

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

**PROJET  
DE  
FIN D'ÉTUDES**

*Gm. 0368*

Titre Etude d'amélioration de la centrale  
frigorifique à la S.E.I.B

Auteur Aliou NDIAYE

Génie Mécanique

Date JUIN 1984

ecole polytechnique de thiès

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET:

ETUDE D'AMELIORATION  
DE LA CENTRALE

FRIGORIFIQUE

ALA S.E.I.B.

auteur : ALIOU N'DIAYE 5<sup>è</sup> Mécanique

directeur de projet : DINH VO NGOC, professeur

mécanique des fluides - tr. de chaleur

co-directeur : Seydina Alioune Dià, ingénieur

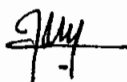
A ma mère,

A mon père,

envers la mémoire de qui j'ai contracté une dette  
de gratitude que je ne pourrai jamais acquitter.

A mes frères et sœurs

A tous les ingénieurs de la 7<sup>è</sup> promotion de l'EPT  
pour le soutien moral constant qu'ils n'ont cessé de  
m'apporter



## REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'endroit de tous ceux qui, de près ou de loin, ont apporté leur contribution à la réalisation de ce présent projet.

J'adresse plus particulièrement ces vifs remerciements à :

- M<sup>re</sup> DINH VO NGOC, professeur de mécanique des fluides et transfert de chaleur qui, en acceptant de diriger cette étude m'a cessé, par sa disponibilité sans faille et ses conseils prodigieux, d'œuvrer dans le sens de l'aboutissement de ce projet,
- M<sup>re</sup> Seydina Alioune Diä, ingénieur, chef de service maintenance de la S.E.I.B qui, en proposant le sujet m'a donné les moyens de m'acquitter de cette tâche académique. D'ailleurs, j'enconnais la bienveillante attention qu'il a portée, personnellement, au bon déroulement de l'étude. Ses conseils et son appui m'ont été, plus d'une fois, fort précieux.
- A tout le personnel du bureau technique de la S.E.I.B qui m'a consacré tant de temps et permis d'utiliser une bonne partie de sa documentation.

# SOMMAIRE

Nous nous proposons dans cette étude d'apporter une solution à un problème technique qui s'est souvent posé à la centrale frigorifique de la S.E.I.B. Pour ce faire, il est nécessaire de dresser le bilan thermique au niveau de chaque atelier ; le but étant de déterminer la puissance frigorifique des compresseurs et des accessoires (condenseurs, évaporateurs, détendeurs etc...) pour un fonctionnement en conformité avec les exigences. Mais à ce niveau la tâche n'a pas été facile dans la mesure où certains paramètres nous échappaient. Néanmoins, nous y sommes parvenus en utilisant diverses méthodes telles que : méthode des réactions chimiques, échanges thermiques, expérience ... L'implantation est tenue de satisfaire à certaines exigences dont la plus imposante concerne la délicatesse avec laquelle la fermentation doit se faire à l'intérieur des acétators. Le souci principal qui nous a habité tout au long de l'étude est d'éviter tout arrêt de la fermentation par manque d'eau froide. Ainsi, pour juguler le problème de la vinaiquerie et par la même occasion celui des machines sortas, on a envisagé de considérer deux réseaux séparés avec compartimentage du bac. Enfin pour compléter les éléments qui composent la solution que nous proposons, des aménagements ont été envisagés au niveau des unités de réfrigération.

## Notations Générales

|                                       |           | Unités                 |
|---------------------------------------|-----------|------------------------|
| Chaleur massique                      | $C_p$     | Kcal/kg <sup>o</sup> c |
| diamètre de tuyauterie                | $D$       | mm                     |
| alésage du cylindre                   | $d$       | mm                     |
| cours e du piston                     | $l$       | mm                     |
| Masse de liquide dans l'acétator      | $M$       | Kg                     |
| débit massique                        | $m$       | Kg/h                   |
| Nombre de cylindre                    | $N$       |                        |
| vitesse de rotation                   | $n$       | RPM.                   |
| température d'entrée (eau froide)     | $t_e$     | oC                     |
| température de sortie eau froide      | $t_s$     | oC.                    |
| nombre de moles des produits          | $n_p$     |                        |
| nombre de moles des réactifs          | $n_r$     |                        |
| débit volumique                       | $\dot{V}$ | m <sup>3</sup> /h      |
| masse volumique                       | $\rho$    | Kg/m <sup>3</sup>      |
| rendement volumétrique du compresseur | $\eta_v$  |                        |

## Table des matières

|  | page |
|--|------|
| remerciements                              | ii   |
| sommaire                                   | iii  |
| Introduction                               | 1    |
| chapitre I : Bilan thermique               | 3    |
| A - Bilan thermique à la vinaigrerie       | 4    |
| B - " " à l'Oréal                          | 8    |
| C - " " aux SERTAS                         | 10   |
| D - " " à la Javallerie                    | 13   |
| E - " " à la dentifricerie                 | 15   |
| chapitre II : ETUDE DES RESEAUX.           | 18   |
| I - Calculs de débits                      | 20   |
| I-A Calcul de débit à la vinaigrerie       | 20   |
| I-B " " aux SERTAS                         | 22   |
| I-C " " à la javallerie                    | 23   |
| I-D " " à l'OREAL                          | 24   |
| I-E " " à la dentifricerie                 | 25   |
| II Calculs de conduites et choix de pompes | 26   |
| II-A Réseau I                              | 26   |
| II-A-1 Pertes de charges totales           | 27   |
| II-A-2 hauteur de charge                   | 29   |
| II-A-3 charge nette absolue disponible     | 31   |

|   |  |    |
|---|--|----|
| II - B  | Reseau 2   | 34 |
| II - B - 1  | Partos de charge totales                           | 35 |
| II - B - 2  | hauteur de charge                                  | 40 |
| chapitre III : calculs et choix des machines frigorifiques et accessoires |  | 43 |
| I -   | Principo de la refrigeration                       | 43 |
| II -  | choix du réfrigérant et du cycle de fonctionnement | 46 |
| III -   | calcul des compresseurs                            | 52 |
| IV -  | " des condenseurs                                  | 58 |
| V -   | " des évaporateurs                                 | 61 |
| VI -  | choix des detendeurs                               | 63 |
| VII -   | Régulation de la temperature                       | 64 |
| VIII -  | détermination des diametres de tuyauteries         | 66 |
| IX -  | Isolation  | 67 |
| IX - 1  | isolation du bac                                   | 68 |
| IX - 2  | isolation des tuyauteries                          | 69 |
| Recommandations   |  |    |
| Conclusion .  |  |    |
| Annexes .   |  |    |
| A :   | Calcul de la chaleur spécifique du mixe            |    |
| B :   | dessins ; abaques et catalogues .                  |    |
| enveloppe :   | diagramme enthalpique de l'ammoniac                |    |
| :   | reseaux de l'eau froide                            |    |
| :   | schema d'ensemble .                                |    |



# INTRODUCTION

Sise à Diourbel, la S.E.I.B (société électrique et industrielle du Baol) se caractérise par la diversité des produits qu'elle met à profit.

Outre la production d'huile qui constitue sa principale activité, la S.E.I.B développe également d'autres activités annexes d'une importance non négligeable: vinaigrerie, joaillerie, Oréal, dentifricerie, plastique (SERTIA) etc... Ces activités annexes constituent actuellement une part très importante du chiffre d'affaires de la société compte tenu de la sécheresse qui a un peu baissé la production huilière sa principale activité. Avec les projets d'extension de la vinaigrerie, on peut sans doute cerner l'importance qu'il requiert d'accorder à ces secteurs qui sont en fait des stabilisateurs.

Pour répondre à cet objectif, un suivi systématique de l'état de fonctionnement de ces ateliers doit être instauré en commençant par la nécessité commune d'un approvisionnement suffisant en eau froide. En fait la société est dotée d'une centrale frigorifique dont l'installation a été faite sans aucun dimensionnement préalable; ce qui ne manque pas de générer des problèmes quant à son fonctionnement correct et d'inclure ainsi des conséquences parfois coûteuses.

En effet, si l'alimentation suffisante en eau froide pour un refroidissement

dissement adéquat est absolument nécessaire pour certains ateliers ; les exigences d'autres sont au contraire de loin moins aigües. Ainsi, la préparation du vinaigre dans les acétators à partir d'une fermentation acétique s'accomplissant d'une réaction fortement exothermique constitue pratiquement la source du mal du fait de l'insuffisance du refroidissement liée à la forme du réseau de distribution d'eau froide et de la puissance frigorifique et qu'une certaine ambiance devrait être maintenue pour la multiplication des bactéries : agents actifs de la fermentation. Toute défaillance dans le système de refroidissement des acétators pourrait entraîner en même temps que la destruction des bactéries, des coûts de pénalités énormes et un ensemençement parfois très difficile à réaliser. A un autre niveau, les moules des machines SERTAS ne sont pas refroidis conformément aux spécifications du constructeur, car des températures assez basses (4 à 5°C) ne garantissent pas une bonne qualité des bouteilles en plastique.

Ainsi, conscients de tous ces aspects de la situation qui ont des effets induits sur le fonctionnement des machines frigorifiques et des coûts colossaux qu'ils peuvent impliquer, le chef de la maintenance a jugé nécessaire de proposer une étude dans ce domaine que nous intitulons :

" ETUDE D'AMELIORATION DE LA CENTRALE FRIGORIFIQUE

ALA S.E.I.B."

# CHAPITRE I

## BILAN THERMIQUE

La société compte dans ses activités annexes cinq (5) ateliers qui sont les sièges :

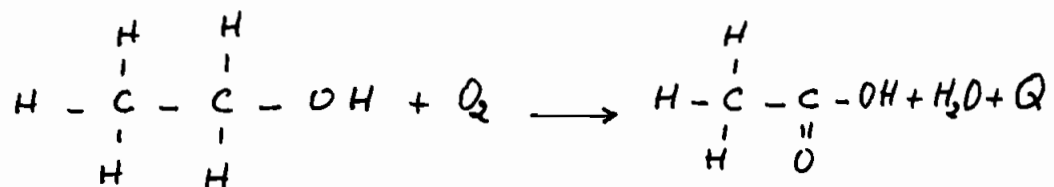
- soit de réactions fortement exothermiques (vinaigrerie, javellisé)
- soit d'un apport calorifique à un certain moment du processus de fabrication des produits (Serta, Oreal, dentifrices)

Le bilan thermique consistera donc à évaluer les charges thermiques au niveau de chaque atelier selon la méthode la plus adéquate ; l'insuffisance des données nécessaires obligeant. Son objectif est de pouvoir déterminer la puissance frigorifique des compresseurs d'abord, les caractéristiques des accessoires ensuite ; afin d'assurer un bon fonctionnement de l'installation en conformité avec les exigences de fabrication. En outre, le bilan thermique aide à la distribution de l'eau froide dans les proportions des charges thermiques calculées dans les pages qui suivent.

## A/ Bilan thermique à la vinaigrerie

La préparation du vinaigre procède d'une oxydation enzymatique de l'éthanol liquide dans des acétators (cuves) où ont lieu des réactions fortement exothermiques. La vitesse de fermentation dépend fortement de la vitesse avec laquelle les bactéries (agents indispensables de la transformation) se multiplient. Or, pour se multiplier, ces bactéries ont besoin d'une ambiance très stricte, car, à des températures au dessus du maximum, les bactéries seront détruites; elles seront inactives et existeront à l'état de sommeil pour des températures inférieures. La température optimale pour maintenir cette ambiance est de  $30^{\circ}\text{C}$ .

La transformation peut être décrite par l'équation chimique suivante :



La réaction admet le même nombre de moles d'éthanol que d'oxygène. Ainsi en considérant une mole d'alcool au début de la réaction, la chaleur qui se dégage est donnée par l'équation suivante :

$$Q = \sum n_p \Delta H_{298}^{\circ} - \sum n_r \Delta H_{298}^{\circ} + \int_{25^{\circ}}^{t_a} \Delta C_p^{\circ} d\theta$$

avec  $\Delta C_p^{\circ} = \sum n_p C_p(\text{produit}) - \sum n_r C_p(\text{réactifs})$ .

où  $\theta_a = 30^\circ\text{C}$  est la température de l'ambiance recherchée dans les acétateurs.

Il est nécessaire de calculer le nombre de moles des produits et des réactifs pour pouvoir obtenir  $\Delta C_p$ .

On supposera dans les calculs ci-dessous que la masse et le volume restent constants durant la transformation. Les masses volumiques sont prises à une température de  $30^\circ\text{C}$ .

À la fin d'un chargement, le volume total est de  $11500\text{ l}$  avec la composition de  $3.5$  à  $4\%$  d'alcool et  $7.5$  à  $8\%$  d'acide. La transformation se poursuit jusqu'à  $0.4\%$  d'alcool et  $12\%$  d'acide. Ces pourcentages se rapportent au poids et non au volume. Il s'agit donc de calculer le nombre de moles des produits et des réactifs.

$$\text{On a } \text{Volume Total} = V_{\text{acide}} + V_{\text{alcool}} + V_{\text{eau}}$$

$$\begin{aligned} V_T &= V_{ac} + V_{al} + V_e \\ &= \frac{M_{ac}}{\rho_{ac}} + \frac{M_{al}}{\rho_{al}} + \frac{M_e}{\rho_e} \end{aligned}$$

$$V_T = \frac{0.08M}{\rho_{ac}} + \frac{0.044M}{\rho_{al}} + \frac{0.876M}{\rho_e} = 11.5 \text{ m}^3$$

$$\text{alors } M = \frac{11.5}{\frac{0.08}{\rho_{ac}} + \frac{0.044}{\rho_{al}} + \frac{0.876}{\rho_e}} \quad (\text{Kg})$$

À la fin de l'opération, le nombre de moles d'acide

$$\text{est } n_{ac} = \frac{12\% \times V_T \times 10^3}{\left[ \frac{0.08}{\rho_{ac}} + \frac{0.044}{\rho_{al}} + \frac{0.876}{\rho_{ac}} \right]} \times \frac{1}{m_{ac}}$$

Le nombre de moles d'eau formées est le même que celles d'acide ;  $n_e = n_{ac}$ .

$$\text{Nombre de moles d'alcool } n_{al} = n_{o_2} = \frac{4.4\% V_T \times 10^3}{\left[ \frac{0.08}{\rho_{ac}} + \frac{0.002}{\rho_{al}} + \frac{0.876}{\rho_e} \right]} \times \frac{1}{m_{al}}$$

### Données

$$V_T = 11500 \text{ l} = 11.5 \text{ m}^3$$

$$C_{p,al}^\circ = 26.97 \text{ Kcal/Kmol}^\circ\text{C}$$

$$C_{p,ac}^\circ = 28.09 + 0.0559\theta \quad \text{Kcal/Kmol}^\circ\text{C}$$

$$C_{p,o_2}^\circ = 7.017 \quad \text{Kcal/Kmol}^\circ\text{C}$$

$$C_{p,e}^\circ = 17.964 \quad \text{Kcal/Kmol}^\circ\text{C}$$

$$\Delta H_{298ac}^\circ = -116.2 \text{ Kcal/mole} \quad \Delta H_{298e}^\circ = -68.32 \text{ Kcal/mole}$$

$$\Delta H_{298o_2}^\circ = 0 \quad \Delta H_{298al}^\circ = -66.35 \text{ Kcal/mole}$$

$$\rho_{ac} = 1039 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{al} = 781 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_e = 995 \text{ Kg/m}^3$$

$$m_{ac} = 60 \text{ g} \quad m_{al} = 46 \text{ g}$$

### Résultats

$$n_{ac} = 22688 \text{ moles}$$

$$n_{al} = n_{o_2} = 10851 \text{ moles}$$

$$\Delta C_p^\circ = \left[ n_{ac} (C_{p,ac}^\circ + C_{p,eau}^\circ) - n_{al} (C_{p,al}^\circ + C_{p,o_2}^\circ) \right] \times 10^{-3}$$

$$= \left[ 22688 (28.09 + 0.0559\theta + 17.964) - 10851 (26.97 + 7.017) \right] \times 10^{-3}$$

$$\Delta C_p^\circ = 676.0802 + 1.268\theta \quad (\text{Kcal}/^\circ\text{C})$$

$$Q = n_{ac} (\Delta H_{ac}^\circ + \Delta H_e^\circ) - n_{al} (\Delta H_{al}^\circ + \Delta H_{o_2}^\circ) + \int_{25}^{30} (676.08 + 1.268\theta) d\theta$$

$$= 22688 (-116.2 - 68.32) - 10851 (-66.35 - 0)$$

$$+ 676.0802\theta + \frac{1.268}{2} \theta^2 \Big|_{25}^{30}$$

$$Q = -3462871.2 \text{ Kcal}$$

$$Q = -3.5 \times 10^6 \text{ Kcal}$$



Les relevés montrent que la durée des opérations n'est pas la même pour les deux acétators. Les calculs seront basés sur les moyennes qui sont respectivement 62 h et 48 h. Les puissances frigorifiques requises seront

$$\text{alors } Q_{1a} = \frac{3.5 \times 10^6}{62} = 56452 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{2a} = \frac{3.5 \times 10^6}{48} = 72917 \text{ Kcal/h}$$

Pour intégrer dans notre étude la possibilité d'une extension au niveau de la vinaigrerie, il y a lieu de prévoir l'installation d'un troisième acétator qui aurait nécessité la même puissance frigorifique que le deuxième acétator.

Finalement, la puissance frigorifique requise dans cet atelier sera estimée à

$$\begin{aligned} Q_v &= Q_{1a} + 2Q_{2a} \\ &= 56452 + 2 \times 72917 = 202286 \text{ Kcal/h.} \end{aligned}$$

|                                |
|--------------------------------|
| $Q_v = 202286 \text{ Kcal/h.}$ |
|--------------------------------|

## B/ Bilan thermique à l'OREAL

Dans cette section, tous les produits chimiques rentrant dans la fabrication sont codifiés. Ceci explique la difficulté d'établir un bilan thermique à partir des équations chimiques. Pour pallier à ce problème, on a choisi un produit représentatif préparé à l'Oréal pour en déterminer les caractéristiques nécessaires à l'évaluation de la chaleur à soulever à la cuve Moritz.

D'ailleurs, la plus grande partie de la chaleur est générée le plus souvent par des réchauffements à la vapeur par double enveloppe et non par réaction exothermique.

Nous jugeons que le "MIXA" est assez représentatif pour considérer les résultats comme valables.

Le calcul de la chaleur échangée nécessite la connaissance de la chaleur spécifique du "MIXA": valeur qui n'est pas disponible du fait de la composition du produit en d'autres produits tous codifiés. Nous procéderons donc par une expérience qui consiste à chauffer un petit volume de "MIXA" de façon à satisfaire aux conditions permettant de négliger la résistance à la conduction par rapport à la résistance à la convection au fluide environnant (air). On a une mince pellicule de "MIXA" dans un calorimètre ouvert.

Les résultats de cette expérience sont fournis par l'annexe A. On trouve alors que la chaleur spécifique du "MIXA" basé sur une moyenne arithmétique est  $c_{p_m} = 0.155 \text{ Kcal/kg}$ . Après le réchauffement jusqu'à une température de  $85^\circ\text{C}$ , le refroidissement se fait jusqu'à la température de  $15^\circ\text{C}$  pour une durée de sept (7) heures.

Sachant qu'une opération de préparation du "MIXA" fait intervenir une masse  $m = 2000 \text{ kg}$ , alors la chaleur à évacuer est donnée par la relation suivante:

$$\begin{aligned} Q'_0 &= m c_p \Delta T \\ &= 2000 \times 0.155 (85 - 15) = 21700 \text{ Kcal.} \end{aligned}$$

soit une puissance frigorifique  $Q_0 = \frac{Q'_0}{t}$

$$Q_0 = \frac{21700}{7} = 3100 \text{ Kcal/h}$$

$$\underline{Q_0 = 3100 \text{ Kcal/h}}$$

### C/ Bilan thermique aux machines SERTA

C'est dans ces machines que se fait le moulage des bouteilles en plastique. Le refroidissement des moules est une nécessité technique et économique. Une pièce moulée ne peut être extraite sans dommage de l'outillage qui la produit si elle n'a pas acquis une rigidité suffisante pour résister aux efforts d'injection, donc si la température du plastique ne s'est pas abaissée au-dessous du point de fusion. Au-delà de la température de transition vitreuse pour les polymères amorphes, un refroidissement, basé sur les seules pertes calorifiques à travers les parois du moule par conduction, puis par rayonnement et convection dans l'atmosphère environnante, met en jeu des temps prohibitifs : c'est pourquoi un refroidissement artificiel accéléré s'impose. La vitesse de refroidissement influence aussi la structure et, par suite, les propriétés physiques et mécaniques des matières plastiques.

Il faut s'efforcer d'obtenir une vitesse de refroidissement uniforme pour aboutir à une structure homogène.

La pièce moulée en se refroidissant, cède sa chaleur à l'outillage. Celui-ci l'évacue à son tour très partiellement par rayonnement et convection dans l'air environnant, car la plus grande partie de la chaleur à éliminer est absorbée par l'eau de refroidissement en circuit fermé.

La fabrication des bouteilles se fait soit avec du polyéthylène basse densité, soit avec du polyéthylène haute densité ou un mélange des deux.

|                     |     |                                     |
|---------------------|-----|-------------------------------------|
| bouteilles vinaigre | 37g | polyéthylène basse densité          |
| " javel             | 37g | 33% p.h.d + 67% p.b.d               |
| " huile (ronde)     | 42g | 50% p.h.d + 50% p.b.d               |
| " huile (carré)     | 52g | 25% p.h.d + 25% rebroyé + 50% p.b.d |

La chaleur spécifique du polyéthylène selon la densité est

$$\text{p.h.d} \quad c_p = 0.55 - 0.59 \text{ KJ / Kg}^\circ\text{C}$$

$$\text{p.b.d} \quad c_p = 0.55 \text{ KJ / Kg}^\circ\text{C}.$$

A partir de la vitesse de moulage des bouteilles, soit à la fois

3 bouteilles carrées  
ou  
4 bouteilles pour les autres } pour  $12s \leq t \leq 20s$

On remarque qu'il est plus sécuritaire de faire les calculs pour les bouteilles d'huile rondes parce que donnant une plus grande quantité de chaleur à évacuer. En effet, ces bouteilles ont une masse et une chaleur spécifique plus importante que celles des autres. En outre, le temps minimum de refroidissement sera pris en compte pour les mêmes raisons que celles déjà citées ci-haut.

Dans le cas des bouteilles rondes, le plastique est chauffé à une température de  $180^\circ\text{C}$  à travers des résistances chauffantes. Cette matière plastique en état pâteux doit être

refroidie dans les moules à une température comprise entre 18°C et 20°C. Ainsi la chaleur générée dans les moules de chaque machine SERTA s'évalue à

$$Q'_s = 4 m_s c_p \Delta T$$

$$\text{avec } c_p = c_{p\text{moyen}} = \frac{0.55 + 0.59}{2} = 0.57 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$Q'_s = 4 \times 42 \times 10^{-3} \times 0.57 \times 4.18 (180 - 18) = 64.84 \text{ Kcal/12s}$$

$$\text{soit } Q'_s = 19453.4 \text{ Kcal/h.}$$

Pour les mêmes raisons que celles prises en compte à la vinaigrerie, l'installation d'une troisième machine SERTA porterait la puissance frigorifique nécessaire dans cette atelier à  $Q_s = 3Q'_s$

$$Q_s = 58359 \text{ Kcal/h}$$

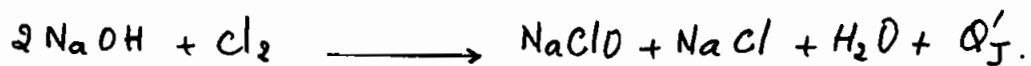
## D/ Bilan thermique à la Javelle

La préparation de la javel se fait en deux étapes.

- 1- production de soude caustique
- 2- chloration de la soude caustique.

Elles sont toutes deux des opérations qui s'accompagnent d'un dégagement de chaleur. Dans le cadre de cette étude, seule la quantité de chaleur générée par la deuxième nous préoccupe.

La chloration de la soude caustique diluée à environ 200 g/litre se poursuit jusqu'à une concentration de 10 g/litre de soude. L'équation de la réaction se présente comme suit.



Cette réaction se fait en respectant certaines conditions

- concentration de soude  $c$  telle que  $215 \leq c \leq 220$  g/l.
- température maximum  $\leq 40^\circ\text{C}$ .

Généralement on se fixe une température maximum de  $35^\circ\text{C}$ . Ceci justifie donc l'importance du refroidissement dans cette seconde étape de la préparation de la javel.

On sait que cette réaction dégage environ 345 kcal/kg de chlore et que le volume des chloriters est de 5700 l. Il suffit donc de connaître la masse volumique de la javel pour être en mesure de quantifier cette chaleur; en

supposant bien entendu que la masse reste constante avant et après la réaction.

Compte tenu des pourcentages stochiométriques des réactifs; soit 44.68% de soude et 44.09% de chlore (% en poids) et de la masse volumique de la javel.

$$\rho = 1190 \text{ kg/m}^3; \text{ on a.}$$

$$\text{Masse de chlore} = 0.4409 \rho V.$$

$$V : \text{volume d'un chloriter.} \quad V = 5700 \text{ l.}$$

Alors la chaleur de réaction émanant des deux chloriters est  $Q'_J = 0.4409 \rho V \times 345$

$$= 0.4409 \times 1190 \times 5.7 \times 345 = 1031765.5 \text{ Kcal}$$

La durée minimum d'une opération étant de 48 h, la puissance frigorifique requise s'en déduit

$$Q_J = \frac{Q'_J}{48} = \frac{1031765.5}{48} = 42990 \text{ Kcal/h.}$$

$$Q_J = 42990 \text{ Kcal/h}$$



## E1 Bilan thermique à la dentifricerie

La préparation de la pâte dentifrice nécessite un mélange de plusieurs produits dont il est parfois difficile de connaître les formules chimiques. Ainsi nous nous contenterons de baser les calculs sur les caractéristiques de l'alumine ( $Al_2O_3$ ) qui constitue 50% de la masse de pâte dentifrice, et ce, d'autant plus que la puissance à ce niveau ne représente qu'une faible proportion de la puissance totale de l'installation. Il est donc clair que la chaleur calculée de cette façon ne peut refléter la réalité. Pour cette raison, nous serons donc amenés à majorer cette valeur pour être sûrs d'être à l'abri d'une sous-estimation qui est moins supportable qu'une sur-estimation.

