remarquer que la longueur du tube nécessaire pour réaliser la surface correspondante à l'évacuation de la production frigorifique de

la machine peut provoquer une perte de charge excessive dans l'évaporateur, perte de charge fort préjudiciable au bon rendement thermodynamique de la machine, Afin de remédier à cet inconvénient il est indispensable de scinder le cas échéant, la surface totale de l'évaporateur en un certain nombre de surfaces primaires.

### 5-1-2 Évaporateur type "grilles"

Pour des moyennes et grandes puissances frigorifiques et pour les fluides frigorigènes tels que le "NH<sub>3</sub>" et "R<sub>22</sub>", les évaporateurs immergés affectent la forme de "grilles" constituées par deux collecteurs réalisés en tubes étirés sans soudure, réunis entre eux par une série de tubes de plus faibles diamètres



Le liquide est admis dans le collecteur inférieur et les vapeurs aspirées dans le collecteur supérieur sous la forme de la fig-1., ces évaporateurs présentent l'inconvénient d'être très rigides et peuvent, lors de la mise en service des installations donner lieu à des fuites dues à la rupture de soudures sous l'effet des tensions internes du métal, tensions dues à la contraction des tubes formant la grille et consécutives à la variation de température de l'évaporateur. Pour éviter cet inconvénient la disposition représentée par la fig.2. est couramment employée.

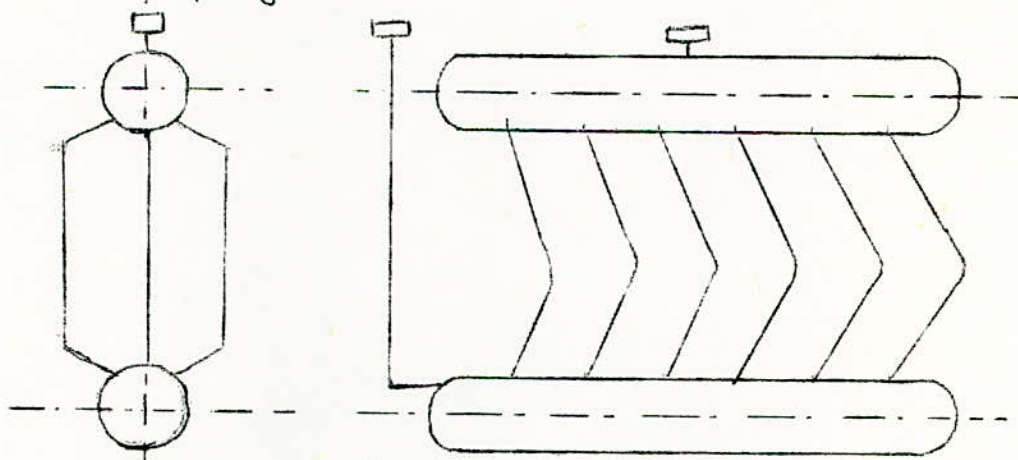


fig 2.

L'élasticité des coudes absorbent les tensions internes dues à la contraction du métal.

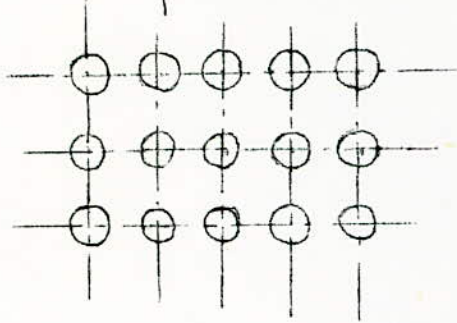
cette disposition est connue sous le nom de "Hering bones"

- CHAPITRE V -

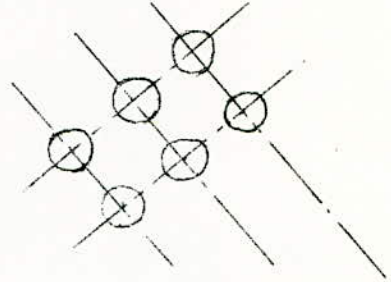


Différentes manières de disposition des tubes dans un faisceau

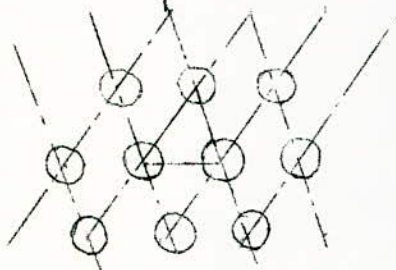
tubes alignés avec un pas carré



tubes quinconçés avec un pas carré

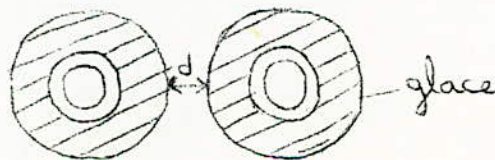


tubes quinconçés avec un pas triangulaire



Remarque

Pour ces deux types d'évaporateurs, la couche de glace se forme autour des tubes. Aussi l'écartement, entre chaque spire du serpentín ou entre deux tubes consécutifs de la grille, doit être tel qu'il soit possible de former un manchon de glace d'épaisseur connue sans que deux manchons consécutifs se soudent ou nuisent à la circulation de l'eau du réservoir dans lequel est placé l'évaporateur.