Le refroidissement commençant après l'introduction de l'arôme dure 80 minutes et se fait de  $40^\circ C$  à  $20^\circ C$ .

Avec la chaleur spécifique de l'alumine

$$C_p = 0.216 + 8.8 \times 10^{-5} T - \frac{5125.56}{T^2} \quad (\text{Kcal}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$$

et la masse  $m_d = 140.1 \text{ kg}$  de la pâte, la chaleur échangée sera exprimée par

$$dQ'_d = m_d C_p dT$$

$$\begin{aligned}
 Q'_d &= m_d \int_{293.15}^{313.15} c_p dT \\
 &= 140.1 \int_{293.15}^{313.15} \left[ 0.216 + 8.8 \times 10^{-5} T + \frac{5125.56}{T^2} \right] dT \\
 &= 140.1 \left[ 0.216 T + 8.8 \times 10^{-5} \frac{T^2}{2} + \frac{5125.56}{T} \right]_{293.15}^{313.15}
 \end{aligned}$$

$$Q'_d = 523.5 \text{ Kcal.}$$

En se donnant une correction de 14%, la chaleur estimée dans cet atelier est

$$Q''_d = 523.5 \times 1.14 = 597 \text{ Kcal.}$$

on en déduit la puissance frigorifique requise

$$Q_d = \frac{Q''_d}{80 \text{ min}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

$$= \frac{597}{80} \times 60 = 448 \text{ Kcal/h.}$$

$$Q_d = 448 \text{ Kcal/h}$$

## Récapitulation

Rigoureusement, l'établissement du bilan thermique devrait s'étendre à l'évaluation des autres apports calorifiques : conduction, équivalent calorifique du travail des moteurs, personnel, éclairage etc...

Pour la plupart, la chaleur impliquée est insignifiante pour faire l'objet de calculs assez détaillés comme il l'a été dans les cas précédents. Néanmoins, nous les estimerons globalement par une charge thermique additionnelle égale à 10% de la puissance frigorifique brute dans chaque atelier. Le tableau ci-dessous résume les résultats obtenus.

| ATELIERS      | Nombre d'appareils | * $Q_{fb}$ ( $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ ) | Facteur de correction | * $Q_f$ ( $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ ) |
|---------------|--------------------|---|-----------------------|--|
| VINAIGRERIE   | 3                  | 202 286                                       | 1.1                   | 222 515                                    |
| SERTA         | 3                  | 58 360  | 1.1                   | 64 196                                     |
| JAVELLERIE    | 2                  | 42 990  | 1.1                   | 47 289                                     |
| OREAL         | 1                  | 3 100   | 1.1                   | 3 410                                      |
| DENTIFRICERIE | 1                  | 597   | 1.1                   | 448  |

\*  $Q_{fb}$  : puissance frigorifique brute

$Q_f$  : " " corrigé.

# CHAPITRE II

## ETUDE DES RESEAUX

Nous essayerons dans cette étude de récupérer autant que c'est possible le matériel déjà installé et notre action sera plutôt orientée vers une amélioration de leur utilisation la plus efficacement possible. Ainsi une étude d'implantation de réseaux de distribution rationnelle de l'eau froide doit être menée. Pour l'instant, nous nous proposons de présenter une solution parmi tant d'autres qui tient compte aussi bien de la proximité des ateliers, de l'importance de la quantité de chaleur à éliminer, des exigences de fabrication que d'autres conditions non moins importantes. Dans cette solution, deux réseaux de distribution sont prévus. L'un regroupera la vinaigrie et les sertas. Dans ce cas on a tenu compte non seulement de la proximité, mais surtout insisté sur les exigences de fabrication. En effet, le retour de l'eau de refroidissement de la vinaigrie se fera par les machines SERTAS dans la mesure où il y est recommandé une température d'entrée comprise entre 8 et 12°C. Ainsi l'eau verra sa température légèrement relevée dans les limites acceptables à l'entrée des moules après avoir transité par l'échangeur de chaleur à la vinaigrie.

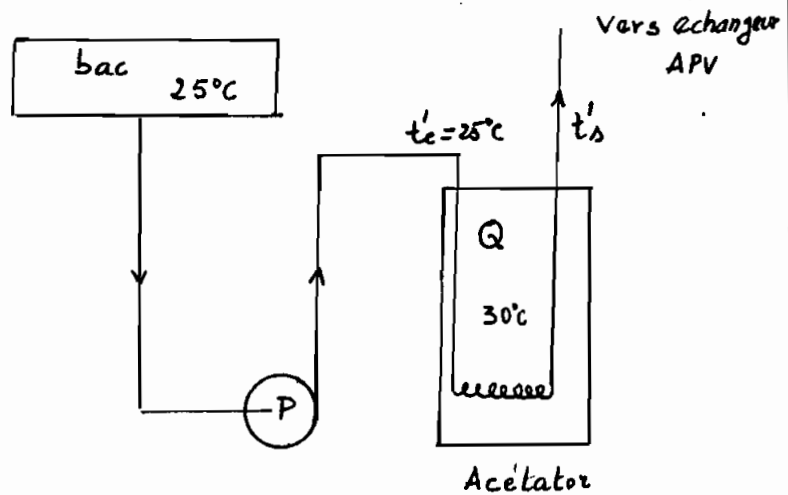
L'autre réseau regroupera la javellerie, la dentifricerie, et l'OREAL qui ensemble nécessitent une puissance frigorifique moins grande. D'autre part, certains ateliers comme la dentifricerie et l'OREAL ne sont impliqués que le temps que dure les opérations; cette intermittence dans le fonctionnement constituant ainsi un autre facteur militant en faveur de la séparation des réseaux. Pour les mêmes considérations que nous avons retenues, la séparation des réseaux sera associée à un compartimentage du bac.

Dans ce chapitre nous procéderons d'abord aux calculs des débits d'eau froide nécessaire dans chaque atelier, avant de passer au choix des tuyauteries et pompes de circulation. Le calcul des débits sera tributaire des températures du bac et de retour aux bacs: la première étant fixée à  $4^{\circ}\text{C}$ .

Pour des raisons techniques, les températures de retour seront uniformisées à la valeur ci-dessus.

# I Calculs de débits requis

## A/ A la vinaigrerie



Les deux acétators sont alimentés en eau par deux pompes qui débitent respectivement à  $40 \text{ m}^3/\text{h}$  et  $50 \text{ m}^3/\text{h}$  à partir d'un bac supérieur où la température est généralement maintenue à  $25^\circ\text{C}$  par l'intermédiaire de l'eau froide ayant transité par l'échangeur APV.

Déterminons d'abord les températures à la sortie des acétators avant de faire le bilan autour de l'échangeur APV et du bac, lequel bilan servira au calcul du débit.

La chaleur de réaction dans les acétators peut être exprimée en fonction des débits massique selon les lois de l'échange thermique.

$$Q_r = m_i c_p \Delta T_i$$

$$Q_2 = m_2 c_p \Delta T_2 \quad \text{avec} \quad \Delta T = t'_s - t'_e$$

on a alors.  $Q_1 = \rho \dot{V}_1 c_p (t'_{s1} - 25)$

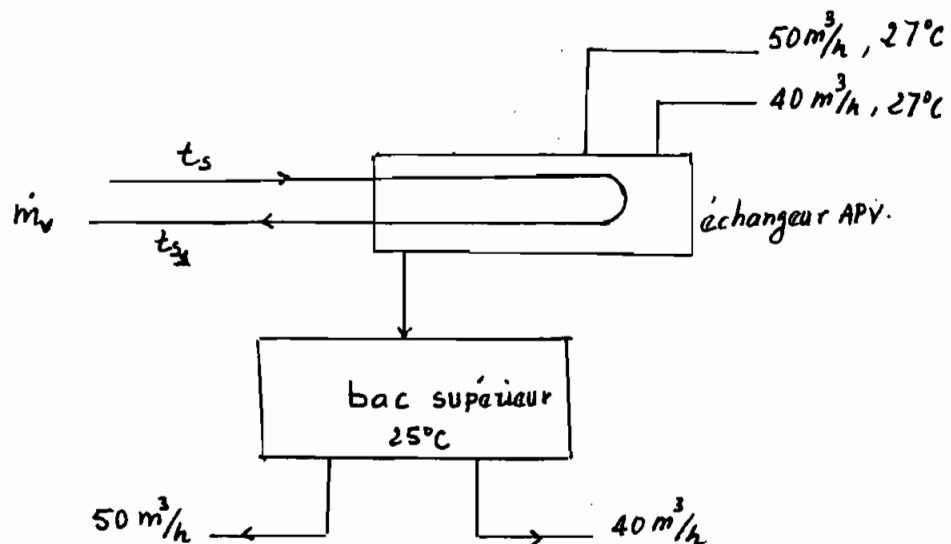
$$Q_2 = \rho \dot{V}_2 c_p (t'_{s2} - 25)$$

soit  $t'_{s1} = 25 + \frac{1.1 Q_{1a}}{\rho \dot{V}_1 c_p}$

$$t'_{s2} = 25 + \frac{1.1 Q_{2a}}{\rho \dot{V}_2 c_p}$$

$$t'_{s1} = 25 + \frac{1.1 \times 72917}{996 \times 50 \times 0.998} = 26.6 \approx 27^\circ\text{C}$$

$$t'_{s2} = 25 + \frac{1.1 \times 56452}{996 \times 40 \times 0.998} = 26.6 \approx 27^\circ\text{C}$$



Puisque le retour doit alimenter les moules des machines sertas, on peut fixer la température de sortie de l'échangeur à  $8^\circ\text{C}$  afin d'obtenir  $9^\circ\text{C}$  environ à l'entrée des sertas. En faisant un bilan énergétique autour des APV et du bac



considérés comme un ensemble dans la mesure où les températures d'entrée de sortie et le débit total sont identiques de part et d'autre de cet ensemble.

alors on a en admettant une perte de  $1^\circ\text{C}$  entre le bac et l'APV

$$m_1 c_p (27-25) + m_2 c_p (27-25) = m_v c_{p_2} [t_{s1} - (t_s + 1)]$$

$$\text{avec } m_v = \rho \dot{V}_v \quad \text{et } t_{s1} = 8^\circ\text{C}.$$

$$\Rightarrow 90 \times 996 \times 0.998 (27-25) = 1.019 (8 - t_s - 1) \times 1000 \dot{V}_v.$$

$\rho$  et  $c_{p_2}$  sont prises pour des températures telles que

$$0 \leq t_s \leq 5^\circ\text{C}.$$

Finalement on obtient le débit volumique requis à la vinaigrierie

$$\dot{V}_v = \frac{176}{7 - t_s} \quad \text{m}^3/\text{h}$$

$$t_s = 4^\circ\text{C}. \quad \dot{V}_v = \frac{176}{7-4} = 59 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$\boxed{\dot{V}_v = 59 \text{ m}^3/\text{h}.$$

### B) AUX SERTAS

Pour l'obtention d'une bonne qualité des bouteilles moulees, la température d'entrée de refroidissement doit être comprise entre  $8^\circ\text{C}$  et  $12^\circ\text{C}$ . La sortie de l'eau à la vinaigrierie étant de  $8^\circ\text{C}$ , on peut admettre une perte de  $1^\circ\text{C}$  et baser ainsi nos calculs sur  $9^\circ\text{C}$  à l'entrée des sertas.

Le même débit calculé précédemment passera dans cet atelier et on pourra donc utiliser cette donnée pour calculer la température d'entrée aux bacs, laquelle est commune pour tous les autres ateliers. En outre, on suppose une perte de  $1^{\circ}\text{C}$  entre la sortie des machines sertas et l'entrée du bac.

$$\text{On a alors } Q_s = \dot{m}_v c_{ps} [(t_e - 1) - 9]$$

$$\text{avec } \dot{m}_v = \rho_s \dot{V}_v = \rho_s \cdot \frac{176}{7 - t_s} ; \rho_s = 999.2 \text{ Kg/m}^3 ; c_{ps} = 1.003 \frac{\text{kcal}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}}$$

$$\Rightarrow 42798 = \rho_s \cdot \frac{176}{7 - t_s} c_{ps} (t_e - 10)$$

$$\Rightarrow \boxed{t_e = 10 + \frac{42.7(7 - t_s)}{176}} \quad (1)$$

### E.1 : A La Jovelleria

Bien que les circuits soient différents, nous choisirons la même température à maintenir dans les bacs, ceci dans le but de faciliter la mise en communication entre les bacs en cas de panne faisant nécessairement intervenir cette technique.

Maintenant, dépendant de la distance et de la qualité de l'isolation et surtout des conditions ambiantes, il est logique d'ajouter algébriquement  $1$  à  $2^{\circ}\text{C}$  aux températures  $t_2$  et  $t_3$  pour tenir compte des déperditions.

$$\begin{aligned} \text{On a } Q_J &= \dot{m}_J c_p \Delta T \\ &= \rho \dot{V}_J c_p [(t_e - 2) - (t_s + 2)] \end{aligned}$$

$$47280 = 999.6 \dot{V}_J \times 1.006 (t_e - t_s - 4)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_J &= \frac{8321280}{999.6 \times 1.006 (1354.9 - 218.7 t_s)} \\ &= \frac{8321280}{999.6 \times 1.006 (1354.9 - 218.7 \times 4)} = 17.2 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\dot{V}_J = 17.2 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### D. / A L'OREAL

Compte tenu de la distance assez importante et de l'influence des conditions extérieures, supposer une perte de  $2^\circ\text{C}$  sur le parcours de l'eau est raisonnable. L'échange thermique entre l'eau et la cuve Moritz est régié par l'équation

$$\begin{aligned} Q_0 &= \dot{m}_0 c_p \Delta T \\ &= \rho_0 \dot{V}_0 c_p [(t_e - 2) - (t_s + 2)] \\ 3410 &= 999.3 \dot{V}_0 \times 1.004 \left[ \left( 10 + \frac{42.7(7 - t_s)}{176} - 2 \right) - t_s - 2 \right] \end{aligned}$$

$$\dot{V}_0 = \frac{600160}{999.3 (1354.9 - 218.7 t_s) \times 1.004}$$

$$\dot{V}_0 = 1.246 \text{ m}^3/\text{h}$$

### E.1 A la dentifriceria

Si nous supposons une perte de température de  $1^{\circ}\text{C}$ , la chaleur évacuée par l'eau pendant le refroidissement est exprimée

$$\text{par } Q_g = m_g C_p \Delta T \\ = \rho_g \dot{V}_g C_p [(t_e - 1) - (t_s + 1)]$$

$$\text{avec } \rho_g = 999.2 \text{ kg/m}^3; \quad C_p = 1.003 \text{ Kcal/kg}^{\circ}\text{C}$$

et  $t_e$  est exprimée par la relation (1)

on a alors

$$\dot{V}_g = \frac{86592}{999.2 \times 1.003 (1706.9 - 218.7 t_s)}$$

$$\boxed{\dot{V}_g = 0.104 \text{ m}^3/\text{h}}$$

Il est dès lors possible à partir des débits volumiques calculés dans ce paragraphe de déterminer les caractéristiques de chacun des réseaux afin d'aboutir sur un choix approprié des pompes à mettre en place. Aussi bien pour le choix des tuyauteries que des pompes; il s'agira d'opter pour une solution économique et réaliste en essayant d'intégrer autant que possible le matériel de l'installation actuelle.

## II Calculs des conduites et choix de pompes

### A.1 Réseau I (voir plan n°1)

Pour des fins prévisionnelles, les calculs ont été basés sur une éventuelle installation d'un troisième activateur et d'une troisième machine sarta.

Dans ces conditions, le débit minimum d'eau froide a été calculé ci-dessus.  $\dot{V}_v = 59 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Dans le même souci qui nous a toujours animé; à savoir la récupération de l'équipement en place; nous choisirons les diamètres de conduites de façon à pouvoir encore disposer des pompes ETA 65-160.

Pour cela, aussi bien la hauteur de charge que le NPSH (hauteur nette d'aspiration) de l'installation doivent être dans les limites établies par le manufacturier. On vérifiera donc si le NPSH de l'installation  $\geq$  NPSH du manufacturier et si la hauteur de charge effective n'entraîne des fluctuations du débit en deca de la valeur minimum.

La vitesse varie directement avec la perte de charge et inversement avec le diamètre. Ainsi pour un même débit, la vitesse croît si la perte de charge grandit. En outre, il faut se rappeler que les

vitesses élevées engendrent le bruit (sifflements) et les coups de belier. La solution de compromis consiste donc dans les canalisations d'usines à limiter la vitesse entre 0.5 et 3 m/s

A l'aide de l'abaque de la figure 1 pour un débit de  $59 \text{ m}^3/\text{h}$  soit  $16.4 \text{ l/s}$ , on peut retenir un diamètre de 90 mm (80/90 ou  $3\frac{1}{2}$  pouces) ce qui correspond à une vitesse d'environ 2.2 m/s.

### 1/ Pertes de charges totales sur le réseau.

Le réseau a une longueur totale de 125.7 m (voir plan n°1)  $L_1 = 125.7 \text{ m}$  à laquelle s'ajoute la longueur équivalente des pertes de charge secondaires. Le réseau compte au total 24 coudes à  $90^\circ$ . En utilisant l'abaque de la figure pour un diamètre de 90 mm, on trouve que la longueur équivalente en tuyauterie droite d'un coude à  $90^\circ$  est de 2 m. Il en découle alors une longueur fictive de

$$24 \times 2 = 48 \text{ m.} \quad L_{e_1} = 48 \text{ m.}$$

La vanne à passage direct et le robinet d'arrêt ont chacun une longueur équivalente de 0.6 m: soit au total 1.2 m. On en déduit la longueur équivalente totale des pertes secondaires  $L_e = L_{e_1} + 1.2$ .

$$L_e = 48 + 1.2 = 49.2 \text{ m.}$$

On se ramène alors à une conduite de 90 mm de diamètre et d'une longueur équivalente totale  $L_T = L_f + L_e$

$$L_T = 125.7 + 49.2 = 174.9 \text{ m.}$$

Les pertes de charge pourront donc être évaluées avec la loi de Darcy.

$$h_f = f \frac{L_T}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} = f \frac{L_T}{2g D_1} \times \left( \frac{4 \dot{V}}{3600 \pi D_1^2} \right)^2$$

où le coefficient de frottement  $f$  est déterminé avec le diagramme de Moody (Fig 2) pour un nombre de Reynolds  $Re = \frac{1000 V_1 D_1}{\nu}$

$\nu = 1.57$  est: viscosité cinématique de l'eau à 4°C

$$Re = 1000 \times \frac{2.2 \times 90}{1.57} = 126115 > 2000.$$

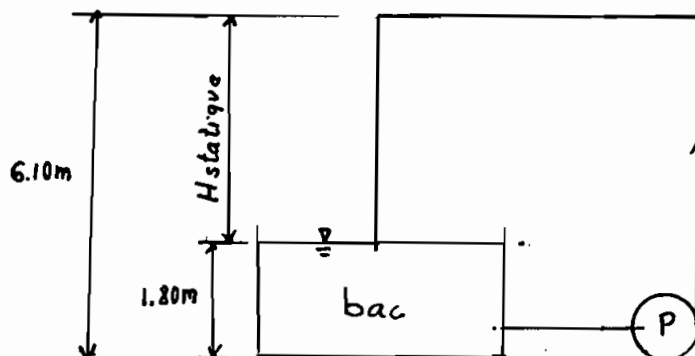
avec de l'acier  $e = 0.045 \text{ mm}$  on a

$$\frac{e}{D_1} = \frac{0.045}{90} = 0.0005.$$

En reportant sur le diagramme de Moody pour  $Re = 1.26 \times 10^5$  et  $\frac{e}{D} = 0.0005$  on trouve  $f = 0.022$ .

$$\text{alors } h_f = 0.022 \times \frac{174.9 \times 16}{2 \times 9.81 \times (3600 \pi)^2 \times (0.090)^5} (\dot{V})^2$$

$$\boxed{h_f = 4.154 (\dot{V})^2} \quad \dot{V} \text{ en m}^3/\text{h.}$$

2/ Hauteur de charge

La hauteur statique du système qui est constante et positive est la différence d'altitude entre le niveau le plus élevé de pompage et celui de l'eau dans le bac.

$$H_{\text{statique}} = 6.10\text{m} - 1.80\text{m} = 4.3\text{m}.$$

La hauteur totale de charge du système correspond à la hauteur d'énergie nécessaire pour élever l'eau de la hauteur statique d'une part, pour vaincre la résistances des conduites  $H_f$  d'autre part.

$$H = H_{\text{stat}} + H_f$$

$$H = 4.3 + 4.154 (\dot{V})^2 \quad \text{①} \quad (\text{m})$$

Nous rappelons que notre souci majeur est de récupérer les pompes ETA-65-160 à 2940 tpm qui sont encore en bon état. Ne disposant pas de leurs courbes de performance, nous proposons de les retracer à partir de celles de la pompe ETA-65-160 qui



est du même type mais à 1450 tpm (voir fig 3). Selon les lois de la similitude, une variation des vitesses de rotation dans les proportions  $\frac{N_2}{N_1}$  entraîne une variation de la hauteur de charge et du débit respectivement dans les proportions

$$\left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{1/2}; \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1}$$

autrement dit  $\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{N_2}{N_1}; \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$

Les relevés sur la courbe H-Q de la pompe à 1450 tpm ont donné les résultats suivants à partir desquels sont déduits ceux de la pompe à 2940 tpm.

1450 tpm

|                       |    |    |      |      |      |     |     |     |     |
|-----------------------|----|----|------|------|------|-----|-----|-----|-----|
| H(m)                  | 11 | 11 | 10.8 | 10.5 | 10.2 | 9.8 | 9.2 | 8.5 | 7.6 |
| Q (m <sup>3</sup> /h) | 0  | 5  | 10   | 20   | 30   | 40  | 50  | 60  | 70  |

2940 tpm

|                       |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| H(m)                  | 45.2 | 45.2 | 44.4 | 43.2 | 41.9 | 40.2 | 37.8 | 34.9 | 31.2 |
| Q (m <sup>3</sup> /h) | 0    | 10   | 20   | 40   | 60   | 80   | 100  | 120  | 140  |

Nous en déduisons les caractéristiques H-Q de la pompe représentées sur la courbe de la figure 4. Il s'agit maintenant de déterminer le point de fonctionnement de la pompe (intersection de la caractéristique de la pompe avec celle du système carac-

terisée par l'équation ①) ce qui nous permettra de vérifier si elle est susceptible de convenir.

En consultant le graphique de la figure 4, on se rend compte que le point de fonctionnement correspond à un débit supérieur au débit requis. La pompe pourrait donc convenir si le NPSH est vérifié.

### 3. Charge nette absolue disponible de l'installation

$$NPSH_{dispo} = H_{atm} - H_{stat} - h_f - H_{vp}$$

où  $H_{vp}$  est la tension de vapeur à  $40^\circ\text{C}$ .

$$H_{vp} = 0.09 \text{ m.}$$

$H_{atm}$  = pression atmosphérique exprimée en m d'eau

$$H_{atm} = 0 \quad H_{stat} = 4.3 \text{ m}$$

$$\Rightarrow NPSH_{dispo} = H_{stat} - h_f$$

$$h_f = f \frac{L_a}{D_a} \frac{V_v^2}{2g} = 0.02 \times \frac{L_a}{2g D_a} \times \left( \frac{4V_v}{3600\pi D_a^2} \right)^2$$

où  $L_a = 1.06 \text{ m}$  longueur d'aspiration

$D_a = 102 \text{ mm}$  diamètre d'aspiration.

$$h_f = 0.02 \times \frac{1.06 \times 16 \times (59)^2}{2 \times 9.81 \times (3600\pi)^2} \times \frac{1}{(0.102)^5} = 4.26 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\Rightarrow NPSH_{dispo} = 4.3 - 4.26 \times 10^{-2} - 0.09 = 4.2 \text{ m.}$$

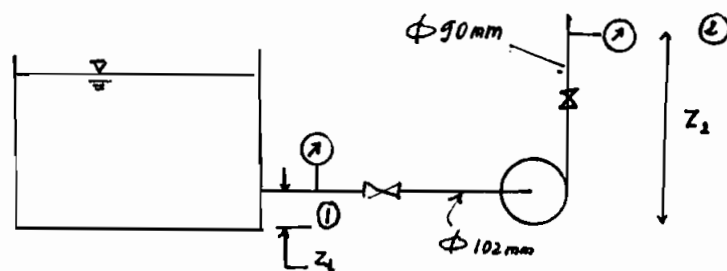
En se référant au graphique de la figure 5, on remarque bien que le système est largement.

sécurité du point de vue cavitation, car  
 $NPSH_{disponible} > NPSH_{manufacturier}$ .

Nous en tirons la conclusion que la pompe ETA  
 65-160 à 2940 tpm peut effectivement convenir mais  
 en réglant le débit à la valeur adéquate ( $59 \text{ m}^3/\text{h}$ )  
 On y parvient en créant des pertes supplémentaires  
 en fermant partiellement la vanne à la sortie de la  
 pompe. Cette opération a pour effet de relever la caracté-  
 ristique du système en déplaçant ainsi le point de  
 fonctionnement jusqu'au débit désiré. (voir fig 4)

#### Principe du réglage

On placera un manomètre à l'aspiration et au refoulement de la pompe.



Equation de Bernoulli

$$H_1 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1$$

$$H_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi D_a^2 \times 3600} = \frac{4 \times 59}{\pi \times (0.102)^2 \times 3600} = 2 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{4\dot{V}_v}{\pi D_1^2 \times 3600} = \frac{4 \times 59}{\pi \times (0.09)^2 \times 3600} = 2.58 \text{ m/s.}$$

$$Z_1 = 0.45 \text{ m} \quad Z_2 = 0.8 \text{ m.}$$

$$H_2 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{(2.58)^2}{2 \times 9.81} + 0.80 = \frac{P_2}{9800} + 1.14$$

$$H_1 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} + 0.45 = \frac{P_1}{9800} + 0.65$$

Au point de fonctionnement recherché on a

$$Q = 59 \text{ m}^3/\text{h} \text{ et } H = 42 \text{ m (voir fig 4)}$$

On doit donc avoir  $H_2 - H_1 = 42 \text{ m}$ .

$$\Rightarrow \left( \frac{P_2}{9800} + 1.14 \right) - \left( \frac{P_1}{9800} + 0.65 \right) = 42 \text{ m.}$$

$$\Rightarrow P_2 - P_1 = 9800 (42 + 0.65 - 1.14)$$

$$P_2 - P_1 = 406798 \text{ Pa} \approx 4.1 \text{ bars.}$$

Le vannage doit se faire jusqu'à ce que la différence des lectures des manomètres indique 4.1 bars.

Note : La vanne d'entrée doit être maintenue grande ouverte et la manoeuvre se fera alors uniquement avec la vanne de sortie.

H/

RÉSEAU 2

(Voir plan n°1)

Pour des raisons économiques, il est préférable de conserver le réseau 2 comme avant d'autant plus qu'il n'y a aucun changement ni dans le circuit de distribution, ni dans la consommation en eau froide des ateliers. Dans un tel cas, il suffit alors de supprimer les branchements au niveau des "sertas" et de la vinaigrerie.

Cette solution permet ainsi de gagner en longueur de tuyauteries neuves. En plus les dimensions des diamètres principaux qui sont plus grandes que normalement permettront de réduire les pertes de charge assez considérablement. Il en résulte la possibilité d'utiliser une pompe moins puissante, ce qui ramène à des proportions moindres et le coût de fonctionnement et le coût d'investissement.

Connaissant les débits et les diamètres de tuyauteries, le choix de la pompe sera fait après avoir calculé la hauteur de charge qu'elle devra développer et vérifié les risques de cavitation.

### 1/ Pertes de charge totales sur le réseau 2.

Nous exprimons tous les diamètres en fonction du diamètre de la tuyauterie principale (#1) (voir schéma page 36)

Les longueurs équivalentes relatives au diamètre principal et celles des pertes secondaires permettront d'établir l'expression des pertes de charge totales.

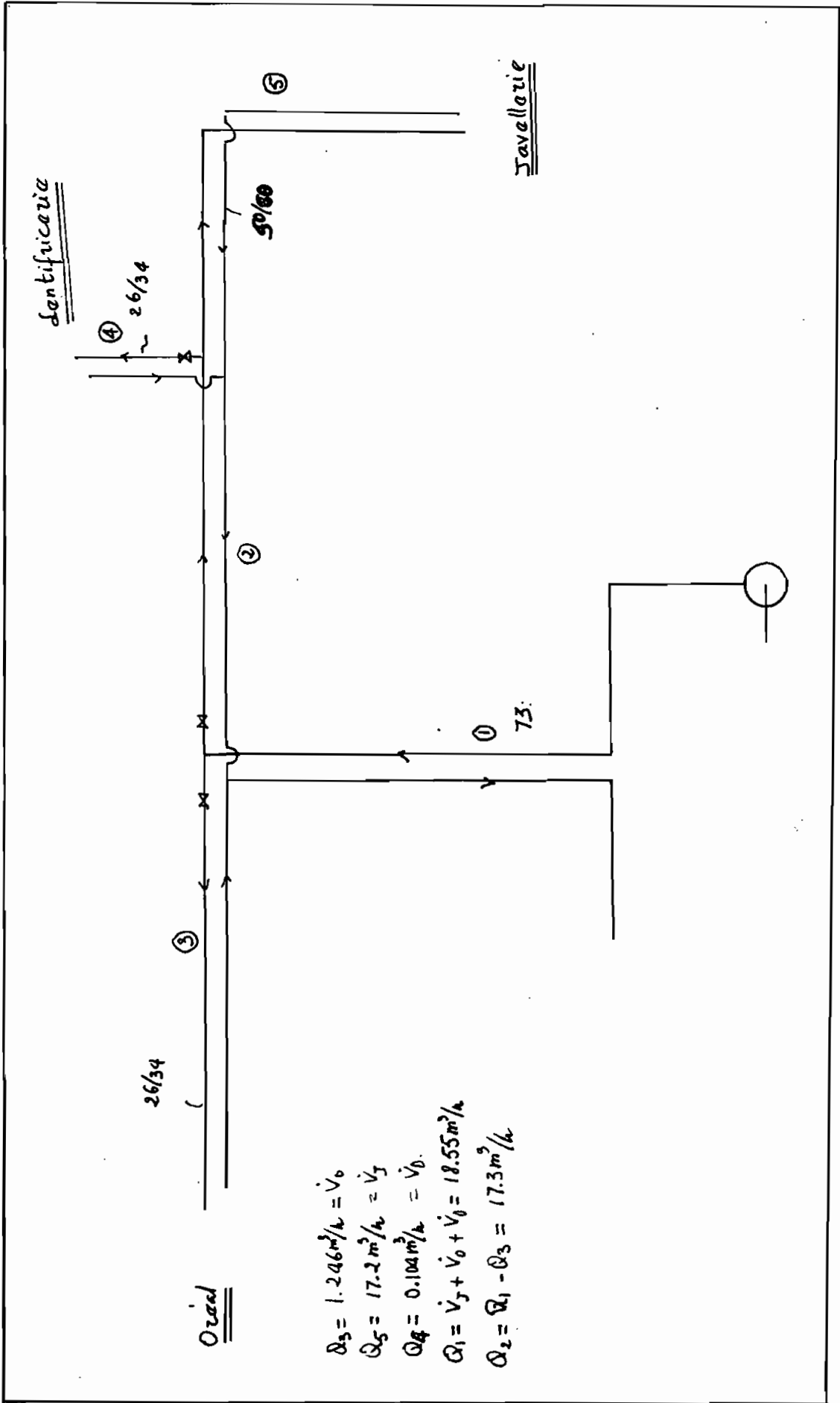
### Caractéristiques du système

| Tuyauterie | débit (m <sup>3</sup> /h) | diamètre | Longueur (m) |
|------------|---------------------------|----------|--------------|
| # 1        | 18.55                     | 73       | 86           |
| # 2        | 17.3                      | 53       | 60           |
| # 3        | 1.246                     | 27.2     | 115          |
| # 4        | 0.104                     | 27.2     | 38           |
| # 5        | 17.2                      | 53       | 103          |

Il s'agit maintenant de calculer les longueurs équivalentes de ces longueurs développées relativement à un diamètre correspondant à celui de la conduite principale ( $D_1 = 73\text{m}$ )

$$\text{on a } \left. \begin{aligned} h_{fi} &= f_i \frac{L_i}{d_i} \times \frac{v_i^2}{2g} \\ h_{fe} &= f_e \frac{L_e}{D_e} \times \frac{V_e^2}{2g} \end{aligned} \right\} h_{fi} = h_{fe}$$

$$\Rightarrow L_e = \frac{f_i}{f_e} L_i \left( \frac{D_i}{D_e} \right)^2 \times \left( \frac{D_e}{d_i} \right)^5$$



Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau ci-dessous.  $L_e$  désigne la longueur équivalente.

| Tuyauterie | $Q_i$ ( $m^3/h$ ) | $D_i$ (mm) | $V$ (m/s) | $Re$  | $e/D_i$ | $f_i$ | $L_e$ (m) | $L_i$ (m) | $L_e$ (m) |
|------------|-------------------|------------|-----------|-------|---------|-------|-----------|-----------|-----------|
| # 1        | 18.55             | 73         | 1.23      | 57191 | 0.0006  | 0.023 | 86        | 86        | 86        |
| # 2        | 17.3              | 53         | 2.18      | 73592 | 0.00085 | 0.022 | 60        | 60        | 316       |
| # 3        | 1.246             | 27.2       | 0.6       | 10395 | 0.0016  | 0.033 | 115       | 115       | 132       |
| # 4        | 0.104             | 27.2       | 0.05      | 866   | 0.0016  | 0.074 | 38        | 38        | 0.5       |
| # 5        | 17.2              | 53         | 2.16      | 72917 | 0.00085 | 0.022 | 103       | 103       | 536       |



Il y a lieu, pour un calcul plus rigoureux, d'inclure les pertes de charges secondaires comme cela été le cas précédemment. Etant donné que ces pertes sont fournies par l'abaque de la figure 17 pour les différents diamètres, nous calculerons d'abord les pertes de charge totales dues à ces accessoires (coudes et vannes) avant de convertir cette perte en longueur équivalente de la tuyauterie principale.

Les résultats sont compilés dans le tableau ci-dessous dans lequel  $h_f = f \frac{L_e}{D} \times \frac{V}{2g}$ .

Les pertes de charge résultant des accessoires correspondent alors à

$$h_f = h_{fe} = f_e \frac{L_{ea}}{D_e} \frac{V_e^2}{2g}$$

$$L_{ea} = \frac{h_f D_e \times 2g}{f_e V_e^2}$$

$$L_{ea} = \frac{1.1 \times 0.073 \times 2 \times 9.81}{0.023 \times (1.23)^2} = 45.3 \text{ m.}$$

La longueur totale équivalente s'en déduit

$$L_T = \sum L_{ei} + L_{ea} \\ = 86 + 316 + 132 + 0.5 + 536 + 45.3 = \underline{1116 \text{ m.}}$$

| Tegulterik | Diameter (mm) | Coudes |           | Vannes |           | Total $L_e$ (m) | V (m/s) | f     | $h_f$ (m) |     |
|------------|---------------|--------|-----------|--------|-----------|-----------------|---------|-------|-----------|-----|
|            |               | Nombza | $L_e$ (m) | Nombza | $L_e$ (m) |                 |         |       |           |     |
| #1         | 73            | 10     | 4.5       | 1      | 0.47      | 15.5            | 1.23    | 0.023 | 0.38      |     |
| #2         | 53            | 0      | 1.1       | 1      | 0.36      | 0.36            | 2.18    | 0.022 | 0.036     |     |
| #3         | 27.2          | 10     | 0.6       | 1      | 0.23      | 6.23            | 0.59    | 0.035 | 0.1       |     |
| #4         | 27.2          | 4      | 0.6       | 1      | 0.23      | 2.63            | 0.05    | 0.074 | 0         |     |
| #5         | 53            | 5      | 1.1       | 1      | 0.36      | 5.86            | 2.16    | 0.022 | 0.58      |     |
| TOTAL      |               |        |           |        |           |                 |         |       |           | 1.1 |

Les pertes de charges totales seront alors.

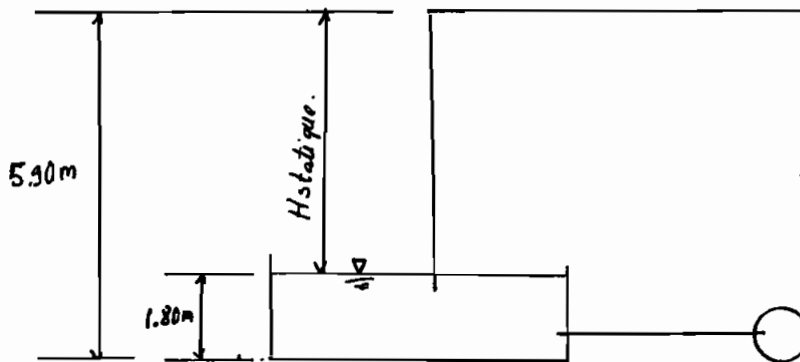
$$h_f = f_e \frac{L_T}{D_e} \frac{V_e^2}{2g} = f_e \frac{L_T}{D_e \times g} \times \left( \frac{4Q}{\pi D_e^2} \right)^2$$

$$= f_e \frac{L_T}{D_e^5} \times \frac{16}{2\pi^2 g} \times \frac{Q^2}{(3600)^2} \quad Q \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$h_f = 0.023 \times \frac{1116}{(0.073)^5} \times \frac{16}{2\pi^2 \times 9.81 \times (3600)^2} \quad Q^2$$

$$h_f = 0.0846 Q^2$$

2/. Hauteur de charge



$$H_{stat} = 5.90 - 1.80 = 4.1 \text{ m.}$$

La hauteur de charge est la somme de la hauteur statique et des pertes de charge:  $H = H_{stat} + h_f$

$$H = 4.1 + 0.0846 Q^2 \quad (2)$$

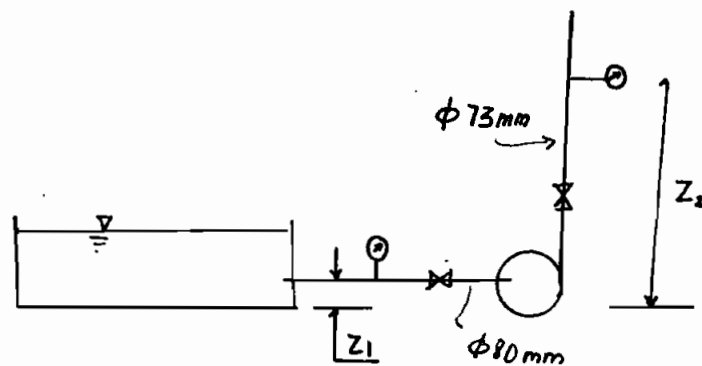
Pour le choix de la pompe convenable, nous traçons la caractéristique du système décrit par l'équation (2) dans la famille des courbes  $H-Q$  des pompes disponibles: ( voir fig 3 ) à 1450 tpm.

Nous voyons évidemment que le rendement serait trop faible si on utilisait l'autre pompe ETA-65-160. Dès lors, le choix approprié d'une autre pompe s'impose avec un rendement meilleur. L'inspection du graphique illustre bien que le meilleur choix devra être porté sur la pompe ETA-40-315.

Nous n'avons pas besoin dans ce cas-ci de vérifier la cavitation, l'exemple précédent étant très éloquent sur ce phénomène.

### Réglage.

La figure 6 montre que pour  $Q = 19 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $H = 38.5 \text{ m}$ . ce qui correspond au point de fonctionnement désiré.



$$H_1 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1$$

$$H_2 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

$$V_1 = \frac{4Q_1}{\pi D_1^2 \times 3600} = \frac{4 \times 19}{\pi \times (0.09)^2 \times 3600} = 1.05 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{4Q_1}{\pi D_2^2 \times 3600} = \frac{4 \times 19}{\pi \times (0.073)^2 \times 3600} = 1.26 \text{ m/s}$$

$$Z_1 = 0.45 \text{ m}$$

$$Z_2 = 0.8 \text{ m}$$

$$H_1 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{(1.05)^2}{19.62} + 0.45 = \frac{P_1}{9800} + 0.506$$

$$H_2 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{(1.26)^2}{19.62} + 0.8 = \frac{P_2}{9800} + 0.881$$

$$H_2 - H_1 = H = 38.5 \text{ m}$$

$$= \left( \frac{P_2}{9800} + 0.881 \right) - \left( \frac{P_1}{9800} + 0.506 \right)$$

$$P_2 - P_1 = 9800 (38.5 + 0.506 - 0.881) = 373625 \text{ Pa}$$

$$P_2 - P_1 = 3.73 \text{ bars}$$

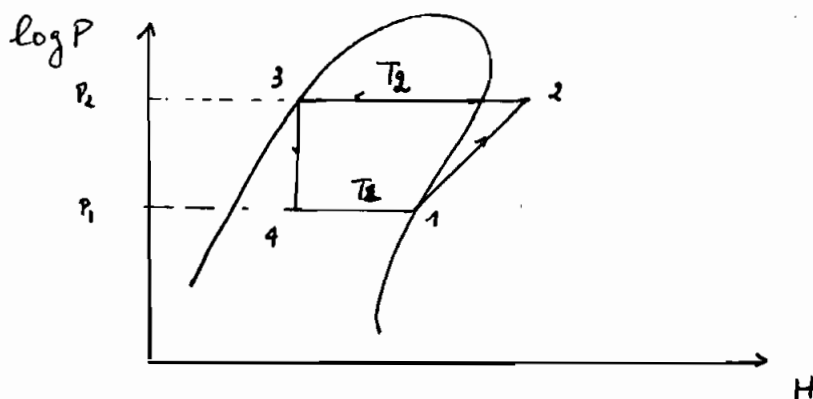
On effectuera le réglage en agissant sur la vanne de refoulement jusqu'à obtenir une différence de pression de 3.73 bars sur les deux manomètres installés. L'autre pompe ETA.65.160 pourra alors servir de réserve pour les deux réseaux. Le fonctionnement de cette pompe dans le réseau 2 est représenté par la figure 7

CHAPITRE III

## CALCULS ET CHOIX DES MACHINES FRIGORIFIQUES ET ACCESSOIRES

### I.- PRINCIPE DE LA REFRIGERATION.

C'est un cycle thermodynamique réalisé de façon à enlever de la chaleur à un corps que l'on doit porter ou maintenir à une température inférieure à la température ambiante. Le plus souvent, il s'agit d'établir une basse température dans des espaces dans lesquels sont placés les corps à refroidir. La chaleur enlevée à ces corps est habituellement restituée au milieu ambiant qui constitue la source chaude du système.



Pour un cycle donné fonctionnant entre  $T_1$  et  $T_2$ , l'effet frigorifique est donné par 
$$e = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Ceci illustre que pour une température  $T_2$  donnée,  $\epsilon$  est d'autant plus élevée que la différence entre les températures de source chaude et froide est plus faible. On en déduit que le froid est d'autant plus cher que la température  $T_1$  à laquelle on veut l'obtenir est plus basse.

On distingue dans la technique frigorifique deux types de procédés :

- ceux qui emploient l'énergie thermique : à absorption, à thermocompression.
- ceux qui emploient l'énergie mécanique : les machines à compression

Dans ce deuxième type, celui qui concerne notre étude, les cycles à vapeur semblent les plus performants.

On utilise un fluide dont la température, dans la gamme considérée se trouve en dessous du point critique.

Un cycle à compression comprend quatre (4) phases fondamentales :

- 1 - compression : Le fluide réfrigérant est comprimé de la pression  $p_1$  à la pression  $p_2$  ce qui élève sa température de  $\theta_1$  à  $\theta_2$  : c'est l'évolution 1-2.
- 2 - condensation : 2-3 : Le fluide porté à la pression  $p_2$  et à la température  $\theta_2$  est refroidi et condensé sous la pression



constante  $p_2$  en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement.

3. détente 3-4 : Le fluide frigorigène à l'état liquide et à la pression  $p_2$  se détend jusqu'à la pression d'évaporation  $p_1$ . Au cours de cette évolution il n'y a échange avec le milieu extérieur ni énergie mécanique ni chaleur.

4. évaporation: 4-1 : le fluide se vaporise sous la pression  $p_1$ , à la température  $T_1$  voisine de celle du milieu à refroidir. C'est au cours de cette transformation que le fluide frigorigène absorbe de la chaleur dans l'enceinte.

À la condensation et à l'évaporation, les isobares et les isothermes coïncident et les changements d'état du fluide frigorigène ont lieu dans celles-ci.

Les quantités de chaleur échangées au cours de ces transformations sont, par unité de masse, notablement importantes, impliquant ainsi l'entraînement d'une masse beaucoup plus faible pour évacuer l'apport de chaleur.

Cependant, le passage irréversible du fluide à travers la soupape de détente a pour conséquence d'augmenter l'énergie dépensée. On obtient une amélioration importante en laissant évaporer tout le fluide jusqu'à l'état de vapeur saturée sèche. Dans ce cas, il est toutefois

nécessaire d'interposer un séparateur de gouttes liquide (entraînées par la vapeur) entre l'évaporateur et le compresseur.

Une autre méthode pour augmenter la chaleur évacuée à l'évaporation consiste en un sous-refroidissement du liquide sortant du condenseur: le travail perdu dans la soupape de détente s'en trouve alors réduit.

Une installation frigorifique comprend l'ensemble des machines, condenseurs, évaporateurs, conduites et autres accessoires à l'intérieur desquels évolue un fluide frigorigène convenable.

Le calcul et le choix de ces appareils et accessoires feront l'objet des prochains paragraphes.

## II. CHOIX DU FLUIDE FRIGORIGÈNE ET DU CYCLE DE FONCTIONNEMENT

Le fluide frigorigène doit se trouver en dessous du point critique de façon à mettre en jeu la chaleur d'évaporation, ou de condensation. Il doit présenter une basse température d'ébullition à la pression normale et une chaleur d'évaporation élevée. En outre, certaines de ses propriétés importantes sont qu'il ne doit être ni combustible, ni explosif, toxique ou nocif; dans le cas contraire

il doit au moins avoir une odeur caractéristique et forte, de telle sorte qu'en cas de fuite, on puisse déceler immédiatement ~~sa~~ présence.

Satisfaisant à tous ces critères, l'ammoniac est le fluide frigorigène sur lequel nous orientons notre choix pour au moins les raisons suivantes :

- L'installation actuelle fonctionne à base d'ammoniac
- Sa production frigorigène est plus élevée que celle des autres fluides réfrigérant.
- Son coût relativement intéressant est le meilleur de tous les réfrigérants à l'exception du dioxyde de carbone et de l'eau.

- sa faible densité lui confère la qualité de création de faibles pertes de charges pour une tuyauterie donnée.

Ainsi, un système à ammoniac est de beaucoup plus économique pour des installations frigorigènes de dimensions comparables à celles du système que nous nous proposons d'étudier.

### choix du cycle

L'eau du bac étudié dans le chapitre précédent constitue l'enceinte à refroidir de l'installation.

Le choix de l'écart entre la température  $\theta_a$  du milieu.

à refroidir (température de l'eau) et celle  $\theta_E$  du fluide frigorigène qui se vaporise dans l'évaporateur résulte d'un compromis entre la recherche d'une faible surface d'échanges (donc d'un abaissement du prix de revient de l'installation); ce qui conduirait à adopter un  $\Delta\theta_e^*$  relativement grand et la recherche d'une haute température d'évaporation, ce qui conduirait à adopter une faible valeur de  $\Delta\theta_e$ . En pratique on arrive à cette solution en adoptant  $4 \leq \Delta\theta_e \leq 7^\circ\text{C}$ .

Nous prenons donc  $\Delta\theta_e = 4^\circ\text{C}$ , la température de l'eau du bac étant de  $4^\circ\text{C}$ . Il en découle une température d'évaporation  $\theta_E = 0^\circ\text{C}$ .

Ce choix implicite de la température d'évaporation tient compte du fait qu'on a intérêt à relever la température d'évaporation pour augmenter la puissance frigorifique toutes choses étant égales par ailleurs.

Nous reconduirons les mêmes considérations pratiques pour les condenseurs. Mais là, il s'ajoute une autre contrainte qui est celle de la température de l'eau de refroidissement. L'eau de refroidissement rentre

$$* \quad \Delta\theta_e = \theta_A - \theta_E$$

dans le condenseur à  $25^{\circ}\text{C}$ , alors que l'écart de température  $\Delta\theta_c = \theta_c - \theta_m$  doit être tel que  $4 \leq \Delta\theta_c \leq 7^{\circ}\text{C}$  pour avoir une solution de compromis

Donc on a, en prenant  $\Delta\theta_c = 5^{\circ}\text{C}$ ,

$$\Delta\theta_c = \theta_c - \theta_m \Rightarrow \theta_c = \theta_m + \Delta\theta_c.$$

$$\theta_c = 25 + 5 = 30^{\circ}\text{C}.$$

L'installation frigorifique fonctionnera donc entre  $\theta_e = 0^{\circ}\text{C}$  et  $\theta_c = 30^{\circ}\text{C}$ .

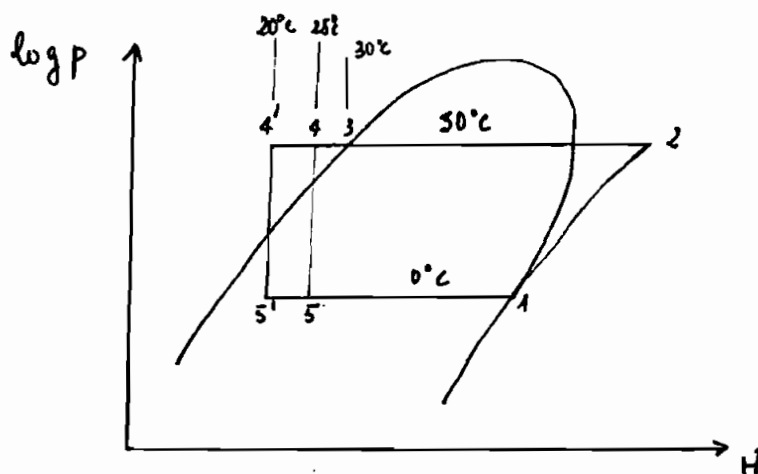
- Dans les installations à ammoniac, le sous-refroidissement accentué est fortement déconseillé. En effet, le sous-refroidissement accentué s'accompagne d'une élévation de la température des vapeurs à l'entrée du compresseur. Cet inconvénient est très gênant dans le cas de l'ammoniac puisque l'échauffement est excessif.

Cependant, un sous-refroidissement simple apporterait une augmentation modérée de la capacité d'évaporation, car il assure l'alimentation des détendeurs avec du fluide frigorigène quasi-totalement en phase liquide. Considérons donc des sous-refroidissements respectifs de 5, 10 $^{\circ}\text{C}$  pour une température de condensation de 30 $^{\circ}\text{C}$  et une température d'évaporation de 0 $^{\circ}\text{C}$  afin de cerner son influence sur la puissance frigorifique.