## 5-2 Protections anticorrosives - Traitements de l'eau

### 5.2.1 moyens de lutte contre la corrosion

Pour combattre la corrosion, on peut réagir de plusieurs manières:

a) par action sur le matériau et ceci à l'aide:

- du choix de celui-ci
- d'un traitement mécanique, thermique ou chimique.

b) par action sur le milieu

- variation du pH, du degré hygrométrique, de la température, de la vitesse etc...
- emploi d'un inhibiteur de corrosion minéral ou organique

c) par action protectrice au moyen d'un revêtement:

- métallique
- peinture ou plastique

d) action sur le processus électrochimique de la corrosion

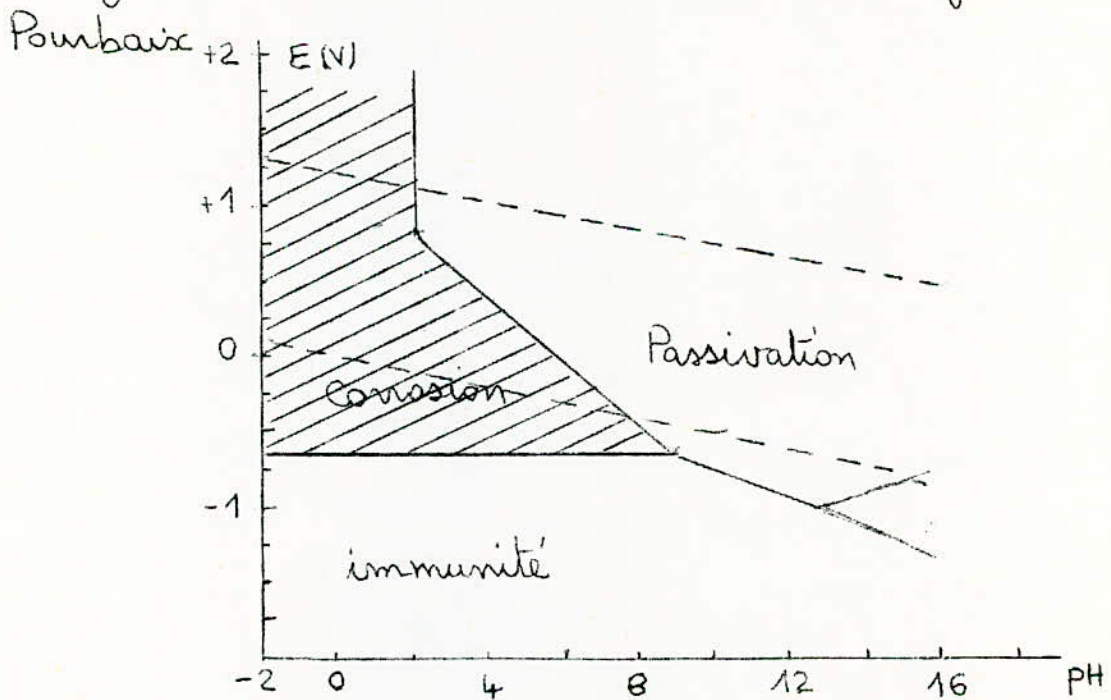
- protection cathodique
- protection anodique

Dans le cas du volant thermique journalier, on peut employer n'importe quel moyen de ceux cités ci-dessus il suffit de choisir le moyen le plus économique; pour déterminer celui-ci, une étude complète sur les divers moyens est

nécessaire, mais on pense que par une simple action sur le milieu intérieur (eau) et un revêtement (peinture), on pourrait résoudre le problème de la corrosion d'une manière économique

### 5-2-2 traitement de l'eau :

Toutes les fois que cela sera possible, il y aura intérêt à traiter l'eau au moyen de produits appropriés pour l'amener, par action sur le pH, dans une zone de non corrodabilité du diagramme de Pourbaix



même en l'absence de ce diagramme, on peut dire qu'un pH légèrement alcalin est souhaitable.

pour un milieu liquide en contact avec les métaux ferreux, et qu'au dessus d'un pH de 9, une solution sera décapante pour l'aluminium et ses alliages courants.

C'est par l'introduction de produits (tel le phosphate trisodique) qu'on peut empêcher la formation de tartre qui d'ailleurs ne se dépose qu'à des hautes températures :

#### désoxygénation de l'eau.

L'eau déminéralisée contenant de l'oxygène dissous et de l'anhydride carbonique est agressive, il est nécessaire d'y ajouter un inhibiteur qui est le plus souvent "l'hydrate d'hydrazine"  $N_2H_2$  qui réagit avec l'oxygène dissous et qui se comporte comme un agent de désoxygénation en même temps que d'alcalinisation (élévation du pH).

Pour éviter le renouvellement de la quantité d'oxygène contenue dans l'eau, il faut donc utiliser un réservoir fermé empêchant la pénétration de l'air extérieur dans son intérieur.

#### Remarque:

Les seuls frais supplémentaires du traitement d'eau

sont les frais du traitement de la masse d'eau initiale du volant. Les pertes d'eau existantes doivent être renouvelées et traitées que ce soit dans l'installation classique ou dans l'installation avec volant thermique et n'influent donc aucunement sur l'économie réalisée.

### 5-2-3 Revêtement des parois

Les revêtements superficiels sans modification de la surface peuvent agir, soit comme barrière impénétrable à la corrosion, soit par action électrochimique protectrice du métal sous-jacent.

Pour de tels revêtements on peut utiliser les peintures, laques, vernis, émaux vitrifiés, plastiques.