D'autre part, nous considérons qu'il n'y a pas de surchauffage en nous contentant d'un état saturé sec des vapeurs aspirées : ceci pour éviter l'entraînement d'agent réfrigérant liquide dans la conduite d'aspiration.

Ceci trouve sa justification dans le fait qu'un surchauffage des vapeurs à l'entrée du compresseur a les inconvénients suivants :

- diminution de la puissance frigorifique.
- élévation des températures de refoulement du compresseur et ceci d'autant que le rapport  $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$  est élevé : (cas de l'ammoniac) :  $T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ .
- la puissance calorifique à échanger au condenseur s'accroît.
- le débit de fluide frigorigène liquide entrant au détendeur diminue.



A  $\theta_c = 30^\circ\text{C}$  et  $\theta_E = 0^\circ\text{C}$  nous aurons  $\Delta H_{\text{évaporation}} = H_1 - H_{4'}$

$$H_1 = 421.6 \text{ Kcal/kg.}$$

| $\theta_c - \theta_a$ | $H_4$ (Kcal/kg) | $H_1 - H_4$ (kcal/kg) | augmentation % |
|-----------------------|-----------------|-----------------------|----------------|
| 0                     | 150.5           | 271.1                 | -              |
| 5                     | 145.5           | 276.1                 | 1.84           |
| 10                    | 139.6           | 282                   | 4              |

Outre le faible accroissement de la puissance frigorifique, le sous-refroidissement présente d'autres avantages.

- le débit volume de liquide entrant au détendeur diminue légèrement du fait de l'abaissement du volume massique du liquide avec la température.
- la température des vapeurs refoulés reste inchangée.

L'une des techniques permettant de l'obtenir est de faire arriver l'eau froide dans le condenseur là où le liquide frigorigène en sort. (circulation à contre-courant).

On admet donc dans cette étude un sous-refroidissement de  $4^\circ\text{C}$ . Pour des fins de calculs, on suppose que la compression est isentropique malgré la présence de frottements qui empêchent une telle évolution.

En définitive, le cycle du système est représenté sur le diagramme enthalpique de l'ammoniac en annexe.

### III      CALCUL DES COMPRESSEURS

Le but de ce calcul est de déterminer le nombre de compresseurs fonctionnant dans les conditions précitées par l'intermédiaire du débit massique et de la charge de réfrigération.

Si  $q_{Fm}$  désigne la puissance frigorifique massique.

$$\text{on a } q_{Fm} = H_1 - H_4$$

Avec le diagramme enthalpique de l'ammoniac entre les températures de  $0^\circ\text{C}$  et  $30^\circ\text{C}$  et un sous-refroidissement de  $4^\circ\text{C}$ , nous obtenons

$$H_1 = 421.6 \text{ Kcal/kg} \quad H_4 = 148.5 \text{ Kcal/kg}$$

$$\Rightarrow q_{Fm} = H_1 - H_4 = 421.6 - 148.5 = 273.1 \text{ Kcal/kg}$$

Le bilan thermique établi au chapitre I a donné les puissances frigorifiques respectives pour les deux réseaux:

$$Q_{F1} = 222515 \text{ Kcal/h} \quad Q_{F2} = 51191 \text{ Kcal/h}$$

Les débits massiques requis sont alors.

$$m_1 = \frac{Q_{F1}}{q_{Fm}} = \frac{222515}{273.1} = 814.8 \text{ kg/h}$$

$$m_2 = \frac{Q_{F2}}{q_{Fm}} = \frac{51191}{273.1} = 187.4 \text{ kg/h}$$

D'autre part, le débit massique peut être exprimé par la relation suivante.



$$m = \frac{[\pi d^2/4 \times l \times N \times n] \times 60 \times 10^3}{v_0''} \times \eta_v \quad \text{kg/h}$$

On doit calculer le nombre de cylindres (pour en déduire le nombre de compresseurs monoétages à simple effet) en fonction de la vitesse de rotation.

$$N = \frac{m v_0''}{\pi d^2/4 \times l \times n \times \eta_v \times 60 \times 10^3}$$

Les calculs seront faits selon les dimensions fournies par le manufacturier, à savoir  $d = 110 \text{ mm}$  et  $l = 85 \text{ mm}$ .

$d = 160 \text{ mm}$  et  $l = 110 \text{ mm}$ .

$\eta_v$  dépend de  $d$ ,  $\sigma$ : taux d'espace mort (4%), du taux de compression  $r' = \frac{P_c}{P_e} = \frac{11.5}{4.3} = 2.7$  et de la vitesse de rotation  $n$ .

Sa grandeur est donnée par l'abaque de LORENTZEN de la figure 16

Le volume massique du fluide frigorigène à la température et à la pression d'évaporation se lit sur le diagramme enthalpique de l'ammoniac:  $v_0'' = 0.3 \text{ m}^3/\text{kg}$ . (valeur prise à l'entrée du compresseur).

Notre choix se portera sur les résultats donnant un nombre de cylindres entier et facilement réali-

sables. Nous adoptons l'indice 1 pour le réseau 1 et l'indice 2 au deuxième

Cas 1

$$N = \frac{m \times 0.3}{\pi \times \left(\frac{110}{4}\right)^2 \times 85 \times \eta \cdot \eta_v \times 60 \times 10^9}$$

|              |       |       |       |
|--------------|-------|-------|-------|
| $n$ (tr/min) | 1450  | 980   | 725   |
| $\eta_v$ %   | 92    | 88    | 87    |
| $N_1$        | 3.8 ④ | 5.8 ⑥ | 8     |
| $N_2$        | 0.9   | 1.3   | 1.8 ③ |

Cas 2 :  $d = 160 \text{ mm}$        $l = 110 \text{ mm}$ .

$$N = \frac{m \times 0.3}{\pi \left(\frac{160}{4}\right)^2 \times 110 \times \eta_v \times \eta \times 60 \times 10^9}$$

|              |      |     |      |
|--------------|------|-----|------|
| $n$ (tr/min) | 1450 | 980 | 725  |
| $\eta_v$ %   | 92   | 91  | 88   |
| $N_1$        | 1.4  | 2.1 | 2.9  |
| $N_2$        | 0.3  | 0.5 | 0.66 |

L'inspection de ces deux tableaux suffit pour supprimer certaines solutions. Par exemple les compresseurs de 160 mm de alésage et 110 mm de course ne peuvent convenir dans la mesure où le seul cas réalisable donnerait un seul

compresseur de deux (2) cylindres, ce qui poserait le problème de fiabilité. Nous avons donc le choix entre 4, 6 et 8 cylindres à des vitesses respectives de 1450, 980 et 725 tr/min pour le réseau 1 et deux (2) cylindres à 725 tr/min pour le réseau 2.

On obtient un éventail de solutions que l'on peut regrouper dans le tableau de la page suivante.

Le critère de choix portera donc sur le nombre de compresseurs à mettre en place, sur la disponibilité et si possible on s'apesantira sur l'uniformité. Il est évident qu'un seul compresseur pour le réseau 1 ou même deux (2) ne présente pas une solution sécuritaire, compte tenu des conditions strictes que l'on doit maintenir à la vinaigrie.

D'autre part, l'espace disponible (espace pour quatre (4) unités frigorifiques) pour l'installation de ces machines constitue aussi une contrainte qui est sans doute un critère des plus importants.

En ce qui concerne le réseau 2, bien que le choix semble évident, nous préférons, pour des mesures de sécurité, utiliser un compresseur plus puissante dans la mesure où il n'est pas prévu de réserve. Un compresseur RC 29 à 1450 tr/min avec une régulation marche-arrêt fait bien l'affaire.

| Solutions | RESEAU I               |                     |                           |                           | RESEAU II              |                     |                           |
|-----------|------------------------|---------------------|---------------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|---------------------------|
|           | Nombre de Compresseurs | Nombre de cylindres | Vitesse de rotation (rpm) | Vitesse de rotation (rpm) | Nombre de Compresseurs | Nombre de cylindres | Vitesse de rotation (rpm) |
| 1         | 4                      | 2                   | 725                       | 725                       | 1                      | 2                   | 725                       |
| 2         | 2                      | 2                   | 1450                      | 725                       | 1                      | 2                   | 725                       |
| 3         | 2                      | 2                   | 725                       | 725                       | 1                      | 2                   | 725                       |
|           | 1                      | 4                   |                           |                           |                        |                     |                           |
| 4         | 1                      | 2                   | 980                       | 980                       | 1                      | 2                   | 725                       |
|           | 1                      | 4                   |                           |                           |                        |                     |                           |
| 5         | 3                      | 2                   | 980                       | 980                       | 1                      | 2                   | 725                       |
| 6         | 2                      | 4                   | 725                       | 725                       | 1                      | 2                   | 725                       |

Parmi ces solutions, les solutions 2 et 6 semblent les plus conformes aux critères déjà définis. En effet, considérer trois (3) compresseurs pour le réseau 1 poserait un problème de fiabilité, car ils fonctionneront tous ensemble en période de pointe alors qu'il n'existe pas d'espace pour un quatrième compresseur. Finalement ne disposant que des catalogues de compresseurs à 1450 tr/min, la solution 2 sera maintenue au dépens de la solution n°6 bien que cette dernière soit aussi valable que la première. (voir fig 8)

L'installation comprendra alors trois compresseurs monoétages RC 49 de capacité chacun de  $140800 \text{ kcal/h}$ , dont l'un servira de réserve et un compresseur monoétage à 2 cylindres à 1450 tpm pour le réseau 2 et ayant comme caractéristiques.

$$d = 110 \text{ mm.}$$

$$l = 85 \text{ mm.}$$

$$\theta_E = 0^\circ \text{C}$$

$$\text{et } \theta_C = 30^\circ \text{C.}$$

La puissance des deux compresseurs RC 49 en marche dépassant la puissance requise, une régulation s'impose.

#### IV      Calcul des condenseurs

On calcule d'abord la chaleur échangée au condenseur à partir du diagramme enthalpique de l'ammoniac, mais aussi en considérant la puissance des compresseurs choisis. Le but de ce calcul consiste en fait à pouvoir choisir un condenseur qui puisse évacuer intégralement la chaleur cédée par l'ammoniac. Pour ce faire, une surface d'échange suffisante est nécessaire. Le débit massique correspond à la puissance des compresseurs.

$$\dot{m}_{11} = \frac{140800}{273.1} = 515.6 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{21} = \frac{70400}{273.1} = 257.8 \text{ kg/h}$$

Le condenseur n'échange avec le milieu extérieur aucune énergie mécanique. Les variations d'énergie cinétique et potentielle seront négligées comme c'est généralement le cas. La quantité de chaleur échangée aux condenseurs correspond donc à une diminution de l'enthalpie de l'ammoniac.

$$Q_{c1} = \dot{m}_{11} (h_2 - h_3) = 515.6 (h_2 - h_3)$$

$$h_2 = 1900 \text{ J/kg} \quad h_3 = 625 \text{ J/kg}$$

$$Q_{c1} = 515.6 \left( \frac{1900 - 625}{4.18} \right) = 157270 \text{ Kcal/h}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{c2} &= m_2 (h_2 - h_3) \\
 &= \frac{257.8(1900 - 625)}{4.18} = 79395 \text{ Kcal/h.}
 \end{aligned}$$

### calcul des surfaces d'échange

Parmi les types de condenseurs à chaleur sensible et dont le médium de condensation est l'eau, les condenseurs multitubulaires horizontaux ont le plus grand coefficient global de transfert de chaleur. Ils offrent donc une surface d'échange plus économique. Au préalable il faut déterminer le coefficient global de transfert de chaleur du condenseur dont nous fixerons certaines de ses caractéristiques à partir de l'abaque de la figure 9 et 10

diamètre intérieur du tube = 30 mm

diamètre extérieur du tube = 36 mm.

nombre total de tubes  $N = 61$  ce qui correspond à un nombre de tubes sur un côté de l'hexagone de 5. ( $n = 5$ )

l'eau de refroidissement est de l'eau de source.

$$\Rightarrow \Sigma (\delta s / \lambda s) = 1/5000 \text{ m}^2 \text{ h}^\circ \text{C} / \text{Kcal.}$$

vitesse de refroidissement  $W = 1 \text{ m/s}$ .

température moyenne de l'eau  $T_e = 26^\circ \text{C}$ .

température de condensation  $t_k = 30^\circ \text{C}$

- différence moyenne logarithmique de température.

$$\Delta t = \frac{27-25}{\ln \frac{30-25}{30-27}} = 3.9 \approx 4^\circ\text{C}.$$

- tubes en acier  $\Rightarrow \lambda_e = 50 \text{ kcal/m}^\circ\text{C}.$

- épaisseur de la paroi de tubes  $\delta_e = 3 \text{ mm}.$

$$\text{alors } \delta_e/\lambda_e = \frac{0.003}{50} = 1/16667 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C/kcal}.$$

En utilisant l'abaque de la figure 9 et 10 avec les données ci-dessus, on trouve un coefficient global de transfert de chaleur  $U = 1400 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}.$

$$\text{on a } Q_c = UA\Delta\theta_c = UA\Delta t.$$

$$A = \frac{Q_c}{U\Delta t}$$

$$A_1 = \frac{157270}{1400 \times 4} = 28 \text{ m}^2.$$

$$A_2 = \frac{78635}{1400 \times 4} = 14 \text{ m}^2.$$

Les condenseurs auront 61 tubes de 30 mm de diamètre intérieur et 36 mm de diamètre extérieur et des surfaces d'échanges respectives de  $28 \text{ m}^2$  et  $14 \text{ m}^2$ .



## V Calcul des évaporateurs

Pour les machines frigorifiques à ammoniac, les évaporateurs immergés affectent la forme de grilles constituées par deux collecteurs réalisés en tubes étirés sans soudure. Le coefficient global de transmission est tel que  $350 \leq U \leq 400$  lorsque le liquide à refroidir est agité mécaniquement. On peut se permettre la moyenne.

$$U = \frac{350 + 400}{2} = 375 \text{ Kcal/m}^2 \text{h}^\circ \text{C}.$$

La chaleur échangée est exprimée de la même façon que pour les condenseurs.

$$Q_e = \dot{m}_2 (h_1 - h_4) = UA \Delta \theta.$$

Soit  $t_e = 11^\circ \text{C}$  : la température d'entrée au bac

$t_s = 4^\circ \text{C}$  : température de sortie (voir chap II).

$\theta_e$  : température d'évaporation de l'ammoniac.

$$\text{on a } \Delta t_{\max} = t_e - \theta_e = 11 - 0 = 11^\circ$$

$$\Delta t_{\min} = t_s - \theta_e = 4 - 0 = 4^\circ \text{C}.$$

$$\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} = \frac{11}{4} = 2.75 > 2.$$

on utilise alors l'écart moyen logarithmique

$$\Delta \theta = \Delta m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\text{Log} \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{11 - 4}{\text{Log} \frac{11}{4}} = 6.9^\circ \text{C}.$$

$$Q_{e1} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) = UA_1 \Delta m$$

$$= 515.6 \times 273.1 = 375 \times 6.9 \times A_1$$

$$A_1 = 55 \text{ m}^2$$

$$Q_{e2} = \dot{m}_2 (h_1 - h_4) = UA_2 \Delta m$$

$$\rightarrow 257.8 \times 273.1 = 1400 \times 6.9 A_2$$

$$A_2 = 27.2 \text{ m}^2$$

Avec le catalogue, on peut retenir des évaporateurs à deux éléments de hérisse de 20 passes chacun et dont le diamètre des tubes de serpentin est de 28/32 et un à deux éléments de hérisse à 10 passes avec le même diamètre des tubes de serpentin.

## VII - Calcul des détendeurs

Pour éviter un échauffement des cylindres du compresseur et un entraînement de liquide frigorigène en leur sein, nous avons établi que la température des vapeurs sortant des évaporateurs devait avoisiner  $0^{\circ}\text{C}$ . Un moyen de maintenir cette température de sortie est d'utiliser des détendeurs thermostatiques. Le détendeur thermostatique permet d'assurer l'alimentation maximum de l'évaporateur quelles que soient les conditions de fonctionnement, en assurant une constance de la température des vapeurs sortant de l'évaporateur.

Son choix se fait à partir de la capacité de l'évaporateur et de la chute de pression en amont.

La chute de pression est  $\Delta P_0 = (P_c - P_e) + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4$   
avec  $\Delta P_1 =$  chute de pression dans la conduite liquide qui est négligeable.

$\Delta P_2 =$  chute de pression estimée dans le deshydrateur, courbes

$\Delta P_3 =$  " " dans la conduite liquide disposée verticalement

$\Delta P_4 =$  chute de pression dans le distributeur et pour le dimensionnement des tubes de distribution : (voir fig 11)

soit  $\Delta P_2 = 0.2 \text{ bar}$  ,  $\Delta P_3 = 0.18 \text{ bar}$   $\Delta P_4 = 1 \text{ bar}$ .

$p_c = 10 \text{ bars} = \text{pression au condenseur}$

$p_e = 4.3 \text{ bars} = \text{pression à l'évaporateur.}$

$$\Delta P = (10 - 4.3) - (0.2 + 0.18 + 1) = 4.32 \text{ bars.}$$

Les capacités des évaporateurs sont respectivement

$$Q_{e1} = 140800 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{e2} = 70400 \text{ Kcal/h}$$

Avec l'aide du catalogue de la figure 12 des détenteurs thermostatiques nous relevons à  $0^\circ\text{C}$  qu'il faut nécessairement les types respectifs. TEA: 85-85 et TEA 85-33

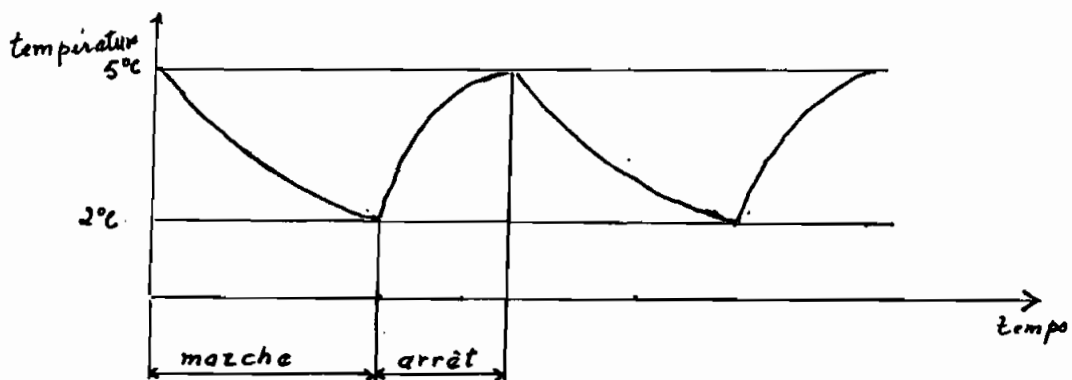
## VII Régulation de la température

Afin de gagner en puissance, il est nécessaire, en plus de la limitation de la température des vapeurs par le détenteur thermostatique, de procéder à une régulation de la température du bac.

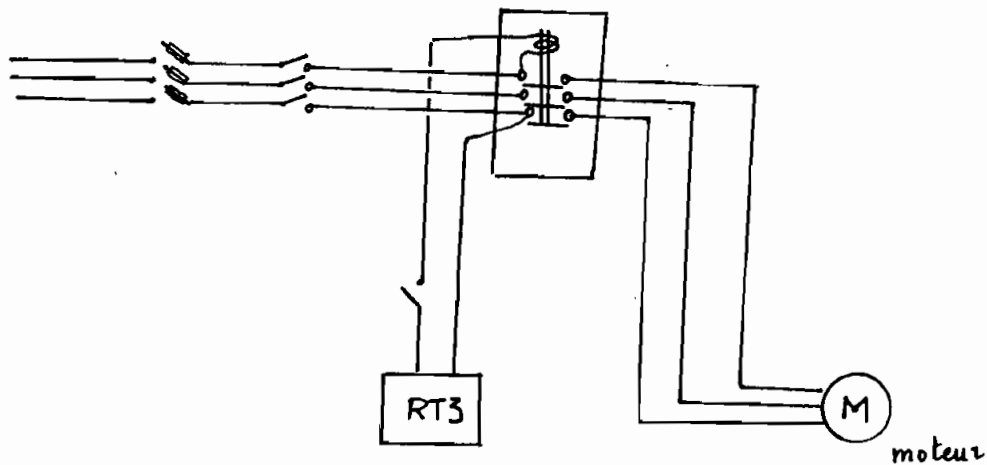
Pour donner une réfrigération suffisante sous les conditions extrêmes de températures, les machines ont été choisies avec une puissance supérieure à celle requise afin de pouvoir supporter les conditions maximum de charges. Il est évident alors que des machines choisies selon ces critères seront assez puissantes pour un fonctionnement normal de l'installation. Ainsi un moyen de

contrôle doit être mis au point pour réduire la capacité de réfrigération le plus souvent. Une méthode convenable pour y parvenir consiste en une régulation "tout ou rien" de la température du bac. Elle consiste à plonger un bulbe contenant un fluide volatil dans le bac. Lorsque la température atteint la valeur maximum consignée, le fluide s'évapore et exerce sa pression de vapeur sur un soufflet métallique flexible créant ainsi une force suffisante pour déconnecter l'alimentation du moteur entraînant le compresseur. Lorsque la température est basse, la pression de vapeur diminue et le moteur est alors reconnecté de l'alimentation : (voir schémas ci-dessous).

Le système fonctionne donc entre deux températures que nous réglons à  $2^{\circ}\text{C}$  et  $5^{\circ}\text{C}$ . c'est à dire un différentiel de température de  $3^{\circ}\text{C}$ .



On peut donc utiliser un thermostat RT3 17-5017 après avoir consulté le catalogue de la figure 15. Le montage sera réalisé de la façon suivante.



### VIII Détermination des diamètres des tuyauteries

Connaissant la puissance frigorifique maximum et la température d'évaporation, on relève par l'intermédiaire de l'abaque de la figure 13, les diamètres des différentes tuyauteries. Pour faciliter la connexion des lignes liquides entre elles ainsi que les lignes d'aspiration, nous préférons prendre les mêmes diamètres pour les deux réseaux. Le tableau ci-dessous donne les dimensions des diamètres en acier sans souder.

| Tuyauterie                           | -diamètre<br>minimum<br>(mm) | diamètre<br>normalité |
|--------------------------------------|------------------------------|-----------------------|
| aspiration                           | 49                           | 57/3                  |
| refoulement                          | 43                           | 57/3                  |
| du condenseur à la bouteille liquide | 31                           | 38/3                  |
| de la bouteille au détendeur         | 16.5                         | 25/2.5                |

## IX      Isolation

Le froid est d'autant plus coûteux à produire que la température à laquelle il est produit est basse ; il est donc indispensable d'économiser le froid produit en garantissant les enceintes refroidies contre les entrées de chaleur, en disposant sur les parois de celles-ci un matériau mauvais conducteur de la chaleur et qui, de fait, limitera le flux thermique en provenance du milieu extérieur à une valeur compatible avec les températures intérieure et extérieure, donc, en fait, en fonction de l'écart régnant entre ces mêmes températures.

L'importance des déperditions par rapport au bilan thermique global est plus faible que celle du bac

et le rôle de l'isolation est tout autant d'éviter les givrages et condensations que de limiter les déperditions. Qu'il s'agisse de l'eau de refroidissement ou de l'ammoniac, les températures des fluides transportés sont plus faibles que celles des locaux et des appareils à refroidir.

Isolant : polystyrène expansé.

Les critères qui ont guidé ce choix sont ceux donnant une bonne qualité d'isolant, mais aussi de la disponibilité sur le marché. Ses qualités, jointes à un prix relativement bas, font qu'il est l'isolant le plus employé pour les applications frigorifiques.

En effet, il a un coefficient de conductivité  $\lambda = 0.03$

- une bonne imperméabilité à la vapeur d'eau
- une résistance mécanique moyenne.

Nous éviterons dans les calculs de considérer les épaisseurs d'isolation qui correspondent aux rayons critiques  $r_0$ . Ce sont des épaisseurs d'isolation qui donnent le maximum de déperdition.

### 1 - Isolation du bac

On néglige les déperditions par conduction et rayonnement par rapport à celles par convection. L'isolation concernera donc uniquement la partie supérieure du bac.



Pour une humidité relative  $HR = 80\%$  et une température ambiante de  $35^\circ\text{C}$  (d'où une différence de température entre l'eau et l'air  $\Delta\theta = 35 - 4 = 31^\circ\text{C}$ ) et un coefficient de conductivité de  $0.03$ , on trouve avec l'abaque de la figure 14 une épaisseur  $e_b = 40\text{mm}$

## 2. Isolation des tuyauteries.

On utilise le même abaque que ci-dessus et pour les mêmes valeurs de  $\theta_e$ ,  $HR$ , et  $\lambda$ .

| Tuyauteries.                         | $\theta_s$ °C | $\Delta\theta$ °C | diamètre extérieur (mm) | épaisseur $e$ (mm) | $r_0$ (mm) |
|--------------------------------------|---------------|-------------------|-------------------------|--------------------|------------|
| alimentation - retour<br>VINAIGRERIE | 4             | 31                | 90                      | 40                 | 5          |
| aspiration<br>(compresseur)          | 0             | 35                | 57                      | 40                 | 4.4        |
| refoulement<br>(ligne liquide)       | 30            | 5                 | 57                      | 20                 | 7.2        |

$$r_0 = \frac{\lambda}{h} \quad \text{avec} \quad h = 1.32 \left( \frac{\Delta\theta}{d_i} \right)^{1/4}$$

$d_i$  : diamètre intérieure.

On constate bien que les épaisseurs d'isolation sont supérieures aux rayons critiques. Donc nous obtenons une réduction des déperditions.