Dans le cas des revêtements par peintures, la préparation de la surface est particulièrement importante et toutes traces d'oxydes, calamine ou graisses doivent être éliminées pour avoir une bonne adhérence. Pour les constructions en acier on recommande le décapage par jet d'abrasif.

Il est nécessaire que l'épaisseur du film de peinture soit suffisante pour boucher toutes les irrégularités de surface. L'épaisseur du revêtement doit être de l'ordre de 100 à 150 microns.

Il est recommandé d'appliquer d'abord une peinture primaire antirouille, à grande mouillabilité et à pouvoir gannissant élevé, assurant une bonne adhérence. Sur cette couche primaire seront appliquées des couches intermédiaires et de finition constituant dans l'ensemble un revêtement multicouche dont la nature, du fait des matières filmogènes essentielles ou des pigments, permettra, avec des épaisseurs minimales déterminées de satisfaire aux conditions recherchées.

Les qualités que doivent avoir les revêtements par peinture sont en résumé :

- imperméabilité à l'eau, à l'humidité, aux vapeurs, aux acides et aux gaz.
- Souplesse
- grande adhérence
- stabilité chimique

Pour satisfaire à l'ensemble de ces conditions, il est conseillé indépendamment d'une bonne préparation de la surface d'appliquer un minimum de trois couches de peintures sur matériaux ferreux. Il est même recommandé que le film de peinture primaire

soit appliqué de préférence en deux couches - Les qualités anticorrosives sont données par les couches primaires, les couches ultérieures servent à leur protection.

Pour obtenir les meilleurs résultats, il est aussi recommandé d'appliquer les couches primaires aussitôt après le nettoyage de la surface, celle-ci devant être bien sèche, et à l'abri de l'humidité.

Remarque:

on n'a fait ici que rappeler ce que toute protection anticorrosive par peinture exige.

### 5-3 Pratique d'isolation.

Le type d'isolation à utiliser sera celui qui convient pour les installations à faibles températures ou installations frigorifiques courantes.

#### 5.3.1 Pose de l'isolant:

avant la pose de l'isolant, les réservoirs qu'ils soient en métal ferreux ou non ferreux (et à l'exception de ceux en plomb, inox ou produits plastiques) doivent être protégés contre la corrosion à l'aide de peintures bitumeuses ou anticorrosives comme décrit précédemment.

D'une façon générale, la fugorie étant d'un coût nettement plus élevé que la caloric, on est conduit, pour l'isolation des réservoirs et des tuyauteries véhiculant des fluides froids, à des épaisseurs de matériaux notablement supérieures à celles utilisées pour la protection des fluides chauds.

Les coquilles et plaques sont posées bien jointives, après avoir été préalablement, à l'intérieur et sur leurs tranches, enduites d'un mastic chaud de brai de houille, ou de flinkote ou d'un produit plastique approprié.

Très fréquemment on utilise deux couches superposées, il est préférable, dans ce cas, de ne pas enduire de brai l'intérieur de la première couche, pour éviter de coller l'isolant sur les parois, en effet les coefficients de contraction (et de dilatation) du métal et des matériaux isolants étant différents, l'ensemble métal/isolant a tendance à se séparer avec le temps, d'où craquelure dans le brai et même fissure dans l'isolant. Les deux couches d'isolant sont posées collées au brai l'une sur l'autre en décalant les joints de ces deux couches.



### 5-3-2 Protection de l'isolant

en isolation frigorifique il est capital de réaliser un revêtement extérieur rigoureusement étanche à la vapeur d'eau.

Cette protection peut être réalisée soit

- par un revêtement métallique
- par un mortier de ciment revêtu de jute et de plusieurs couches d'enduit au brai
- plus efficacement, en enroulant sur l'isolant un "tissu de verre"

On doit passer des couches de peintures vinyliques spéciales (ou de peinture épikote si l'on se trouve en atmosphère corrosive) dans les deux derniers cas. Ces revêtements présentent l'avantage d'être à la fois ignifuges et totalement imperméables à la vapeur d'eau.

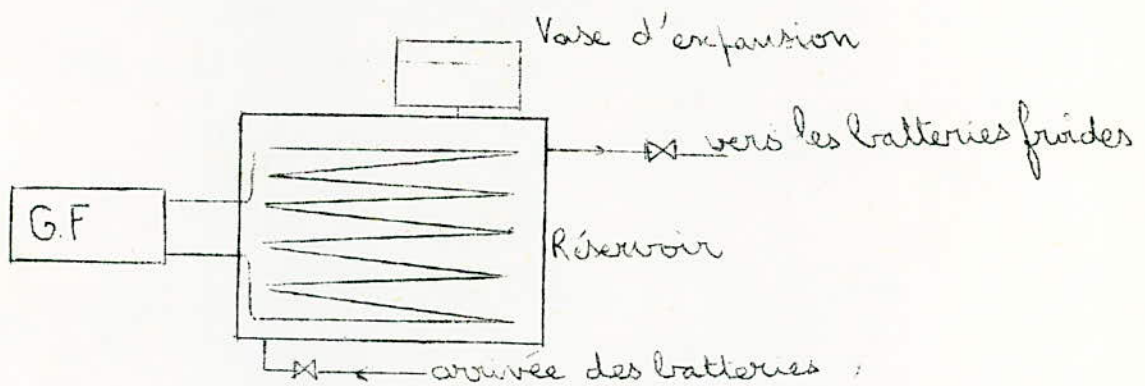
On peut, enfin, appliquer une peinture glycéroph-talique ou une peinture à l'huile de lin, afin de donner à l'ensemble un plus bel aspect, et le cas échéant, de respecter les teintes conventionnelles.

Il est à remarquer que, si besoin est, on peut mettre l'installation en service aussitôt après exécution de la barrière d'étanchéité sans attendre la finition.

Remarques:

- Il faut tenir compte de la contraction de l'enveloppe métallique, qui pour des réservoirs de grandes dimensions, peut atteindre des valeurs importantes. Si on utilise des isolants rigides (tel que le liège), il faut réserver des joints de contraction, mais ceux-ci étant grands, on se trouvera bien de les garnir d'un isolant fibreux; ce dernier du fait de sa souplesse "encaissera" la contraction sans difficulté.

- L'isolation des assises des réservoirs verticaux doit être étudiée avec un soin particulier, à cause du poids que doit supporter l'isolant utilisé.

5-4 Schéma de l'installation:

Par rapport au schéma de l'installation classique, le schéma de l'installation avec volant présente en plus

le réservoir servant de volant intercalé entre le groupe frigorifique et le circuit de distribution d'eau froide; le circuit de distribution d'eau glacée reste le même

Remarque:

Le groupe avec volant a été dimensionné pour la journée de base; en été, il existe des journées plus fraîches que la journée de base; lors de ces journées le groupe produira plus de froid que nécessaire à la climatisation et ceci peut entraîner une production de glace plus grande que prévu; on aura alors risque d'accident dans l'installation; pour parer à cette éventualité, on doit prévoir un système de régulation qui permette l'arrêt du groupe lorsque la quantité de glace fixée est atteinte.

Le système de régulation à prévoir doit être commandé par:

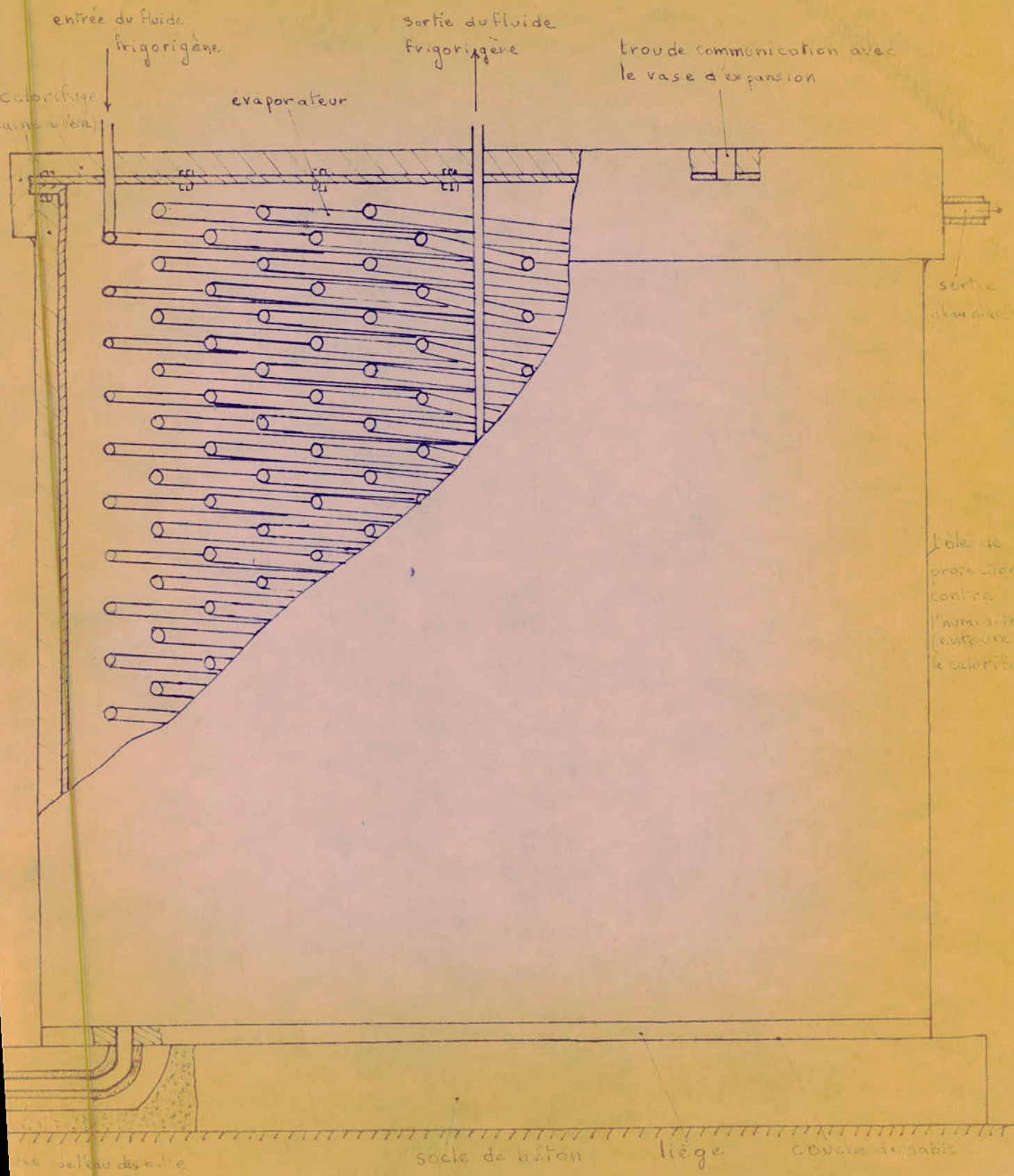
- la température de l'eau à la sortie du réservoir