## RECOMMANDATIONS

Entamer une étude d'amélioration d'un système ne saurait se faire sans au préalable identifier les contraintes auxquelles il est susceptible de se soumettre. C'est dans cette optique que nous avons été amenés dès le début à établir le bilan des charges thermiques que devrait supporter le système. Les résultats sont assez éloquents en ce qui concerne la couverture par l'installation de ces charges et leur répartition. En effet, nous en avons tiré la conclusion que la vinaigrerie qui constitue le point névralgique du système à cause des exigences aigües que requiert la fermentation du moût, fournit environ les  $\frac{2}{3}$  de la charge totale d'une installation dimensionnée sur mesure. Dès lors, il nous est possible de comprendre les causes principales qui ont été à l'origine de certaines avaries, afin d'y apporter quelques modestes solutions.

- Compte tenu des raisons pesantes qui ont été évoquées, la distinction entre deux réseaux de distribution s'avère absolument nécessaire : sera vinaigrerie d'une part, Oréal - dentifrice - javellerie d'autre part. Cette séparation inclura également le compartimentage du bac en deux parties à partir desquelles aspirent deux pompes.

de circulation avec une troisième de réserve commune aux deux. Une porte ouvrante mettra en communication les deux bacs lorsqu'une ou deux unités de réfrigération de l'un ou l'autre compartiment est (sont) complètement mis hors service.

- Dans la recherche d'une flexibilité et d'une fiabilité de fonctionnement de l'installation, les trois (3) compresseurs du réseau 1 marcheront successivement deux à deux pour un cycle de 16 heures de service et 8 heures de repos. A cela s'ajoute la régulation "tout ou rien" de la température du bac pouvant réduire le temps de marche des compresseurs et par conséquent l'énergie consommée à des proportions non négligeables. Les raisons qui ont milité pour ces dispositions sont que le taux d'utilisation des machines est rendu uniforme en même temps que le problème de l'échauffement ne se pose presque plus. D'ailleurs, à ce titre la tuyauterie d'aspiration doit être bien isolée pour éviter l'admission de vapeurs à haute température dans les compresseurs.

Malgré toutes ces dispositions, la probabilité d'apparition d'autres pannes, faible soit elle, existe quand même: panne de compresseurs, détenteurs,

suspensions percés etc...

C'est ainsi que, pour éviter l'immobilisation de deux unités de réfrigération lorsqu'un compresseur de l'une et l'évaporateur de l'autre sont en pannes par exemple, les lignes liquides d'une part, les lignes de suction d'autre part seront reliées entre elles par des bypass démontables et de longueur appropriée selon la figure n° 18. Dans le cas contraire, un bouchon ferme-  
ra l'orifice d'après la figure n° 19

## CONCLUSION

Au terme de cette étude qui se proposait d'améliorer l'opérationnalité de la centrale frigorifique; il est nécessaire de souligner les difficultés auxquelles nous étions confrontés pour parvenir aux résultats tant convoités.

Ainsi, nous avons souvent eu recours à des supputations quant à la détermination de certaines caractéristiques de produits pour l'établissement du bilan thermique: la codification des produits utilisés à l'Oréal et la méconnaissance des formules chimiques d'autres en sont des exemples patents.

Sur le plan des résultats, les modifications comme telles ne sont pas tellement importantes en ce qui concerne la distribution de l'eau; l'essentiel se trouvant surtout au niveau du bac et des machines frigorifiques.

Cependant, ces légères modifications et calculs entrepris ont le mérite d'aboutir à une solution qui se caractérise par:

- la souplesse de l'installation
- la fiabilité découlant du type d'implantation prévoyant toutes les éventualités pour une alimentation constante des ateliers
- la récupération d'une bonne partie du matériel déjà

installé

- et enfin le faible coût qu'elle implique.

Par contre, nous déplorons très sincèrement le fait de n'avoir pas eu la possibilité d'établir un devis parce que nécessaire pour toute étude devant passer à la phase de réalisation.

En dehors de cela, nous pensons que la solution que nous proposons dans cette étude donnera entière satisfaction en autant qu'elle soit réalisée selon les recommandations que nous avons faites.

Bibliographie

- [1] Guy R. KING "Modern Refrigeration Practice"  
Mc Graw-Hill 1971
- [2] ASHRAE "FUNDAMENTALS 1977"
- [3] P. J. RAPIN "Installation frigorifique tome 2"  
PVC EDITION 1973
- [4] ROY J. BOSSAT "Principles of réfrigération"  
John Wiley & sons 1961
- [5] TECHNIQUES DE L'INGENIEUR "chauffage-froid" B2
- [6] "Handbook of chemistry and physics"  
CRC PRESS 56<sup>th</sup> edition
- [7] Martial chicha "Les pompes centrifuges"
- [8] Maurice Bailly "Les presses de l'université de Montreal"  
"thermodynamique technique"  
Bordas, 1971
- [9] KERN "Process of heat transfer"  
Mc Graw-Hill.

## Annexe A

### Calcul de la chaleur spécifique du "MIXA"

Le volume de "MIXA" ayant servi pour l'expérience est

$$\left. \begin{array}{l} V = 38.4 \text{ ml} \\ m = 39.321 \text{ g} \end{array} \right\} \Rightarrow \rho = \frac{m}{V} = 1.024 \text{ kg/m}^3.$$

En conduction en régime transitoire

on a

$$\frac{T - T_0}{T_i - T_0} = \frac{-h A t}{\rho V c_p}$$

avec  $T$  : température au temps  $t$ .

$T_i$  : " initiale

$T_0$  : " du fluide environnant (air)

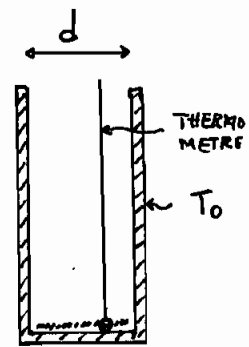
$h = 0.61 \left( \frac{\Delta T}{d^2} \right)^{0.2}$  : coefficient de convection (air).

$\rho, V, c_p$  respectivement masse volumique, volume, chaleur spécifique du MIXA.

$A = \frac{\pi d^2}{4}$  : aire d'échange thermique.

$$c_p = \frac{-h \times \frac{\pi d^2}{4} t}{4.18 \rho V \frac{T - T_0}{T_i - T_0}}$$

On relève les températures de la pellicule de "MIXA" en fonction du temps en prenant le soin de relever  $T_0$  et  $T_i$ .



calorimètre



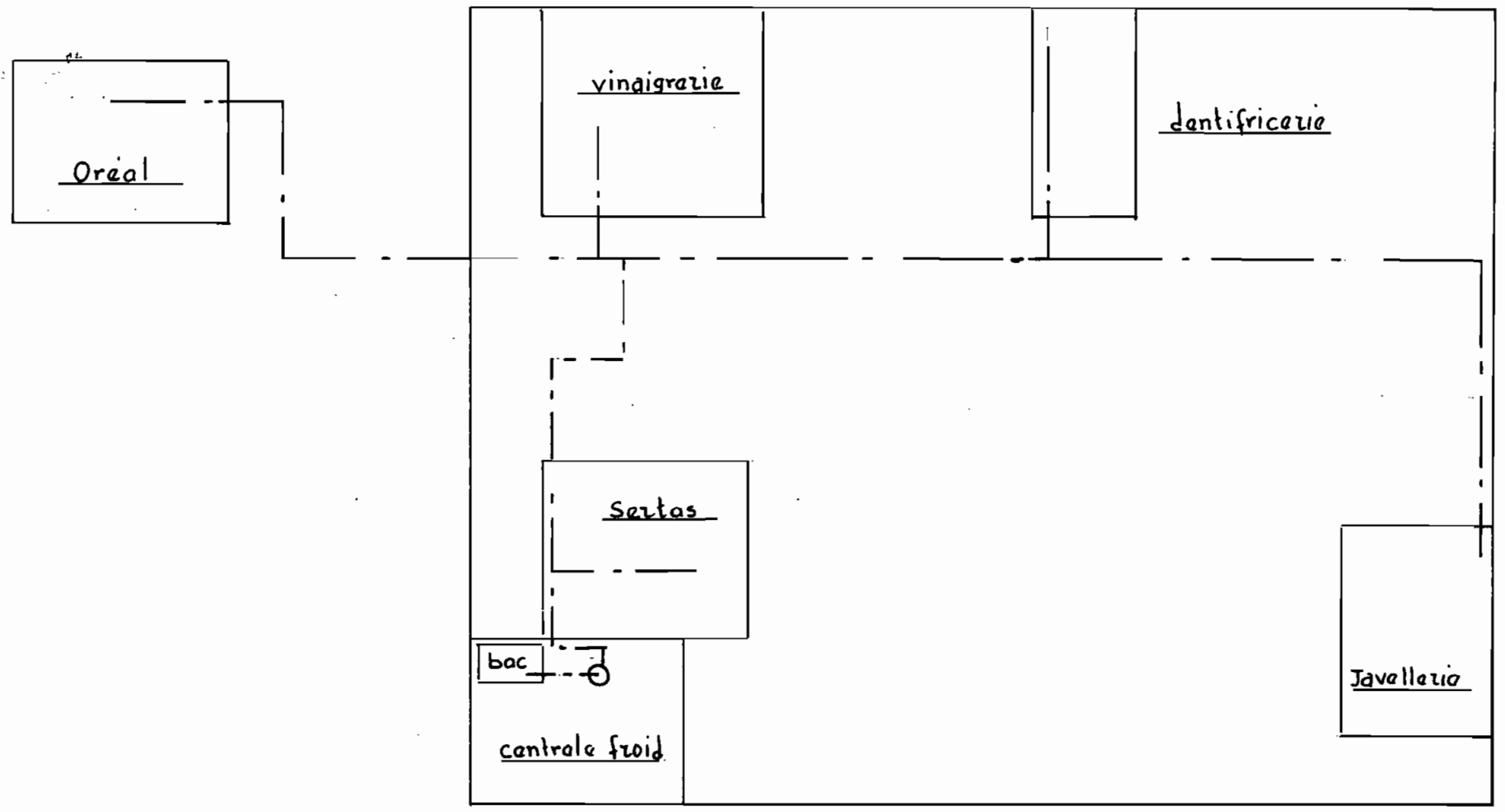
| T °C | t (s) | C <sub>p</sub> (Kcal/<br>kg°C) | T °C | t (s) | C <sub>p</sub> (Kcal/<br>kg°C) |
|------|-------|--------------------------------|------|-------|--------------------------------|
| 74   | 120   | 0.315                          | 41   | 2040  | 0.148                          |
| 70   | 240   | 0.198                          | 40   | 2160  | 0.146                          |
| 66   | 360   | 0.167                          | 39   | 2280  | 0.144                          |
| 62   | 480   | 0.148                          | 39   | 2400  | 0.152                          |
| 62   | 600   | 0.186                          | 38   | 2520  | 0.148                          |
| 58   | 720   | 0.160                          | 37   | 2640  | 0.144                          |
| 57   | 840   | 0.174                          | 36   | 2760  | 0.14                           |
| 55   | 960   | 0.172                          | 35   | 3000  | 0.141                          |
| 52   | 1080  | 0.158                          | 35   | 3120  | 0.146                          |
| 50   | 1200  | 0.154                          | 34   | 3240  | 0.140                          |
| 49   | 1320  | 0.159                          | 33   | 3360  | 0.132                          |
| 47   | 1440  | 0.153                          | 33   | 3480  | 0.137                          |
| 45   | 1560  | 0.146                          | 32   | 3600  | 0.129                          |
| 45   | 1680  | 0.157                          | 31.5 | 3720  | 0.126                          |
| 44   | 1800  | 0.158                          | 31   | 3840  | 0.124                          |
| 43   | 1920  | 0.158                          | 30.5 | 3960  | 0.120                          |

En considérant la moyenne arithmétique on obtient

chaleur spécifique moyenne du MIRA =  $C_p = 0.155 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$

ANNEXE B.

VUE EN PLAN DES ATELIERS



----- • circuit actuel de l'eau froide

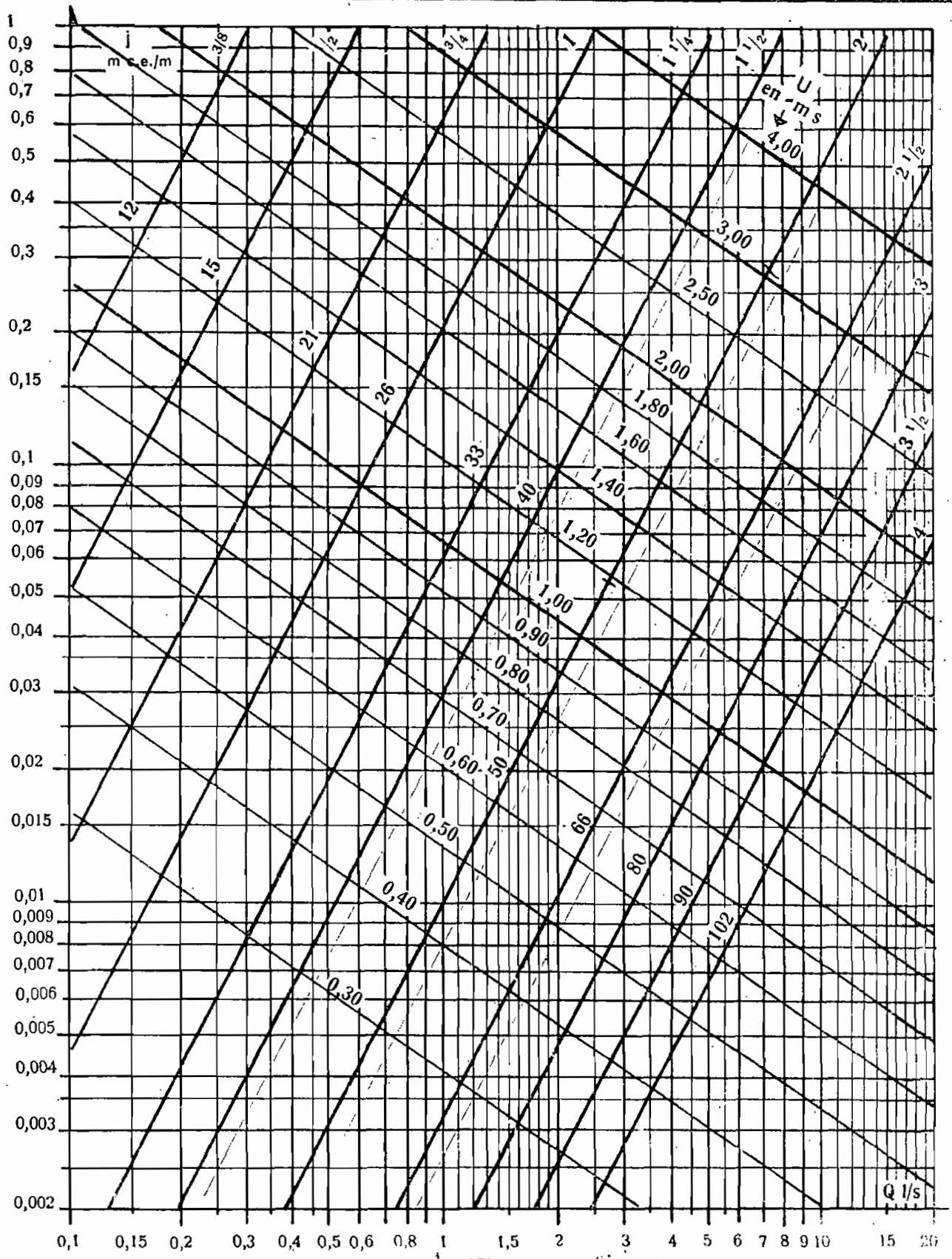
Fig n° 0

Fig 1

DOCUMENTS  
TECHNIQUES

TECHNIQUE  
PERTES DE CHARGE : EAU FROIDE

FICHE N°  
**03-002**

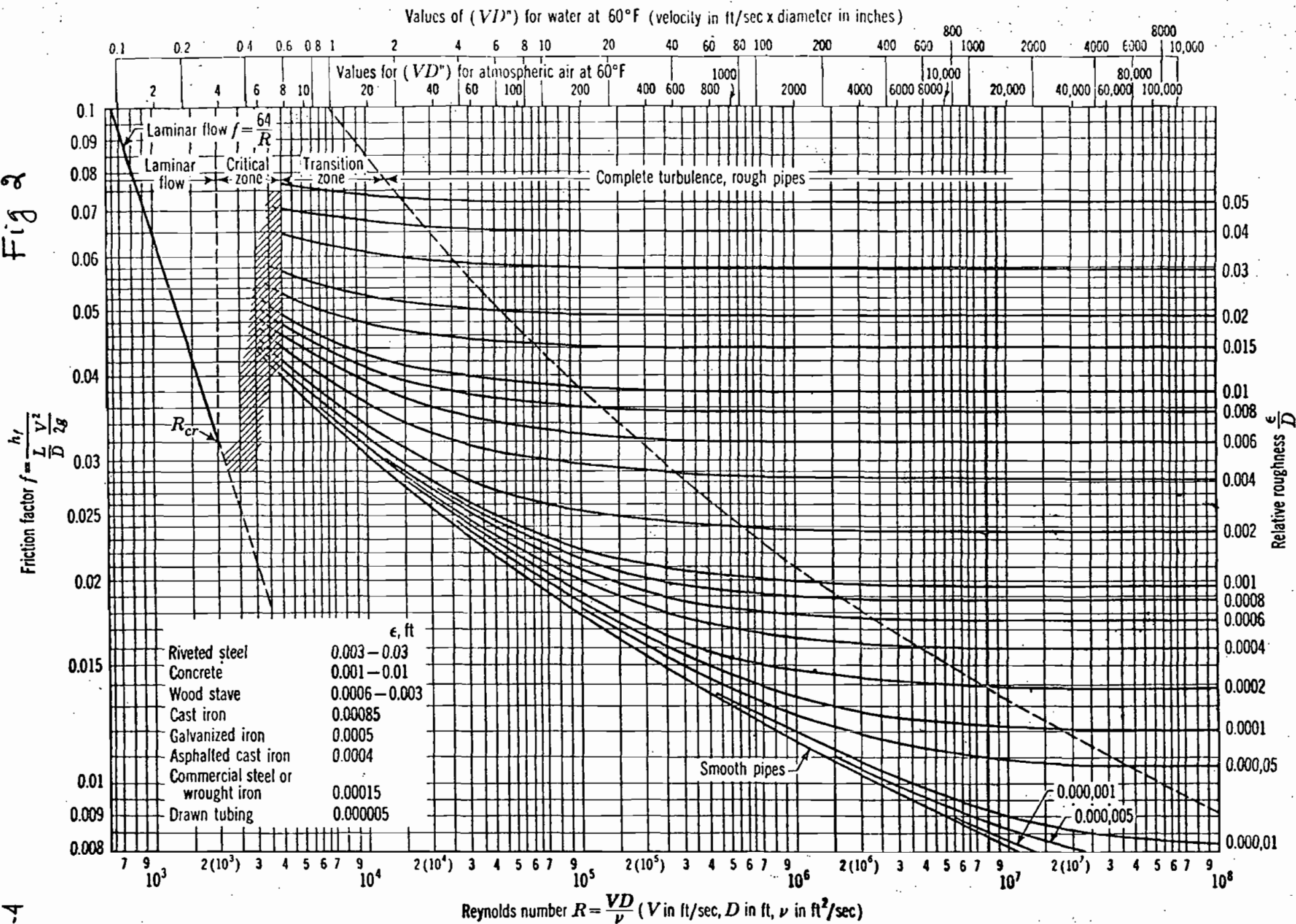


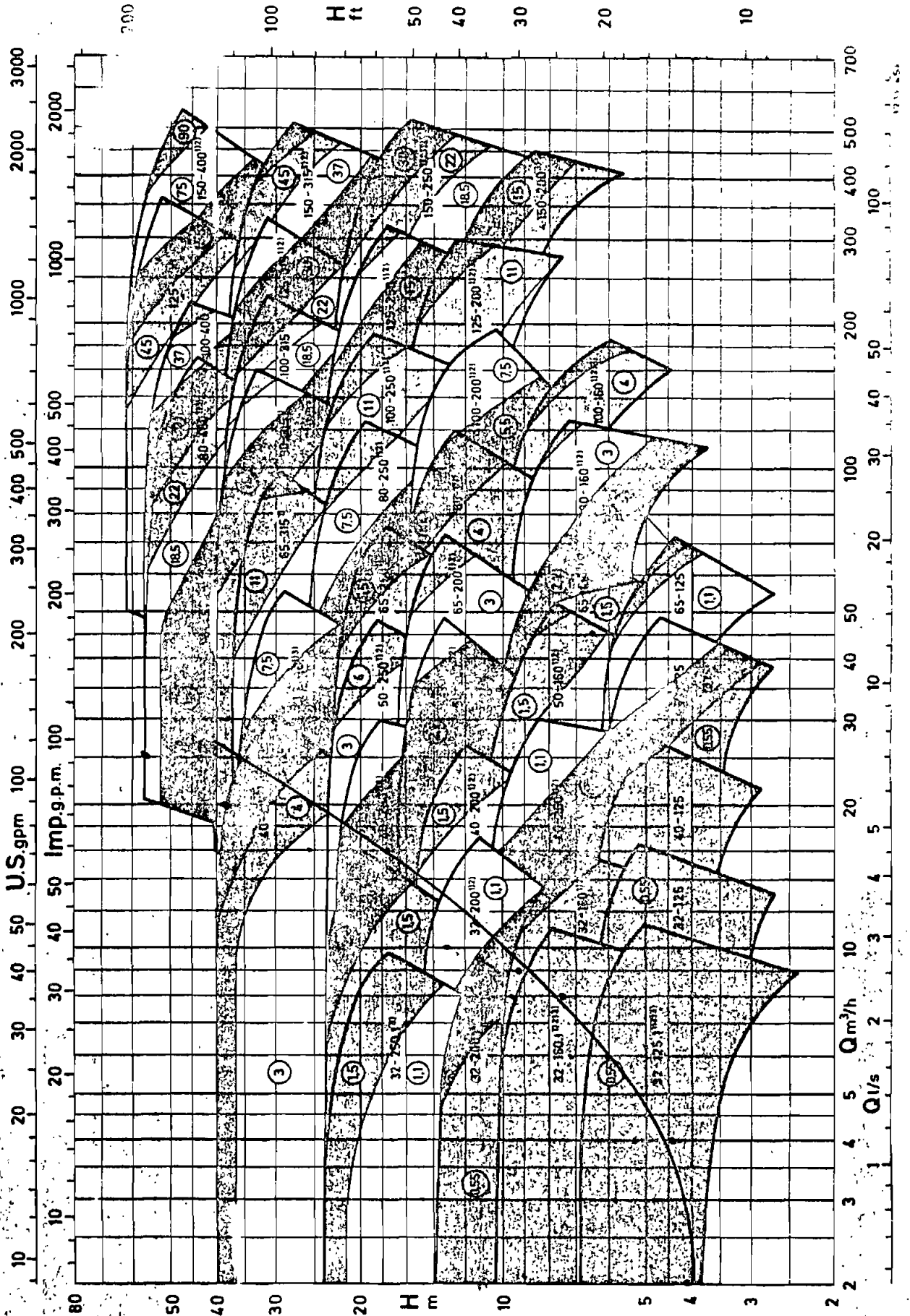
Voir au verso le mode d'emploi de cet abaque.