- le niveau de l'eau dans le vase d'expansion

on aura arrêt du groupe lorsque on aura simultanément:

- 1) niveau de l'eau maximum dans le vase d'expansion
- 2) la température de l'eau à la sortie du réservoir voisine de  $0^{\circ}\text{C}$

Réservoir calorifique de l'eau servant le volant  
thermique journalier



entrée du fluide  
frigorigère

sortie du fluide  
frigorigère

trou de communication avec  
le vase d'expansion

évaporateur

Calorifuge  
acier ou fer

sortie  
d'eau chaude

l'ôle de  
protection  
contre  
l'humidité  
autour  
le calorifuge

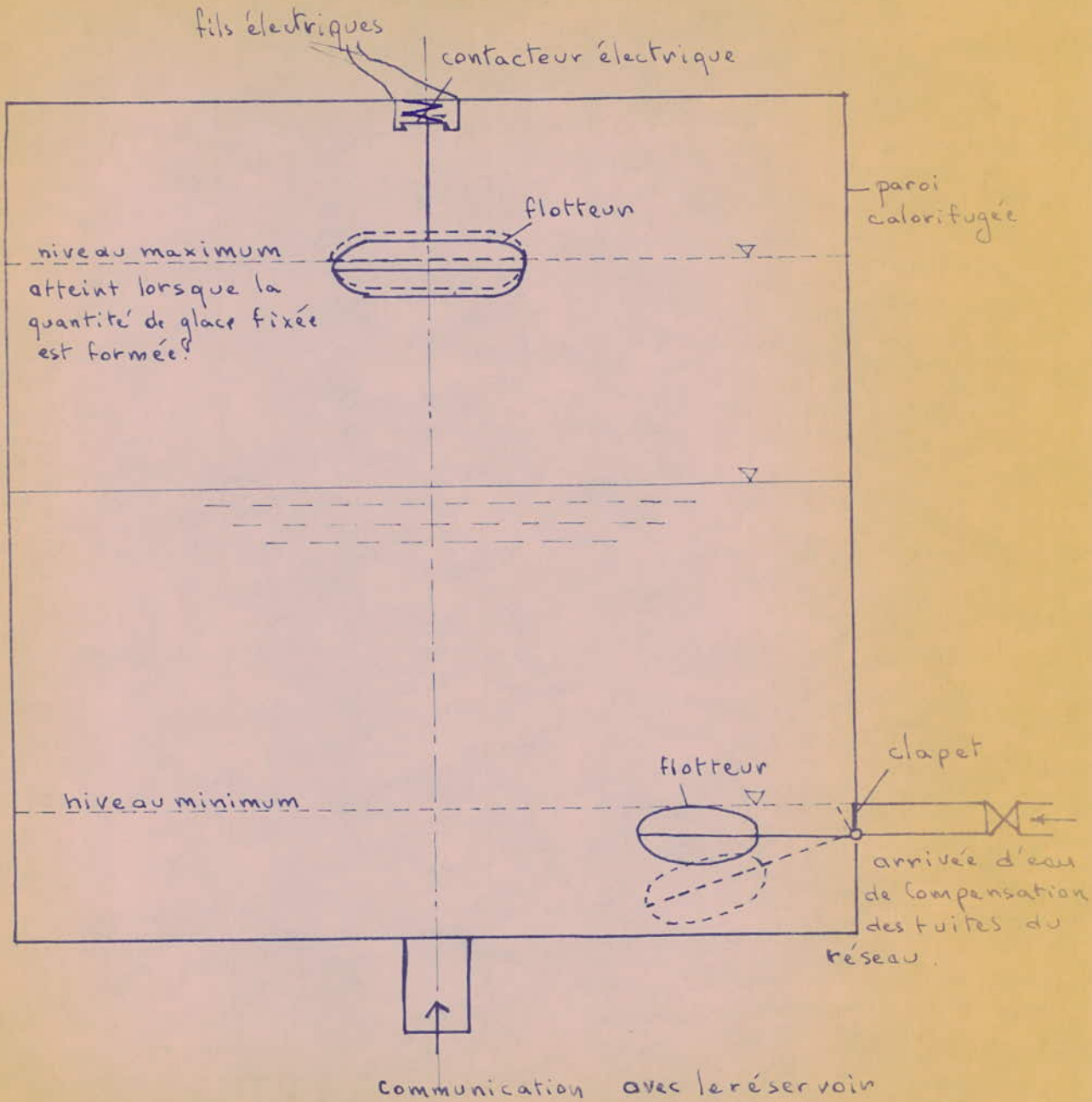
de l'eau des puits

socle de béton

liège

couche de sable

schéma du vase d'expansion



## CONCLUSION

L'étude théorique montre que l'utilisation du volant thermique journalier réalisé par une réserve d'eau et de glace est d'une façon générale économique (en particulier pour les installations de climatisation de durée journalière de fonctionnement réduite : salles de cinéma, théâtres, salles de conférences etc....); toutefois les méthodes de calcul économique décrites dans notre étude ne donne qu'un moyen de première approximation qui permet de penser à l'utilisation du volant thermique journalier.