Établi d'après Flamant  $J = kU^{1.75} D^{-1.25}$   
Conforme aux normes P. 41 201 à 204

R. DELEBECQUE      Reproduction interdite

Fig 2





15

- Les lignes de délimitation servent à déterminer la puissance et peuvent être en partie différentes des courbes débit hauteur.  
 - Chiffre encadré = puissance moteur nécessaire en kW

1) Ces tailles sont également livrables en exécution fonte à graphite sphéroïdal GGG 40  
 2) Ces tailles sont également livrables en exécution bronze CuSn 10.  
 3) Tailles complémentaires, voir 24 255, NF E 44-111

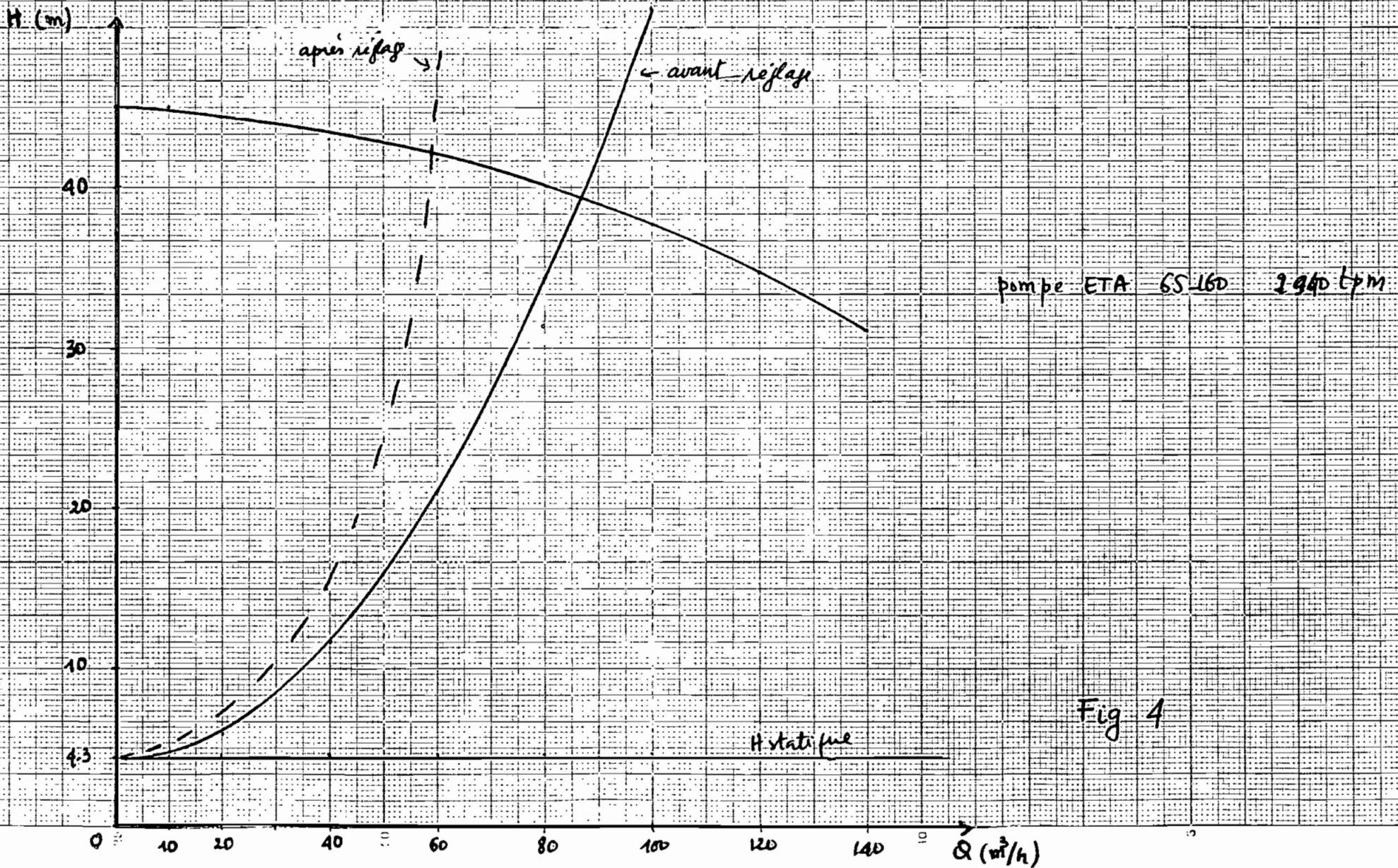
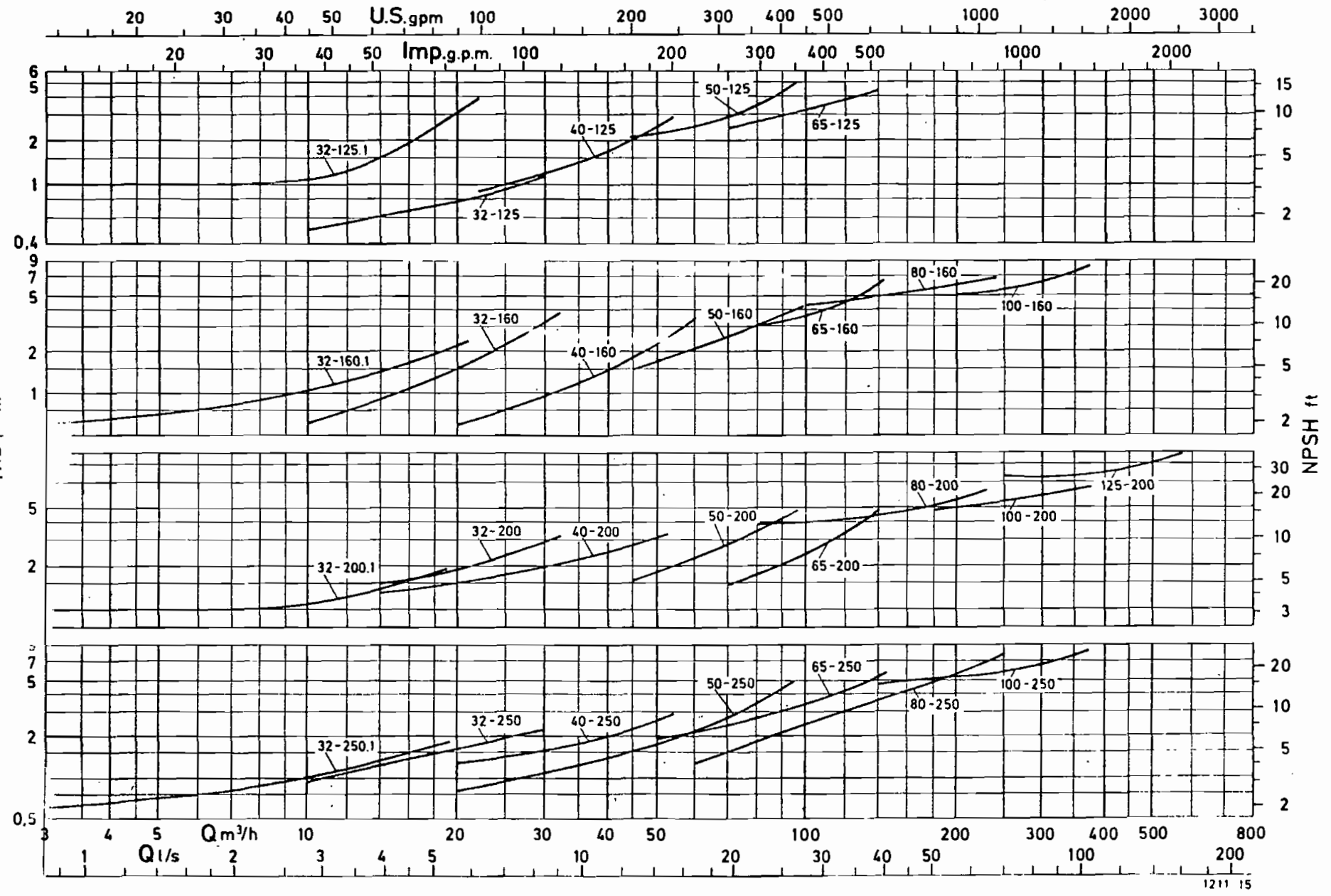


Fig 4

Fig 5

B-7



Les NPSH sont des valeurs de référence pour de l'eau de pureté des courbes d.

Les correspondants à la limite de certitude pour des raisons de sécurité, il faut donc ajouter 0,5 m.

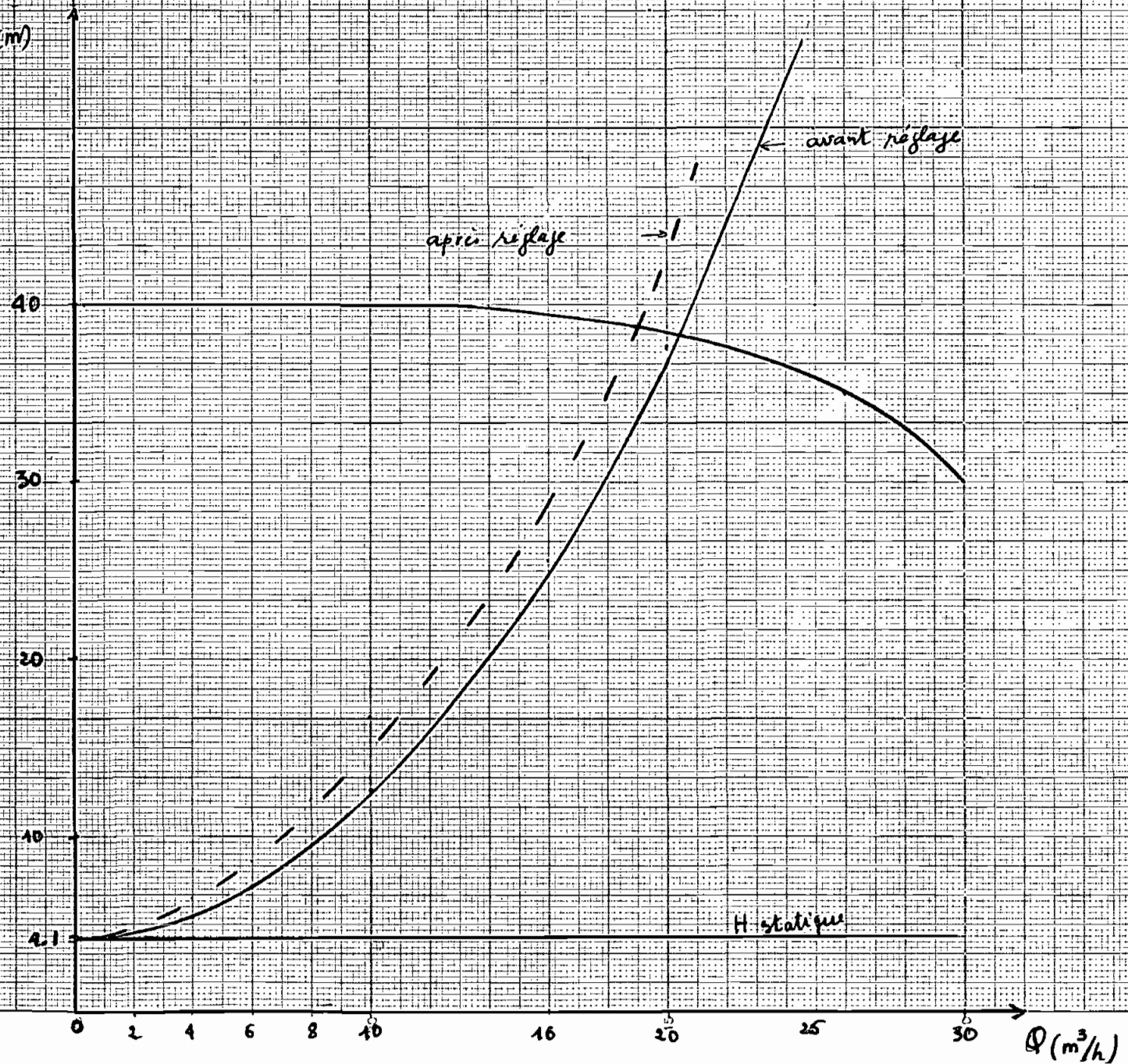
FORM G 50-250  
nécessaire 30 kW  
temp = 3,5 m + 0,5

10 de s...

1211 15



H (m)

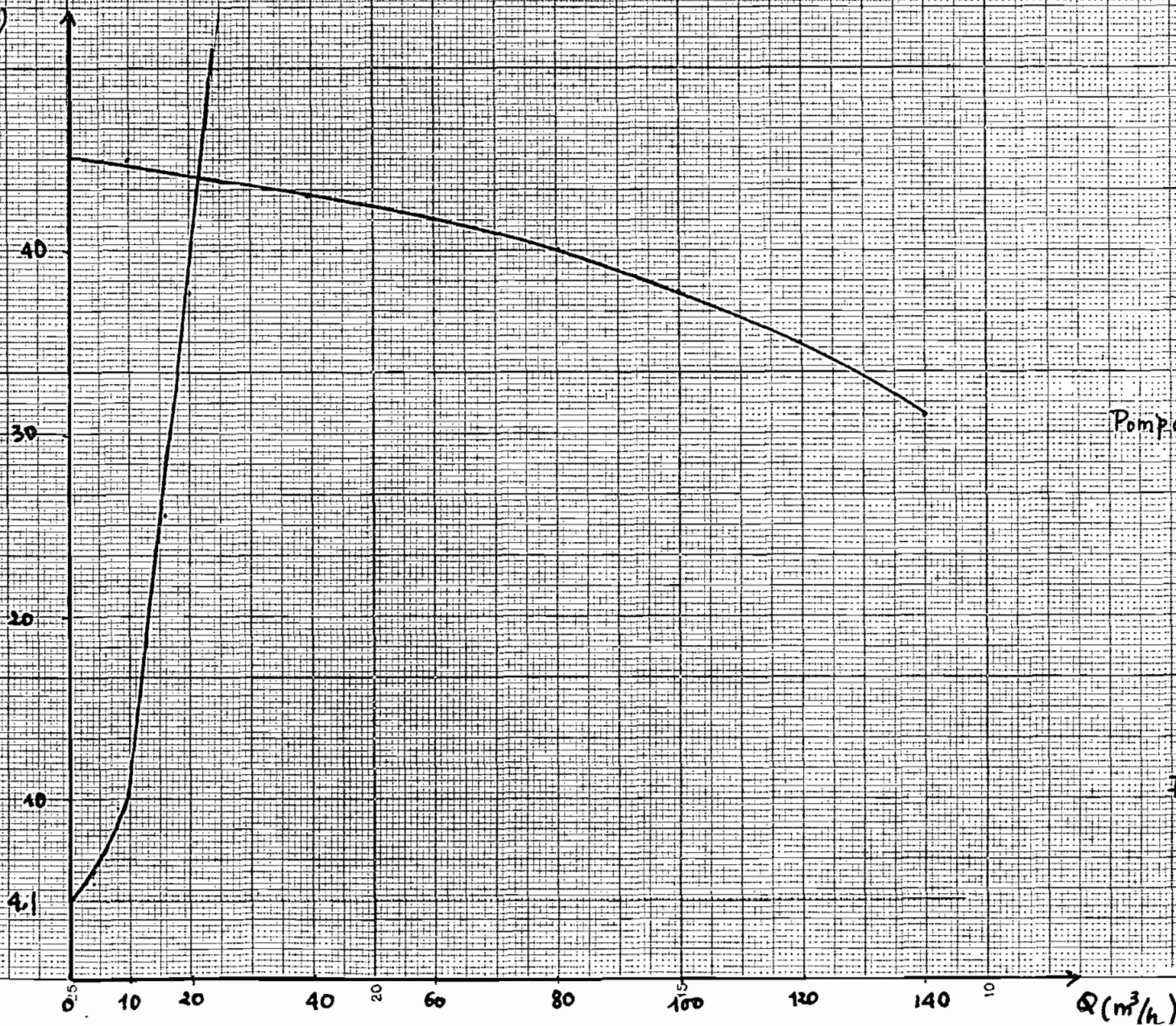


POMPE ETA 40-315 1450tr/m

Fig 6

H statique

H(m)



Pompe: ETA-65-160 2900rpm

Fig 7

Tableau de performances

Puissance frigorifique  $Q_0$  et consommation d'énergie  $P_e$  pour des valeurs différentes de la surchauffe d'aspiration  $\Delta t_0$

B-10

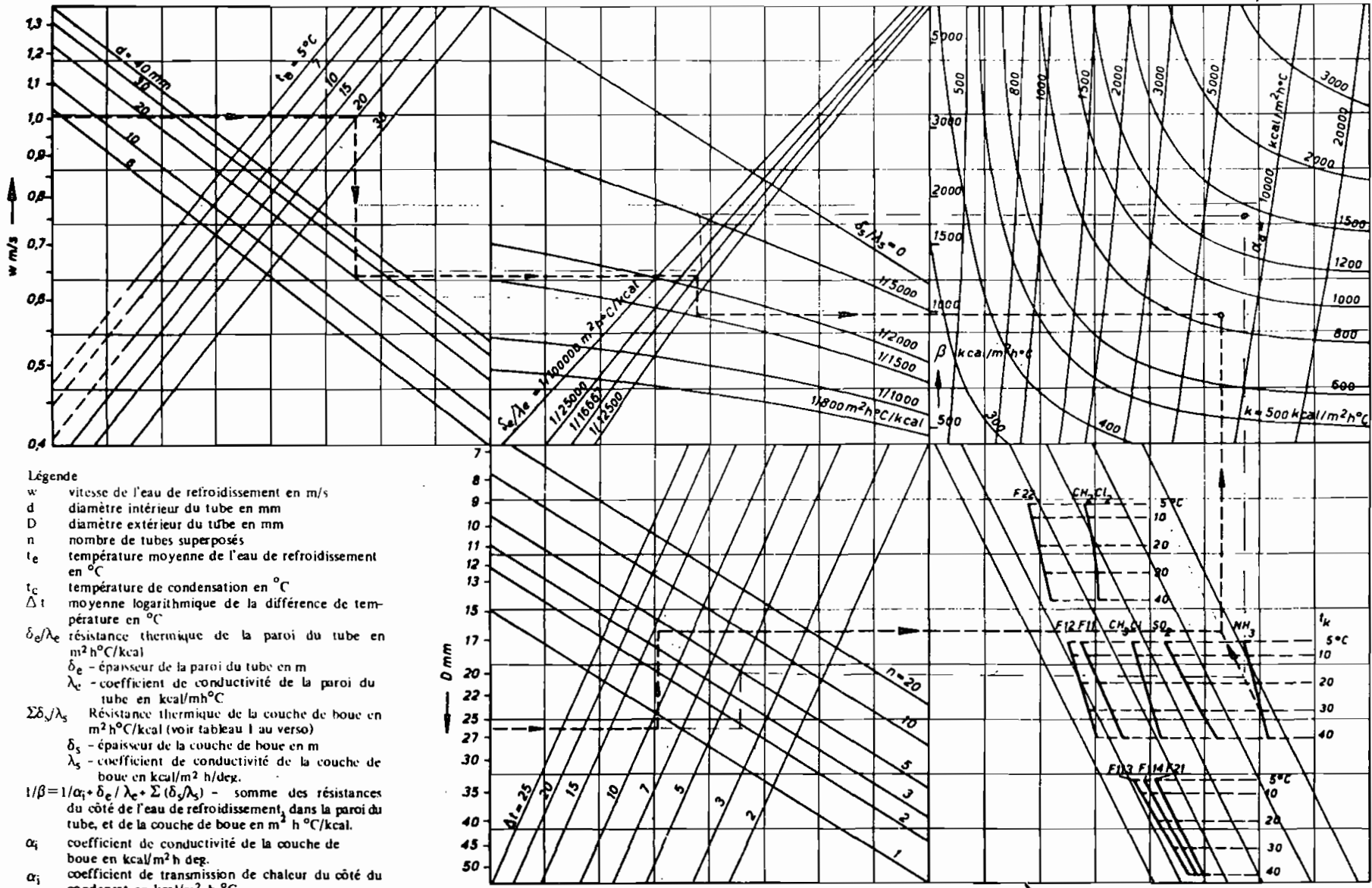
| NH <sub>3</sub> Mono-étagé<br>n = 1450 tr/min | $t_0/t_c = -10/+25\text{ °C}$ |                            |                            | $P_e$ (kW) | $t_0/t_c = -15/+30\text{ °C}$  |                            |                            | $P_e$ (kW) |
|---|-------------------------------|----------------------------|----------------------------|------------|--|----------------------------|----------------------------|------------|
|   | $Q_0$ (kcal/h)                |                            |                            |            | $Q_0$ (kcal/h)   |                            |                            |            |
| type de compresseur                           | $\Delta t_0 = 0\text{ K}$     | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$  | $\Delta t_0 = 10\text{ K}$ | —          | $\Delta t_0 = 0\text{ K}$  | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$  | $\Delta t_0 = 10\text{ K}$ | —          |
| RC 29   | 70400                         | 68700                      | 67200                      | 17,9       | 50700  | 49500                      | 48400                      | 17,8       |
| RC 49   | 140800                        | 137500                     | 134400                     | 34,9       | 101400   | 99100                      | 96900                      | 34,8       |
| RC 69   | 211200                        | 206300                     | 201600                     | 51,9       | 152200   | 148700                     | 145300                     | 51,7       |
| NH <sub>3</sub> Bi-étagé<br>n = 1450 tr/min   | $t_0/t_c = -40/+25\text{ °C}$ |                            |                            | $P_e$ (kW) | Système D :<br>Refroidissement intermédiaire<br>„flash“ type fermé                 |                            |                            |            |
|   | $Q_0$ (kcal/h)                |                            |                            |            |  |                            |                            |            |
| type de compresseur                           | $\Delta t_0 = 0\text{ K}$     | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$  | $\Delta t_0 = 10\text{ K}$ | —          |  |                            |                            |            |
| RC 219  | 19600                         | 19100                      | 18800                      | 12,6       |  |                            |                            |            |
| RC 429  | 39200                         | 38300                      | 37600                      | 24,2       |  |                            |                            |            |
| R 22 Mono-étagé<br>n = 1450 tr/min            | $t_0/t_c = -10/+25\text{ °C}$ |                            |                            | $P_e$ (kW) | $t_0/t_c = -15/+30\text{ °C}$  |                            |                            | $P_e$ (kW) |
|   | $Q_0$ (kcal/h)                |                            |                            |            | $Q_0$ (kcal/h)   |                            |                            |            |
| type de compresseur                           | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$     | $\Delta t_0 = 15\text{ K}$ | —                          | —          | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$  | $\Delta t_0 = 15\text{ K}$ | —                          | —          |
| RC 29   | 70200                         | 69600                      | 19,8                       | 52900      | 52500  | 19,6                       |                            |            |
| RC 49   | 140500                        | 139200                     | 38,7                       | 105800     | 105000   | 38,4                       |                            |            |
| RC 69   | 210700                        | 208900                     | 57,6                       | 158700     | 157500   | 57,1                       |                            |            |
| R 22 Bi-étagé<br>n = 1450 tr/min              | $t_0/t_c = -40/+25\text{ °C}$ |                            |                            | $P_e$ (kW) | Système B :<br>Refroidissement intermédiaire de gaz<br>et de liquide par injection |                            |                            |            |
|   | $Q_0$ (kcal/h)                |                            |                            |            |  |                            |                            |            |
| type de compresseur                           | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$     | $\Delta t_0 = 15\text{ K}$ | —                          | —          |  |                            |                            |            |
| RC 219  | 25100                         | 24700                      | 16,1                       |            |  |                            |                            |            |
| RC 429  | 50200                         | 49500                      | 31,1                       |            |  |                            |                            |            |
| R 12 Mono-étagé<br>n = 1450 tr/min            | $t_0/t_c = -15/+30\text{ °C}$ |                            |                            | $P_e$ (kW) | $t_0/t_c = -10/+45\text{ °C}$  |                            |                            | $P_e$ (kW) |
|   | $Q_0$ (kcal/h)                |                            |                            |            | $Q_0$ (kcal/h)   |                            |                            |            |
| type de compresseur                           | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$     | $\Delta t_0 = 15\text{ K}$ | $\Delta t_0 = 25\text{ K}$ | —          | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$  | $\Delta t_0 = 15\text{ K}$ | $\Delta t_0 = 25\text{ K}$ | —          |
| RC 29   | 30400                         | 30600                      | 30700                      | 11,3       | 30700  | 31100                      | 31400                      | 13,9       |
| RC 49   | 60900                         | 61200                      | 61500                      | 21,7       | 61500  | 62200                      | 62900                      | 27,0       |
| RC 69   | 91400                         | 91800                      | 92200                      | 32,1       | 71700  | 72500                      | 73400                      | 34,6       |
| R 502 Mono-étagé<br>n = 1450 tr/min           | $t_0/t_c = -10/+25\text{ °C}$ |                            |                            | $P_e$ (kW) | $t_0/t_c = -15/+30\text{ °C}$  |                            |                            | $P_e$ (kW) |
|   | $Q_0$ (kcal/h)                |                            |                            |            | $Q_0$ (kcal/h)   |                            |                            |            |
| type de compresseur                           | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$     | $\Delta t_0 = 15\text{ K}$ | —                          | —          | $\Delta t_0 = 5\text{ K}$  | $\Delta t_0 = 15\text{ K}$ | —                          | —          |
| RC 29   | 70300                         | 71100                      | 23,5                       | 52700      | 53400  | 23,0                       |                            |            |
| RC 49   | 140600                        | 142300                     | 46,3                       | 105400     | 106800   | 45,2                       |                            |            |
| RC 69   | 210900                        | 213500                     | 68,9                       | 158100     | 160300   | 67,3                       |                            |            |

GRASSO - STACON B.V.  
Parallelweg 27  
Boîte postale 343  
s-Hertogenbosch, Pays-Bas  
Tél. (04100) 2 21 31  
Télex 50207

**GRASSO-STACON**

Fig 8

Coefficient global de transmission thermique  
des condenseurs multitubulaires horizontaux



- Légende
- w vitesse de l'eau de refroidissement en m/s
  - d diamètre intérieur du tube en mm
  - D diamètre extérieur du tube en mm
  - n nombre de tubes superposés
  - $t_e$  température moyenne de l'eau de refroidissement en °C
  - $t_c$  température de condensation en °C
  - $\Delta t$  moyenne logarithmique de la différence de température en °C
  - $\delta_e/\lambda_e$  résistance thermique de la paroi du tube en  $m^2 h^\circ C/kcal$
  - $\delta_e$  - épaisseur de la paroi du tube en m
  - $\lambda_e$  - coefficient de conductivité de la paroi du tube en  $kcal/mh^\circ C$
  - $\Sigma \delta_s/\lambda_s$  Résistance thermique de la couche de boue en  $m^2 h^\circ C/kcal$  (voir tableau 1 au verso)
  - $\delta_s$  - épaisseur de la couche de boue en m
  - $\lambda_s$  - coefficient de conductivité de la couche de boue en  $kcal/m^2 h/deg.$
  - $1/\beta = 1/\alpha_i + \delta_e/\lambda_e + \Sigma (\delta_s/\lambda_s)$  - somme des résistances du côté de l'eau de refroidissement, dans la paroi du tube, et de la couche de boue en  $m^2 h^\circ C/kcal.$
  - $\alpha_i$  coefficient de conductivité de la couche de boue en  $kcal/m^2 h deg.$
  - $\alpha_1$  coefficient de transmission de chaleur du côté du condensat en  $kcal/m^2 h^\circ C.$
  - $\alpha_0$  coefficient global de transmission thermique en  $kcal/m^2 h^\circ C.$

Explications au verso

Fiche établie par le Dr-Ing. O. Deublein

Fig 9

B-11

explications

Le nomogramme permet la détermination du coefficient de transmission thermique de surface et le coefficient de conductibilité thermique pour un condenseur multitubulaire horizontal, dans lequel la condensation s'effectue sur la surface externe des tubes, avec circulation d'eau dans les tubes.

La formule de KRAUSSOLD est utilisée pour l'établissement du nomogramme donnant  $\alpha_1$  le coefficient de transmission thermique de surface du côté de l'eau

$$\alpha_1 = 0,024 \lambda_e / d \text{ Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,37} \quad (1)$$

et la formule de NUSSELT pour le coefficient de transmission calorifique de surface  $\alpha_2$  pour le film de condensation dans la forme utilisée par NEUMANN (1)

$$\alpha_2 = 0,726 \frac{r \gamma^2 \lambda^3 K (\alpha_2/\beta + 1)^{1/4}}{\eta n D \Delta t} \quad (2)$$

avec la signification suivante des symboles :

$\lambda_e$  coefficient de conductivité de l'eau de refroidissement en  $\text{kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$

$\text{Re} = \frac{vd}{\nu}$  le nombre de Reynolds

$\nu$  la viscosité cinématique en  $\text{m}^2/\text{s}$

$a$  la diffusivité thermique en  $\text{m}^2/\text{s}$

$r$  la chaleur d'évaporation en  $\text{kcal/kg}$

$\gamma$  la masse volumique du condensat en  $\text{kg/m}^3$

$k$  le coefficient de conductivité du condensat en  $\text{kcal/m h}^\circ\text{C}$

$\eta$  la viscosité dynamique du condensat en  $\text{kg/m}^2$

Les valeurs relatives aux substances qui ont été utilisées se rapportent à la température moyenne  $t_e$  de l'eau de refroidissement dans la formule (1) et celles de la formule (2) se rapportent à la température de condensation  $t_c$ .

Il y a lieu de noter que le diagramme supérieur gauche n'est valable que pour un écoulement turbulent de l'eau de refroidissement c'est-à-dire seulement pour  $\text{Re} > 2100$ .

Si l'utilisation du diagramme conduit à la partie en pointillé d'une ligne  $t_e$ , il y a lieu de tenir compte du nombre de

Reynolds  $\text{Re} = \frac{vd}{\nu}$ , et si c'est nécessaire d'augmenter le diamètre

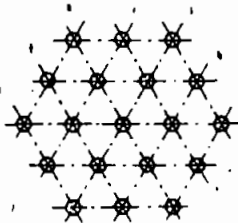
interne des tubes ou la vitesse  $v$  de l'eau de refroidissement, pour que  $\text{Re}$  soit  $> 2100$ .

TABLEAU 1.

Valeurs numériques de résistance au passage de la chaleur de couches de boues en  $\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C/kcal}$ , d'après Mac ADAMS (2)

|   |     |     |     |     |     |     |     |      |      |      |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| n | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9    | 10   | 11   |
| N | 7   | 19  | 37  | 61  | 91  | 127 | 169 | 217  | 271  | 331  |
| n | 12  | 13  | 14  | 15  | 16  | 17  | 18  | 19   | 20   | 21   |
| N | 397 | 469 | 547 | 631 | 721 | 817 | 919 | 1027 | 1141 | 1261 |

Disposition des tubes dans le faisceau tubulaire



Les tubes sont disposés habituellement en hexagonal dans les condenseurs à section circulaire (figure) de sorte que le nombre de tubes superposés peut être sensiblement égal à celui des tubes placés sur un côté de l'hexagone. Avec un nombre  $n$  de tubes sur un côté de l'hexagone, on peut déterminer le nombre total de tubes avec le tableau 2.

L'utilisation du nomogramme est expliquée avec l'exemple suivant :

Données :

Diamètre intérieur du tube . . . . .  $d = 20 \text{ mm}$

Diamètre extérieur du tube . . . . .  $D = 26 \text{ mm}$   
 Nombre total des tubes . . . . .  $N = 37$   
 Avec une disposition en hexagonal, le nombre de tubes par côté de l'hexagone est de 4, d'après le tableau 2

TABLEAU 2.

| Vitesse de l'eau<br>(Température de l'eau $< 50^\circ\text{C}$ ) | $v < 1 \text{ m/s}$ | $v > 1 \text{ m/s}$ |
|--|---------------------|---------------------|
| Eau de mer . . . . .   | 1/10000             | 1/10000             |
| Eau potable, de source . . . . .                                 | 1/5000              | 1/5000              |
| Eau de grands lacs . . . . .                                     | 1/5000              | 1/5000              |
| Eau de rivière propre . . . . .                                  | 1/2500              | 1/5000              |
| Eau de rivière boueuse . . . . .                                 | 1/1500              | 1/2500              |
| Eau calcaire (dureté $> 10^\circ$ hydro-<br>métrique . . . . .   | 1/1500              | 1/1500              |
| Saumure réfrigérante . . . . .                                   |                     | 1/2500              |
| Vapeur de fluide frigorigène . . . . .                           |                     | 1/2500              |

Résistance au passage de la chaleur de la paroi :

$$d_e/\lambda_e = 0,003/50 = 1/16667 \text{ m}^2 \text{h}^\circ\text{C/kcal}$$

Tubes en acier . . . . .  $\lambda_e = 50 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$

Épaisseur de la paroi des tubes . . . . .  $\delta_e = 3 \text{ mm}$

Résistance au passage de la chaleur de la

couche de boue :  $\Sigma (\delta_s/\lambda_s) = 1/1500 \text{ m}^2 \text{h}^\circ\text{C/kcal}$

Vitesse de l'eau de refroidissement . . . . .  $v = 1 \text{ m/s}$

Température d'entrée de l'eau . . . . .  $t_e = 15^\circ\text{C}$

Température de sortie de l'eau . . . . .  $t_s = 25^\circ\text{C}$

Température moyenne de l'eau de refroidis-  
sement  $(t_e + t_s)/2$  . . . . .  $= 20^\circ\text{C}$

Température de condensation . . . . .  $t_c = 30^\circ\text{C}$

Différence moyenne logarithmique de tem-  
pérature  $\Delta t = (25 - 15)/\log(15/5) . . . . . = 9,1^\circ\text{C}$

En partant de la valeur de la vitesse de l'eau de refroidissement  $v = 1 \text{ m/s}$  sur l'ordonnée du diagramme supérieur gauche, on suit une ligne horizontale jusqu'à la courbe de la température moyenne de l'eau  $t_e = 20^\circ\text{C}$ , ensuite une ligne verticale jusqu'à la ligne du diamètre intérieur  $d = 20 \text{ mm}$ , puis de là horizontalement jusqu'à la ligne de résistance au passage de la chaleur de la paroi du tube  $d_e/\lambda_e = 1/16667 \text{ m}^2 \text{h}^\circ\text{C/kcal}$ , ensuite verticalement jusqu'à la ligne de la résistance au passage de la chaleur de la couche de boue  $\Sigma (\delta_s/\lambda_s) = 1/1500 \text{ m}^2 \text{h}^\circ\text{C/kcal}$ , et finalement dans le diagramme supérieur droit.

La valeur réciproque de la somme des résistances au passage de la chaleur sur le côté de l'eau de refroidissement, dans la paroi du tube et de la couche de boue, notamment  $\beta = 990 \text{ kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ , est obtenue sur l'ordonnée de droite du diagramme médian supérieur. Pour déterminer le coefficient de conductibilité,  $k$ , on part du diamètre extérieur du tube  $D = 26 \text{ mm}$ , sur l'ordonnée du diagramme inférieur gauche, horizontalement jusqu'à la ligne de la différence moyenne de température logarithmique  $\Delta t = 9,1$ , puis de là verticalement, jusqu'à la courbe du nombre de tubes sur un côté hexagonal  $n = 4$ , ensuite horizontalement dans le diagramme inférieur droit, jusqu'à la ligne inclinée qui correspond à la substance condensée - l'ammoniac dans notre exemple - et à la condensation de température de  $t_c = 30^\circ\text{C}$ , et finalement verticalement dans le diagramme supérieur de droite, jusqu'au point d'intersection avec la ligne  $\beta$  horizontale précédemment trouvée. Le coefficient de transmission de chaleur pour la condensation  $\alpha_2 = 7000 \text{ kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$  et le coefficient global de transmission thermique  $k = 870 \text{ kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ , sont déterminés en utilisant le diagramme supérieur droit, d'après ce point d'intersection.

Lorsque le nombre des tubes superposés  $n$  n'est pas connu, il faut d'abord adopter une valeur estimative pour pouvoir effectuer le tracé linéaire correspondant et vérifier ensuite, par le calcul de la quantité de chaleur transmise, si la valeur choisie est correcte. Et si c'est nécessaire, il y a lieu d'effectuer à nouveau le tracé linéaire sur les deux diagrammes inférieurs avec la nouvelle valeur de  $n$ .

- (1) F. Neumann - Calcul simplifié du coefficient de transmission calorifique de surface - Z VDI Bd. 91 (1949) S. 331/335.
- (2) Mc Adams - Transmission de chaleur - 2 Aufl. S. 138. Mc Graw-Hill Book Cy, Inc. New York (1942).

# Dimensionnement et commande des détendeurs thermostatiques et des distributeurs de liquide

8-13

Fig 11

## Identification

Code des fluides frigorigènes

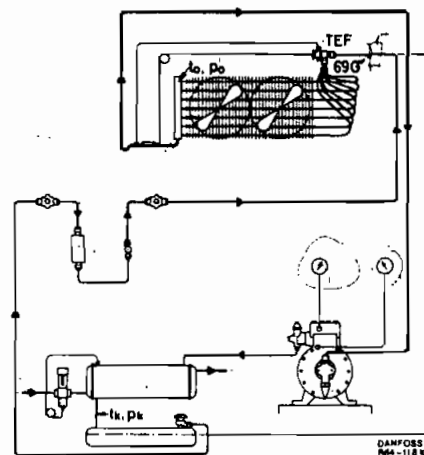
- F = R 12 – plaque jaune
- X = R 22 – plaque bleue
- Y = R 502 – plaque lilas
- A = R 717(NH<sub>3</sub>) – plaque verte

Exemple  
TEF 2-0.3



## Exemple des données requises

Fluide frigorigène = R 12  
 Raccord désiré du détendeur = tubulures à braser, passage direct  
 Capacité de l'évaporateur  $Q = 8,1 \text{ kW} = 7000 \text{ kcal/h}$   
 Température d'évaporation  $t_o = -10^\circ\text{C}$   
 Température de condensation  $t_k = +36^\circ\text{C}$   
 Évaporateur à 6 sections  
 Dimension et longueur de la conduite de liquide,  $d = 1/2 \text{ in.}$ ,  $l = 25 \text{ m}$   
 L'évaporateur étant placé à un niveau supérieur de 6 m à celui de la bouteille accumulatrice,  $h = 6 \text{ m}$



## Dimensionnement et commande

### A. Détermination de la chute de pression $\Delta p$ dans le détendeur

La pression d'évaporation  $p_o$  est déduite de la pression de condensation  $p_k$ . Les valeurs  $p_o$  et  $p_k$  sont déterminées à partir des valeurs données de  $t_o$  et de  $t_k$ .

Faire ceci, p. ex., à l'aide d'un tableau des fluides frigorigènes ou de la règle de conversion Danfoss.

$$p_k - p_o = 9 \text{ bar} - 2,2 \text{ bar}$$

$$p_k - p_o = 6,8 \text{ bar}$$

Pour obtenir la chute de pression réelle dans le détendeur, il faut en outre déduire de  $(p_k - p_o)$  une série d'autres chutes de pression:

1. La chute de pression  $p_1$  dans la conduite de liquide.  
 Celle-ci est déterminée, p. ex., d'après la publication Danfoss « Dimensionnement de tuyauteries ».  
 $p_1 = 25 \cdot 0,0068 \text{ bar}$   
 $p_1 = 0,17 \text{ bar}$

2. La chute de pression  $p_2$  estimée dans le déshydrateur, le voyant, la vanne d'arrêt manuelle et les coudes de la tuyauterie:  
 $p_2 = 0,2 \text{ bar}$
3. La chute de pression  $p_3$  dans la conduite de liquide disposée verticalement (en raison de la différence de niveau  $h = 6 \text{ m}$ ) ressort du tableau ci-après:  
 $p_3 = 0,77 \text{ bar}$
4. La chute de pression  $p_4$  dans le distributeur de liquide et les tubes de distribution, l'évaporateur étant divisé en sections:
  - a) La chute de pression dans le distributeur de liquide est d'env. 0,5 bar.
  - b) Le dimensionnement des tubes de distribution est normalement basé sur une chute de pression d'env. 0,5 bar  
 $p_4 = 0,5 + 0,5 = 1 \text{ bar}$

# Danfoss

## Détendeurs thermostatiques Pour l'ammoniac comme fluide frigorigène Types TEA 20 et 85

# R717 (NH<sub>3</sub>)

Capacité



| Temp.<br>d'éva-<br>pora-<br>tion<br>t <sub>s</sub><br>°C | Capacité 1000 kcal/h                               |   |   |   |    |    |    |    | Type et<br>capacité<br>en tons<br>(TR) |
|--|--|---|---|---|----|----|----|----|--|
|  | à la chute de pression Δp dans le détendeur<br>bar |   |   |   |    |    |    |    |  |
|  | 2  | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |  |

TEA20

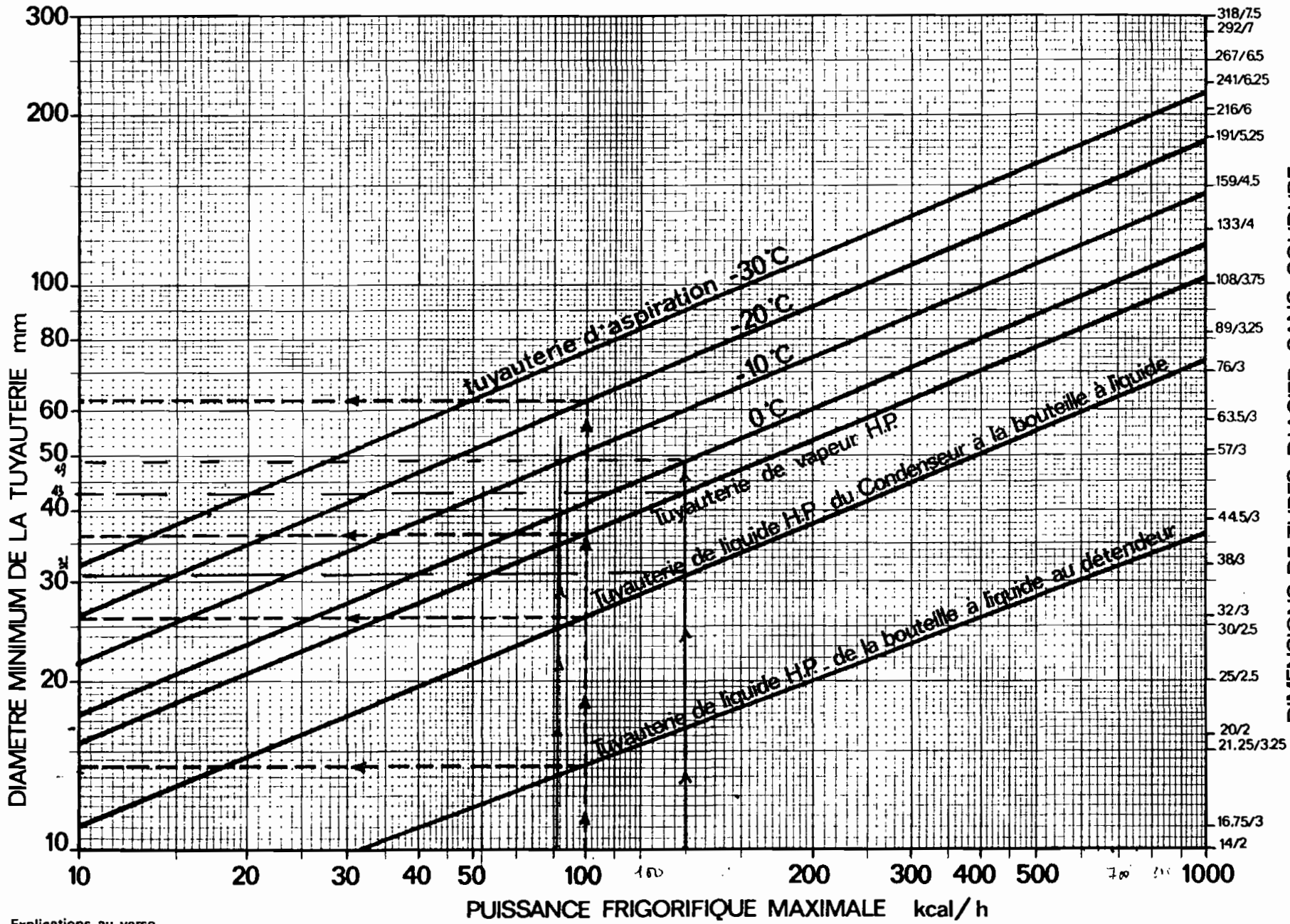
1000 kcal/h

|     |      |      |      |      |      |      |      |      |              |
|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|--------------|
| 0   | 1.80 | 2.50 | 2.80 | 3.20 | 3.50 | 3.70 | 3.90 | 4.10 | TEA<br>20-1  |
| -10 |      | 2.30 | 2.60 | 2.80 | 3.10 | 3.40 | 3.60 | 3.80 |              |
| -20 |      | 1.90 | 2.20 | 2.50 | 2.70 | 2.85 | 3.00 | 3.20 |              |
| -30 |      |      | 1.70 | 1.90 | 2.10 | 2.25 | 2.40 | 2.50 |              |
| -40 |      |      | 1.15 | 1.45 | 1.60 | 1.75 | 1.85 | 1.95 |              |
| -50 |      |      | 1.00 | 1.10 | 1.20 | 1.30 | 1.40 | 1.45 |              |
| 0   | 3.50 | 4.80 | 5.60 | 6.40 | 6.95 | 7.40 | 7.75 | 8.00 | TEA<br>20-2  |
| -10 |      | 4.45 | 5.20 | 5.85 | 6.45 | 6.85 | 7.15 | 7.45 |              |
| -20 |      | 3.70 | 4.25 | 4.85 | 5.35 | 5.65 | 5.90 | 6.10 |              |
| -30 |      |      | 3.45 | 3.90 | 4.20 | 4.50 | 4.70 | 4.85 |              |
| -40 |      |      | 2.70 | 3.00 | 3.25 | 3.45 | 3.60 | 3.75 |              |
| -50 |      |      | 2.10 | 2.30 | 2.45 | 2.60 | 2.70 | 2.80 |              |
| 0   | 5.10 | 7.10 | 8.50 | 9.60 | 10.4 | 11.2 | 11.6 | 12.0 | TEA<br>20-3  |
| -10 |      | 6.70 | 7.80 | 8.70 | 9.60 | 10.3 | 10.8 | 11.2 |              |
| -20 |      | 5.55 | 6.40 | 7.30 | 8.10 | 8.50 | 8.90 | 9.10 |              |
| -30 |      |      | 5.30 | 5.90 | 6.40 | 6.80 | 7.10 | 7.30 |              |
| -40 |      |      | 4.10 | 4.50 | 4.90 | 5.20 | 5.50 | 5.70 |              |
| -50 |      |      | 3.20 | 3.50 | 3.70 | 3.90 | 4.10 | 4.30 |              |
| 0   | 9.00 | 12.1 | 14.4 | 16.0 | 17.4 | 18.5 | 19.3 | 20.0 | TEA<br>20-5  |
| -10 |      | 11.1 | 13.0 | 14.7 | 16.1 | 17.1 | 17.9 | 18.5 |              |
| -20 |      | 9.50 | 11.1 | 12.4 | 13.4 | 14.2 | 14.8 | 15.2 |              |
| -30 |      |      | 8.7  | 9.7  | 10.6 | 11.3 | 11.8 | 12.3 |              |
| -40 |      |      | 6.9  | 7.5  | 8.1  | 8.7  | 9.1  | 9.5  |              |
| -50 |      |      | 5.2  | 5.7  | 6.1  | 6.5  | 6.8  | 7.1  |              |
| 0   | 13.5 | 19.0 | 22.5 | 25.5 | 27.5 | 29.5 | 31.0 | 32.0 | TEA<br>20-8  |
| -10 |      | 18.0 | 21.0 | 24.0 | 26.0 | 27.3 | 28.5 | 29.5 |              |
| -20 |      | 15.0 | 17.5 | 19.5 | 21.5 | 22.3 | 23.5 | 24.0 |              |
| -30 |      |      | 14.0 | 15.5 | 17.0 | 18.0 | 19.0 | 19.5 |              |
| -40 |      |      | 11.0 | 12.0 | 13.0 | 14.0 | 14.5 | 15.0 |              |
| -50 |      |      | 8.0  | 9.0  | 9.5  | 10.0 | 10.5 | 11.0 |              |
| 0   | 21.0 | 28.5 | 34.0 | 32.5 | 41.5 | 44.5 | 47.0 | 48.5 | TEA<br>20-12 |
| -10 |      | 27.0 | 31.5 | 36.0 | 32.5 | 41.0 | 43.0 | 45.0 |              |
| -20 |      | 22.0 | 26.5 | 30.0 | 32.0 | 34.0 | 36.0 | 37.0 |              |
| -30 |      |      | 21.5 | 24.0 | 28.0 | 27.0 | 28.0 | 29.0 |              |
| -40 |      |      | 16.5 | 18.0 | 19.5 | 21.0 | 22.5 | 23.5 |              |
| -50 |      |      | 12.5 | 13.5 | 14.5 | 15.5 | 16.5 | 17.5 |              |
| 0   | 35.0 | 49.0 | 57.0 | 64.0 | 69.6 | 74.0 | 77.6 | 80.6 | TEA<br>20-20 |
| -10 |      | 44.5 | 52.0 | 59.0 | 64.6 | 68.0 | 71.6 | 73.6 |              |
| -20 |      | 38.0 | 44.0 | 49.5 | 53.0 | 58.5 | 59.0 | 62.0 |              |
| -30 |      |      | 35.0 | 39.0 | 42.5 | 45.0 | 47.0 | 49.0 |              |
| -40 |      |      | 27.5 | 30.5 | 33.0 | 35.0 | 37.0 | 38.5 |              |
| -50 |      |      | 21.0 | 22.5 | 24.0 | 25.5 | 27.0 | 28.0 |              |

TEA85

|     |      |      |      |      |      |      |      |      |              |
|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|--------------|
| 0   | 59.6 | 79.6 | 94.6 | 105  | 115  | 125  | 130  | 135  | TEA<br>85-33 |
| -10 |      | 73.6 | 86.6 | 97   | 105  | 115  | 120  | 125  |              |
| -20 |      | 62.0 | 73.0 | 81.6 | 88.6 | 94.0 | 98.0 | 100  |              |
| -30 |      |      | 59.0 | 64.5 | 69.6 | 73.6 | 77.6 | 81.0 |              |
| -40 |      |      | 45.0 | 50.0 | 53.0 | 56.0 | 59.0 | 62.0 |              |
| -50 |      |      | 34.0 | 37.5 | 40.0 | 42.5 | 44.5 | 46.5 |              |
| 0   | 98.4 | 130  | 155  | 175  | 190  | 205  | 215  | 220  | TEA<br>85-55 |
| -10 |      | 125  | 145  | 160  | 175  | 190  | 200  | 210  |              |
| -20 |      | 100  | 125  | 140  | 150  | 155  | 160  | 165  |              |
| -30 |      |      | 98   | 110  | 120  | 125  | 130  | 135  |              |
| -40 |      |      | 74.8 | 83.0 | 89.0 | 94.6 | 100  | 105  |              |
| -50 |      |      | 57.0 | 62.0 | 66.6 | 70.4 | 74.0 | 77.0 |              |
| 0   | 155  | 205  | 245  | 275  | 295  | 315  | 330  | 340  | TEA<br>85-85 |
| -10 |      | 190  | 220  | 250  | 270  | 290  | 305  | 320  |              |
| -20 |      | 155  | 190  | 210  | 230  | 240  | 250  | 260  |              |
| -30 |      |      | 150  | 165  | 180  | 190  | 200  | 210  |              |
| -40 |      |      | 115  | 130  | 140  | 150  | 155  | 160  |              |
| -50 |      |      | 89   | 97   | 105  | 110  | 115  | 120  |              |