Pour pouvoir trancher, on doit faire le devis complet des deux installations.

## - BIBLIOGRAPHIE -

- Transmission de la chaleur : W.H. Mc. Adams
- Traité de chauffage et climatisation (tome 1 et tome 2):  
H. Rietschel et W. Raiss
- Formulaire du frigoriste : W. Powlmann
- Machines frigorifiques: G. Vassogne
- Comment vaincre la corrosion métallique: P. Orłowski
- Isolation thermique industrielle : R. Gasquet
- Projet de fin d'étude (1975): Adaptation aux conditions  
d'Algérie des méthodes de calcul du bilan thermique  
des bâtiments.
- Documentation intérieure de l'ENPA
- Installations frigorifiques : P.J. Rapin

# ANNEXES



# PRIX DE L'ENERGIE ELECTRIQUE

## Tarif A3 "moyenne tension" appliqué par la Sonelgaz

C'est toujours l'alimentation "moyenne tension" (MT) qui offre l'énergie consommée au prix le plus bas. Par contre elle impose à l'utilisateur la construction d'un poste de transformation; cela ne signifie d'ailleurs pas qu'il faille imputer intégralement le prix de ce poste à l'équipement du groupe frigorifique - un groupe de transformation n'est jamais affecté exclusivement à la climatisation.

Le tarif "moyenne tension" est variable selon les lieux et les échelons de tension; cependant il comporte toujours deux rubriques :

1) Tarifification de la puissance de branchement ou prime fixe annuelle ayant pour base de calcul la relation suivante exprimée en DA/an :  $[ 20,79 + 7,17 P + 5,38 P_n ]$  dans laquelle (P) désigne la puissance de branchement et ( $P_n$ ) la puissance non domestique (on prend généralement  $P_n = P$ )

2) Tarifification de l'énergie consommée qui est liée à la notion d'horaire et pour laquelle l'année est divisée en deux périodes :

- Hiver : du mois de Novembre au mois d'Avril inclus

- Eté : du mois de Mai au mois d'Octobre inclus

Les périodes sont divisées en postes tarifaires ou horaires :

- Heures de pointes : de 18h à 21h tout l'hiver
- Heures pleines (HP) : de 6h à 12h toute l'année  
de 14h à 22h toute l'année (sauf les heures de pointes en hiver)
- Heures creuses : de 12h à 14h et de 22h à 6h toute l'année

Les prix unitaires par kWh sont donnés dans le tableau

- suivant en DA :

Horaires \ Saison	Hiver	Eté
	Heures de pointes	0,366
Heures pleines	0,161	0,097
Heures creuses	0,059	0,043

N.B : on remarquera que les heures de pointes n'existent qu'en hiver

Remarque :

on peut définir un prix moyen  $b$  du courant électrique pour la journée d'été par la relation

$$b = \frac{14 \times 0,097 + 0,043 \times 10}{24} \approx 0,075 \text{ DA/Kwh}$$

EXTRAIT D'UNE NOTICE TECHNIQUE  
DE

Groupes de production d'eau glacée à condenseur  
à air "CIATCOOLER HEA et SEA"

Notation employée:

$t_{se}$ : température de sortie d'eau froide en ( $^{\circ}C$ )

$P_F$ : Puissance frigorifique en (frig/h)

$P_a$ : Puissance absorbée par les compresseurs en (Kw)

Remarque:

La puissance frigorifique est valable pour  $\Delta t = 5^{\circ}C$   
avec  $\Delta t = T^{\circ}\text{entrée d'eau} - T^{\circ}\text{sortie d'eau}$ .

# CARACTERISTIQUES - Puissances frigorifiques

## CIATCOOLER HEA

CIATCOOLER modele	t <sub>se</sub> (°C)	Temperature d'entree de l'air au condenseur en °C									
		28		30		32		34		36	
		P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>
HEA 35	5	9000	3,4	8750	3,6	8600	3,7	8300	3,8	8100	3,9
	6	9300	3,5	9000	3,6	8800	3,7	8600	3,9	8400	3,9
	7	9600	3,6	9300	3,7	9100	3,8	8900	3,9	8700	4,0
	8	9800	3,7	9600	3,8	9300	3,9	9150	4,0	8900	4,0
	10	10300	3,8	10100	3,9	9900	4,0	9750	4,1	9500	4,2
HEA 50	5	12300	4,1	12000	4,2	11600	4,4	11300	4,6	11000	4,7
	6	12700	4,2	12300	4,4	12000	4,4	11650	4,6	11300	4,8
	7	13100	4,3	12750	4,4	12400	4,5	12100	4,7	11700	4,9
	8	13500	4,3	13100	4,5	12700	4,6	12400	4,8	12100	4,9
	10	14200	4,4	13800	4,6	13500	4,7	13200	4,9	12800	5,0
HEA 75	5	17700	7,2	17000	7,3	16400	7,5	15700	7,8	15000	8,1
	6	18300	7,2	17600	7,4	17000	7,6	16300	7,9	15600	8,2
	7	18900	7,3	18200	7,5	17600	7,7	16900	8,0	16300	8,2
	8	19500	7,4	18700	7,6	18200	7,8	17500	8,1	17000	8,3
	10	20600	7,6	20000	7,8	19500	8,0	18800	8,4	18300	8,6
HEA 100	5	26500	9,3	25900	9,6	25200	9,8	24500	10,1	23900	10,4
	6	25500	9,4	26900	9,7	26200	10,0	25500	10,3	24900	10,6
	7	28600	9,5	27900	9,8	27200	10,2	26600	10,4	25800	10,7
	8	29700	9,6	29000	9,9	28200	10,3	27500	10,6	26800	10,8
	10	31800	9,7	31000	10,1	30200	10,5	29500	10,8	28800	11,1
HEA 150	5	35600	13,0	34600	13,4	34000	13,5	33000	14,2	32200	14,6
	6	36800	13,3	36000	13,7	35000	14,2	34400	14,6	33600	14,8
	7	38000	13,7	37200	14,1	36400	14,4	35600	15,0	34800	15,3
	8	39400	14,1	38600	14,4	37600	15,0	36800	15,3	36000	15,7
	10	42000	14,7	41000	15,1	40200	15,4	39400	15,8	38400	16,1

# CARACTERISTIQUES - Puissances frigorifiques

## CIATCOOLER SEA

CIATCOOLER modele	t <sub>se</sub> (°C)	Temperature d'entree de l'air au condenseur en °C									
		28		30		32		34		36	
		P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>
SEA 250.69.3	5	47000	16,7	45800	17,2	44600	17,6	43400	18,0	42400	18,5
	6	48600	17,0	47200	17,4	45800	18,0	44600	18,5	43600	
	7	50.000	17,2	48600	17,6	47200	18,3	45800	18,7		
	8	51400	17,4	50.000	17,8	48600	18,5	47200	19,0		
	10	54400	18,3	52800	18,4	51200	19,0				
SEA 250.78.4	5	49200	15,9	47600	16,4	46200	17,0	44800	17,4	43400	17,8
	6	50600	16,2	49000	16,8	47600	17,3	46200	17,7	44600	18,2
	7	52200	16,4	50400	17,0	49000	17,5	47400	17,9	46000	18,5
	8	53600	16,6	51800	17,2	50400	17,8	48800	18,2	47200	18,9
	10	56600	17,0	54800	17,6	53000	18,2	51400	18,9	49600	19,6
SEA 300.69.3	5	51800	20,0	51000	20,4	50000	20,8	49000	21,2		
	6	53200	20,2	52400	20,6	51600	21,0	50600	21,4		
	7	54600	20,4	53800	20,9	53000	21,2	52000	21,7		
	8	56000	20,7	55400	21,3	54600	21,4				
	10	58800	21,2	58200	21,5	57400	21,8				
SEA 300.78.4	5	53200	19,4	52000	19,9	51000	20,2	50000	20,8	49000	21,3
	6	54600	19,6	53600	20,0	52600	20,4	51600	21,0	50600	21,5
	7	56200	19,8	55000	20,2	54000	20,7	53000	21,3		
	8	57800	20,0	56500	20,4	55600	20,9	54400	21,6		
	10	61000	20,3	59600	20,9	58600	21,2	57400	21,8		
SEA 350.92.4	5	66000	25,7	64400	26,3	63200	26,8	61600	27,2		
	6	68200	26,0	66700	26,6	65400	27,0	64000	27,4		
	7	70600	26,3	69000	26,8	67600	27,3	66200	27,6		
	8	73000	26,5	71400	27,0	70000	27,5	68400	28,0		
	10	77600	27,2	75800	27,8	74500	28,3	73000	28,7		
SEA 350.110.6	5	68000	24,9	66400	25,5	64800	26,1	63600	26,6	62000	27,2
	6	70400	25,2	68800	25,8	67200	26,4	65800	27,0	64000	27,5
	7	72800	25,5	71200	26,1	69400	26,7	68000	27,3	66400	27,8
	8	75400	25,8	73600	26,3	71800	27,0	70200	27,5	68600	28,8
	10	80200	26,4	78200	26,8	76400	27,6	74800	28,2	73000	29,0
SEA 400.92.4	5	73200	29,2	72000	29,6	70600	30,2	69600	30,6		
	6	75400	29,6	74000	30,0	72600	30,5	71400	31,0		
	7	77800	30,4	76000	30,8	74600	31,2				
	8	80000	30,8	78000	31,6	76600	31,8				
	10	84600	31,6	82600	32,4	80600	33,0				
SEA 400.140.6	5	80000	26,7	78000	27,6	76000	28,8	74000	29,0	72000	29,8
	6	82400	27,2	80400	27,9	78400	29,0	76400	29,2	74600	30,0
	7	85200	27,5	83000	28,4	81000	29,2	79000	29,6	77000	30,5
	8	87400	28,3	85400	28,8	83400	29,6	81400	30,2	79000	31,2
	10	92400	29,2	90200	29,8	88000	30,6	86000	31,2	84000	31,8