Fig 12



Explications au verso

DTF  
Documents  
Techniques  
du Froid

**Diamètre et perte de charge des tuyauteries  
pour installations frigorifiques à ammoniac**

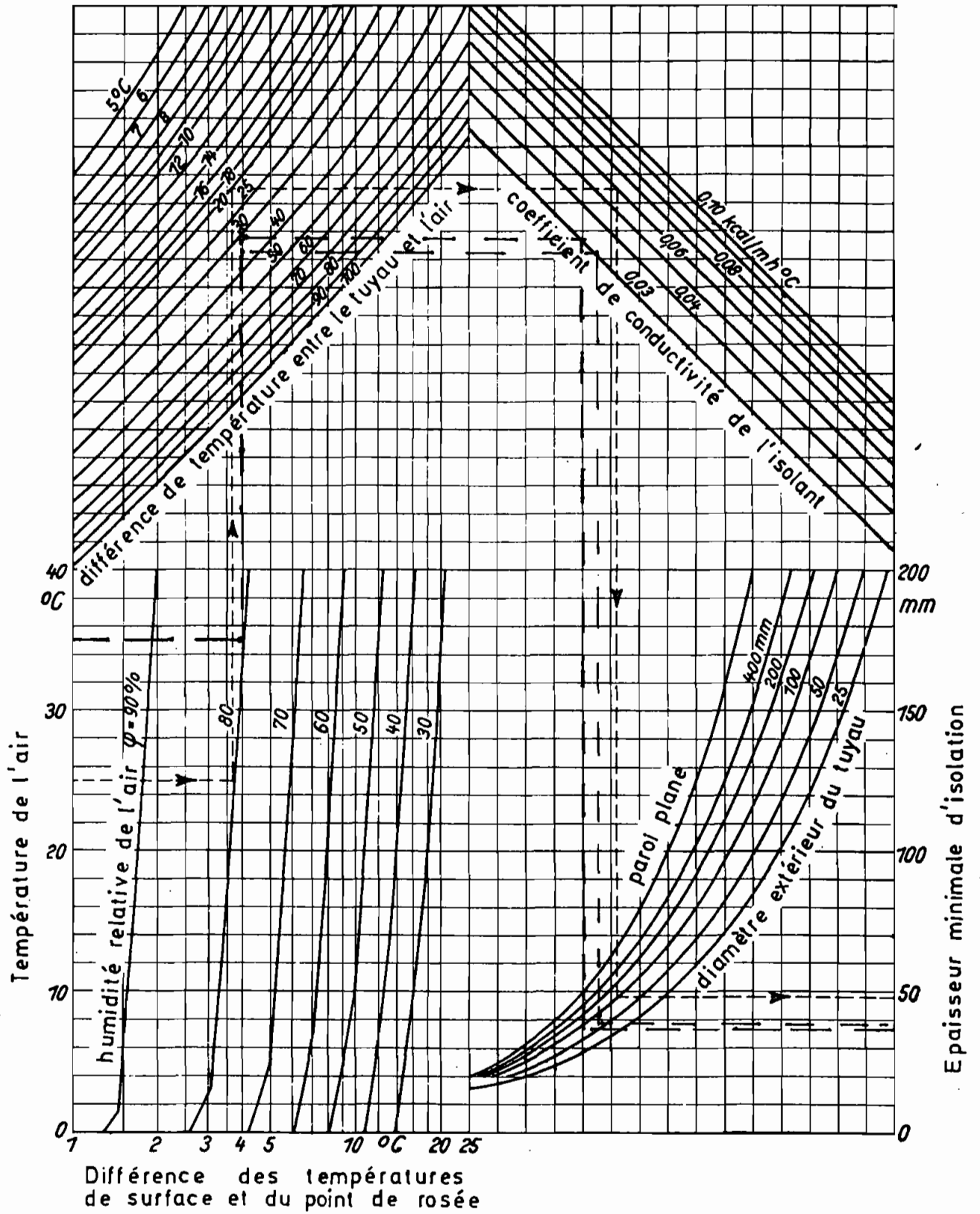
**58**

Fig. 13

8-15



Fig 14



Explications au verso

Tous droits réservés - C. F. Muller, Karlsruhe/Pyc-Édition Paris


# Danfoss

## Thermostats Type RT

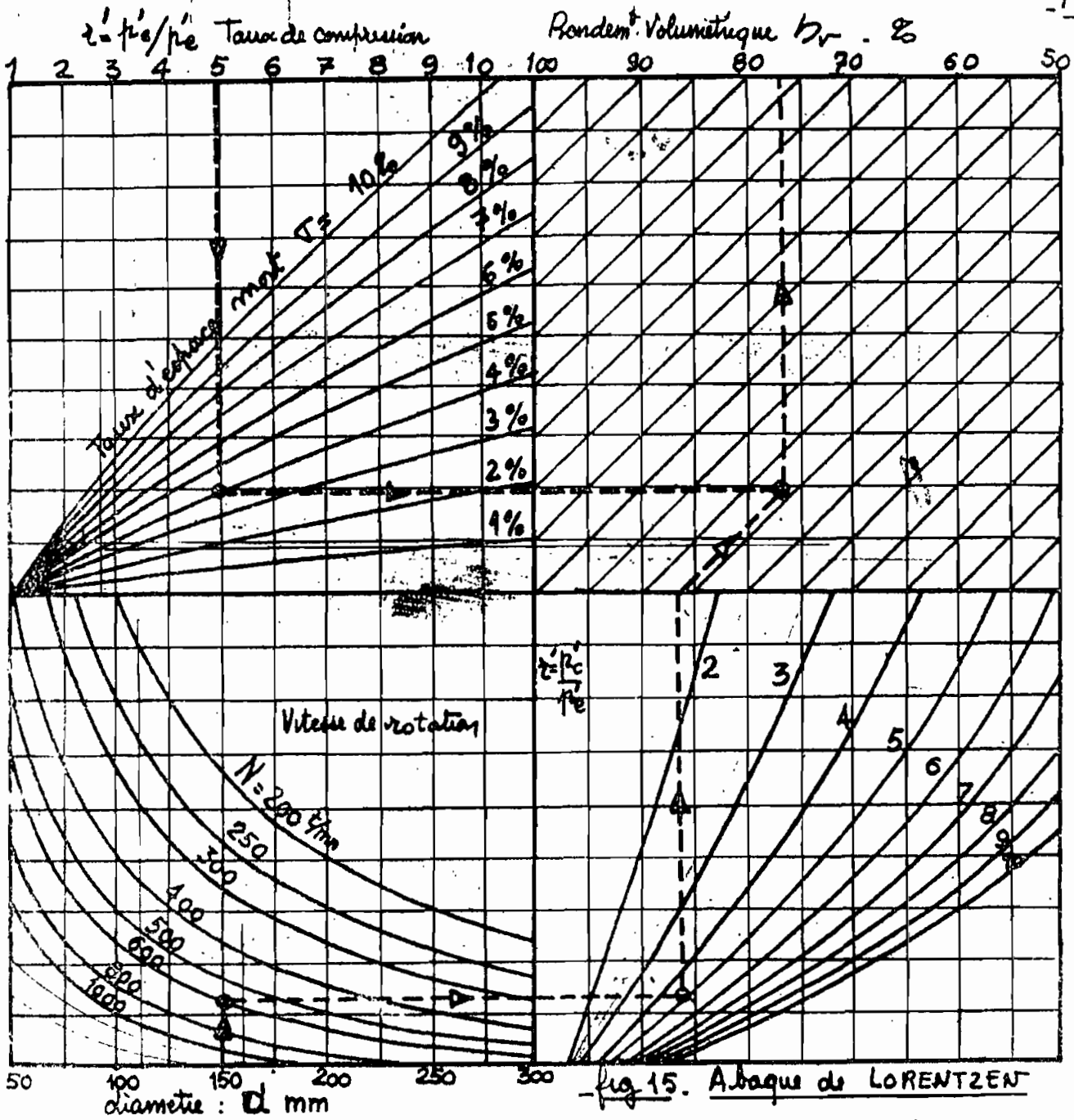
Fig 15

### Caractéristiques techniques et numéros de code

#### Thermostats

| Type   | Plage de réglage °C | Différentiel <sup>1)</sup>                  |   | Température max. admissible du bulbe °C | Type d'élément sensible                           | Charge  | Longueur du tube capillaire m | Numéros de code                                   |         |   | Symbole  |
|--------|---------------------|---|---|---|---|---|-------------------------------|---|---------|---|--|
|        |                     | au réglage le plus bas de la température °C | au réglage le plus élevé de la température °C |   |   |   |                               | Avec bouton de réglage et couvercle avec fenêtres |         | Avec capuchon protecteur et couvercle sans fenêtres |  |
|        |                     |   |   |   |   |   |                               | Systèmes de contact (explication: voir page 69)   |         |   |  |
|        |                     | 17-4030                                     | 17-4030 à réarmement max.                     |   |   |   |                               | 17-4030   |         |   |  |
| RT 25  | -100 à -60          | 4-15  | 1,5-5   | 150                                     | cylindrique à distance                            | vapeur  | 5                             | 17-5257   |         |   |  |
| RT 10  | -60 à -30           | 1,5-11                                      | 1-5   | 150                                     |   |   | 2                             | 17-5077   |         |   |  |
| RT 9   | -45 à -15           | 2-10  | 1-4   | 150                                     |   |   | 2                             | 17-5068   |         |   |  |
| RT 13  | -30 à 0             | 1,1-7                                       | 0,8-4   | 150                                     |   |   | 2                             | 17-5097   |         |   |  |
| RT 3   | -25 à +15           | 1,5-9                                       | 0,8-4   | 150                                     |   |   | 2                             | 17-5014   |         |   |  |
| RT 3   | -25 à +15           | 1,5-9                                       | 0,8-4   | 150                                     |   |   | 5                             | 17-5016   |         |   |  |
| RT 3   | -25 à +15           | 1,5-9                                       | 0,8-4   | 150                                     |   |   | 8                             | 17-5017   |         |   |  |
| RT 2   | -25 à +15           | 5-16  | 6-20  | 150                                     |   |   | 2                             | 17-5008   |         |   |  |
| RT 7   | -25 à +15           | 2-10  | 2-14  | 150                                     |   |   | 2                             | 17-5053   |         |   |  |
| RT 7   | -25 à +15           | 2-10  | 2-14  | 150                                     |   |   | 5                             | 17-5055   |         |   |  |
| RT 7   | -25 à +15           | 2-10  | 2-14  | 150                                     |   |   | 8                             | 17-5056   |         |   |  |
| RT 8   | -20 à +12           | 1,5-8                                       | 1,5-8   | 145                                     |   |   | 2                             | 17-5063   |         |   |  |
| RT 21  | -15 à -1            | 1-2,5                                       | 1-2,5   | 60                                      |   |   | 2                             | 17-5263   |         |   |  |
| RT 12  | -5 à +10            | 1-3,5                                       | 1-3   | 65                                      |   |   | 2                             | 17-5089   |         |   |  |
| RT 12  | -5 à +10            | 1-3,5                                       | 1-3   | 65                                      |   |   | 0,6                           |   |         | 17-5093   |  |
| RT 14  | -5 à +30            | 1,5-8                                       | 1,5-10  | 150                                     | adsorption  | 2   | 17-5099 <sup>1)</sup>         |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 3   | 17-5100                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 5   | 17-5101                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 8   | 17-5102                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 10  | 17-5103                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 2   | 17-5180                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 2   | 17-5278                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 2   | 17-5115                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 2   | 17-5285                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 2   | 17-5128                       | 17-5132   | 17-5138 |   |  |
| RT 26  | -5 à +50            | 2-9   | 3-19  | 150                                     | cylindrique à distance avec poche à bulbe en lait | 3   | 17-5127                       |   |         |   |  |
| RT 23  | +5 à +22            | 1-3,5                                       | 1-3   | 65                                      |   | 5   | 17-5128                       | 17-5134   |         |   |  |
| RT 15  | +8 à +32            | 1,5-8                                       | 1,5-10  | 150                                     |   | 8   | 17-5129                       |   |         |   |  |
| RT 24  | +15 à +34           | 1-4   | 1-3,5   | 110                                     |   | 10  | 17-5130                       |   |         |   |  |
| RT 106 | +20 à +90           | 5-20  | 1,5-7   | 120                                     |   | cylindrique à distance avec poche à bulbe en lait | 2                             | 17-5162   |         | 17-5161   |  |
| RT 108 | +30 à +140          | 4-20  | 2,5-14  | 220                                     |   |   | adsorption                    | 2   | 17-5069 |   |  |
| RT 107 | +70 à +150          | 5-30  | 1,5-10  | 215                                     |   | cylindrique à distance avec poche à bulbe en lait | 2                             | 17-5168   | 17-5171 | 17-5186   |  |
|        |                     |   |   |   |   |   | 3                             | 17-5167   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   |   | 5                             | 17-5168   | 17-5173 | 17-5188   |  |
|        |                     |   |   |   |   |   | 8                             | 17-5169   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   | 10  |   | 17-5170                       |   |         |   |  |
| RT 120 | +120 à +215         | 5-30  | 1,5-10  | 260                                     | cylindrique à distance                            | 2   | 17-5206 <sup>2)</sup>         | 17-5211 <sup>4)</sup>                             | 17-5210 |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 5   | 17-5206 <sup>2)</sup>         | 17-5212 <sup>2)</sup>                             |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 8   | 17-5207 <sup>2)</sup>         |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 2   | 17-5208                       | 17-5214 <sup>1)</sup>                             |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 5   | 17-5209                       |   |         |   |  |
| RT 123 | +150 à +250         | 5-30  | 1,5-10  | 300                                     | cylindrique à distance                            | 2   | 17-5220                       | 17-5224   | 17-5226 |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 5   | 17-5222                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 6   | 17-5223                       |   |         |   |  |
| RT 124 | +200 à +300         | 5-30  | 1,5-10  | 350                                     | cylindrique à distance                            | 2   | 17-5227                       | 17-5231   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 2   |                               | 17-5235 <sup>1)</sup>                             |         |   |  |
|        |                     |   |   |   |   | 5   | 17-5229                       |   |         |   |  |
|        |                     |   |   |   | 5   | 17-5233 <sup>2)</sup>                             |                               |   |         |   |  |

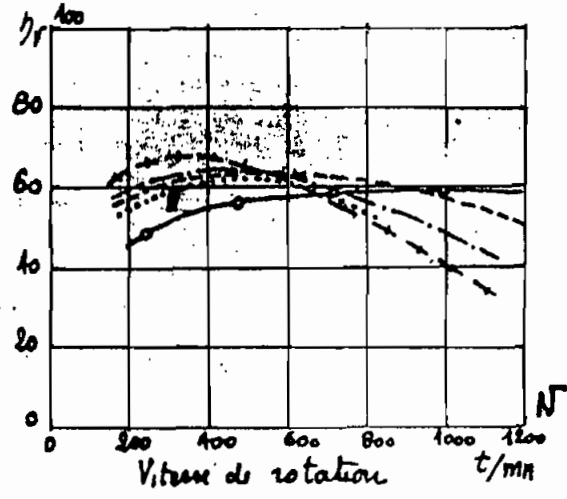
Systèmes de contact  
Voir page 69.



Rendement Volumétrique %

Essais correspondant à  $r = \frac{p_2}{p_1} = 5$

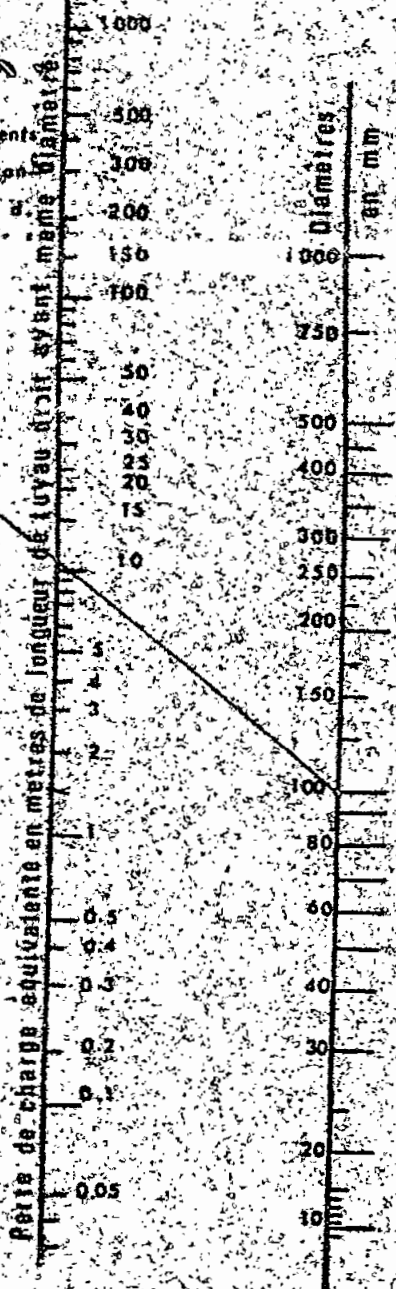
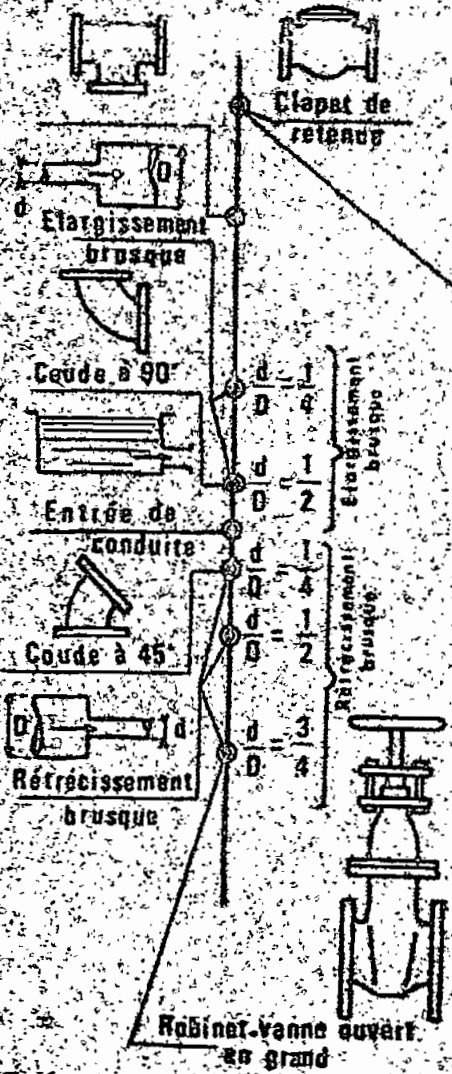
Fig 16



- $NH_3$
  - - - air
  - + +  $CF_2Cl_2$  (R12)
  - .....  $C_2H_6$  propane
  - - -  $CHF_2Cl$  (R22)
- (Essais de Lorentzen)

# PERTES DE CHARGE DES ACCESSOIRES DE TUYAUTES

NOTA. En ce qui concerne les changements brusques, la longueur équivalente de conduite est donnée d'après le diamètre  $d$ .



# ABAQUE

pour le calcul des tuyaux en matière plastique

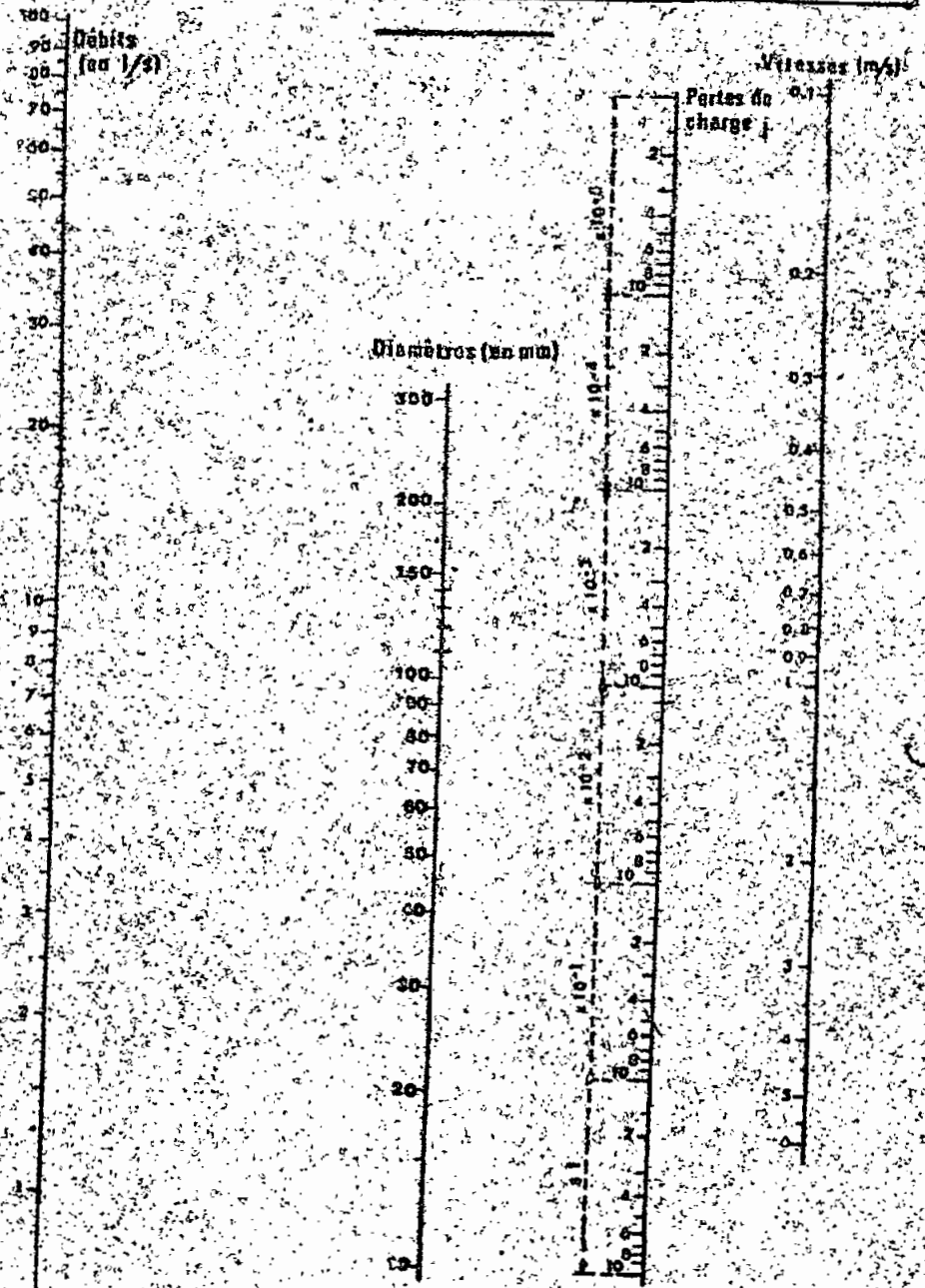


Fig 17

B-19

# LIASON DES LIGNES

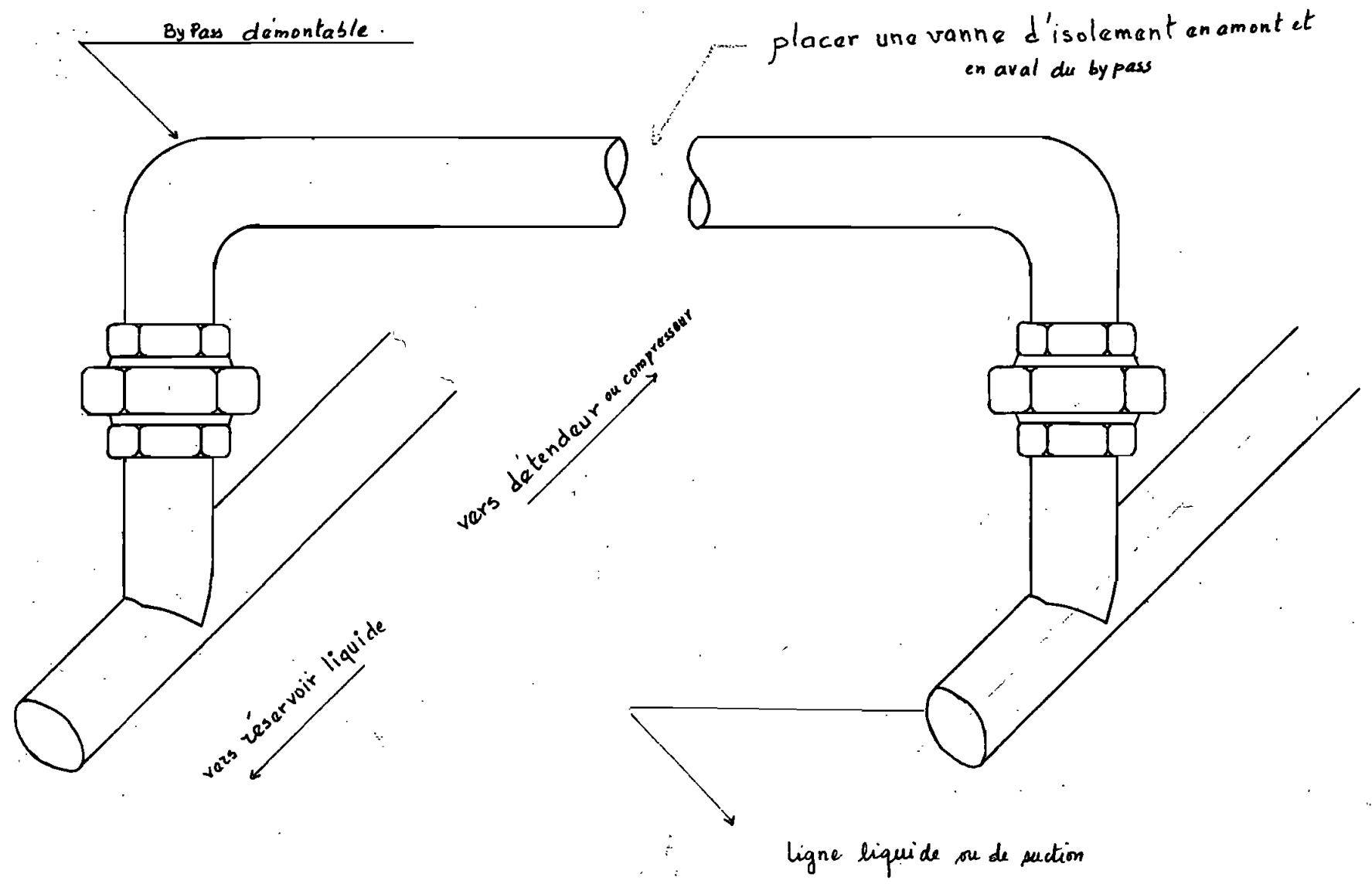
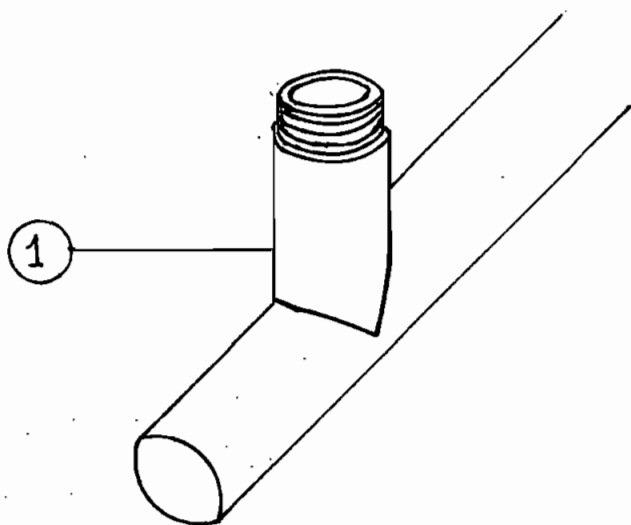
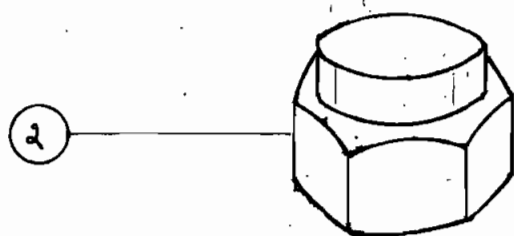


Fig n° 18



|    |                         |
|----|-------------------------|
| 2. | bouchon femelle taraudé |
| 1  | raccord TE EGAL fileté  |

ORIFICE DU BYPASS D'UNE LIGNE D'ASPIRATION (OU LIQUIDE)  
FERME PAR BOUCHON EN FONCTIONNEMENT NORMAL

Fig n° 19