# CARACTERISTIQUES - Puissances frigorifiques

## CIATCOOLER SEA

CIATCOOLER modele	t <sub>se</sub> (°C)	Temperature d'entree de l'air au condenseur en °C									
		28		30		32		34		36	
		P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>
SEA 500.110.6	5	87200	33,8	82800	34,5	78000	35,5				
	6	90000	34,0	85600	35,2	81200	36,0				
	7	92400	34,5	88600	35,8	84000	37,0				
	8	94800	35,0	91200	36,5	87200	37,5				
	10	100.000	36,0	96800	37,5	93000	38,5				
SEA 500.140.6	5	90800	32,0	87800	33,0	84400	34,0	80800	35,0	77200	36,0
	6	93200	32,5	90400	34,0	87200	35,0	84000	36,0	80000	37,0
	7	96000	33,0	93200	34,5	90400	35,5	87000	36,5	83600	37,5
	8	98800	33,5	96000	35,0	93200	36,0	90000	37,0	86400	38,0
	10	104400	34,5	101600	36,0	93200	38,0	96000	38,0	92800	38,5
SEA 600.110.6	5	98000	41,0	95200	42,0	92800	44,0				
	6	100400	41,5	98000	43,0						
	7	103200	42,0	100800	44,0						
	8	105600	42,5	103200	45,0						
	10	111000	45,5	108400	46,0						
SEA 600.140.6	5	104000	39,0	101200	40,5	98000	41,5	95200	42,5		
	6	107200	40,0	104000	41,0	100800	42,0	98000	43,0		
	7	110000	41,0	107200	42,0	104000	43,0	101200	44,0		
	8	112800	42,0	110000	42,5	106800	43,5	104000	44,5		
	10	118400	43,0	115600	44,0	112000	45,0				
SEA 700.140.6	5	132000	53,0	128000	54,0						
	6	136000	54,0	134000	55,0						
	7	140000	55,0	136000	56,0						
	8	144000	56,0								
	10	152000	58,0								
SEA 700.190.2	5	137200	52,5	133200	53,5	129000	54,0	125200	55,0		
	6	142000	53,0	138000	54,0	134000	55,0	130000	55,5		
	7	146800	53,5	142400	54,5	138000	55,5	134000	56,0		
	8	152000	54,0	147200	55,0	142800	56,0	138800	56,5		
	10	160000	55,0	156000	56,0	152000	57,0	150000	57,5		
SEA 800.170.2	5	150000	59,0	147000	60,0	143000	61,0	140000	62,0		
	6	155000	60,0	152000	61,0	148000	62,0	144000	63,0		
	7	160000	61,0	156000	62,0	152000	63,0	149000	64,0		
	8	165000	61,5	161000	63,0	157000	64,0	154000	65,0		
	10	174000	62,5	170000	65,0	166000	65,5	163000	66,0		
SEA 800.190.2	5	155000	58,0	150000	59,0	146000	61,0	142000	62,0		
	6	159000	59,0	155000	60,0	151000	62,0	147000	63,0		
	7	163000	60,0	159000	61,0	155000	63,0	151000	64,0		
	8	167000	61,0	163000	62,0	160000	64,0	156000	65,0		
	10	176000	62,5	171000	63,0	167000	65,5	164000	66,0		

# CARACTERISTIQUES - Puissances frigorifiques

## CIATCOOLER SEA

CIATCOOLER modele	t <sub>se</sub> °c	Temperature d'entrée de l'air au condenseur en °c									
		28		30		32		34		36	
		P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>F</sub>	P <sub>a</sub>
SEA 1000 2.230.3	5	174000	67	169000	70	165000	71	162000	72		
	6	180000	69	175000	71	171000	72	167000	73		
	7	185000	71	180000	73	176000	74	172000	75		
	8	191000	73	186000	74	182000	75	177000	76		
	10	202000	75	197000	76	192000	76				
SEA 1000 2.260.3	5	178000	66	174000	67	168000	70	165000	71	161000	71
	6	185000	67	180000	69	175000	71	170000	72	166000	72
	7	191000	68	186000	70	180000	72	176000	73	172000	74
	8	197000	69	192000	72	186000	73	182000	74	176000	76
	10	210000	71	204000	74	197000	75	194000	76	186000	78
SEA 1200 2.230.3	5	196000	80	192000	82	186000	84				
	6	202000	81	196000	83	192000	85				
	7	208000	82	204000	84	196000	87				
	8	213000	84	209000	86						
	10	225000	86	220000	88						
SEA 1200 2.290.3	5	205000	76	200000	78	195000	80	190000	83	186000	84
	6	212000	77	206000	79	200000	81	196000	83	191000	86
	7	218000	78	212000	80	207000	83	201000	84	196000	86
	8	224000	79	219000	82	213000	85	207000	86	202000	89
	10	236000	82	230000	84	225000	86	219000	88		
SEA 1400 2.310.3	5	269000	104	262000	107	255000	110				
	6	277000	106	270000	109	263000	112				
	7	285000	108	277000	112	270000	114				
	8	293000	110	286000	115	277000	116				
	10	310000	112	301000	117						
SEA 1400 2.360.4	5	275000	103	269000	106	263000	107	256000	109	250000	111
	6	283000	105	277000	108	270000	109	264000	111	258000	113
	7	292000	107	285000	110	279000	111	272000	113	266000	115
	8	300000	109	295000	112	287000	113	280000	115	274000	117
	10	316000	111	310000	114	303000	116	295000	119		
SEA 1600 2.310.3	5	292000	116	286000	124	278000	126				
	6	301000	119	295000	126						
	7	310000	121	303000	126						
	8	319000	124	312000	128						
	10	337000	128	330000	130						
SEA 1600 2.400.4	5	308000	115	300000	117	293000	120	286000	122	277000	126
	6	318000	116	310000	119	303000	122	295000	124	287000	128
	7	328000	118	320000	121	313000	124	305000	126	296000	130
	8	338000	120	330000	123	322000	126	315000	128		
	10	356000	122	349000	126	340000	129	332000	131		

W

S

T

R

O

M

A

N

D

E

R



