

12/78

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

UNIVERSITE D'ALGER

Ecole Nationale Polytechnique

Département de Mécanique

1es

PROJET DE FIN D'ETUDES

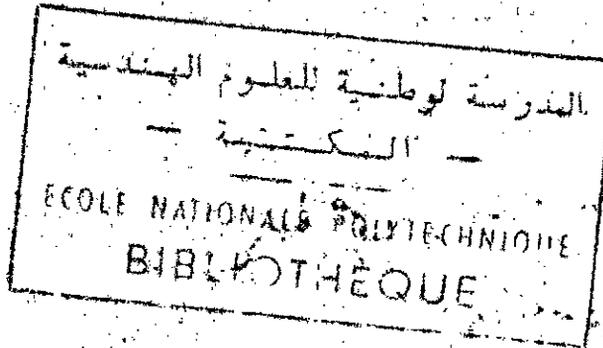
**ETUDE D'UN CONDENSEUR
de 168 MW**

présenté par :

SAADI Shadi
KROUCHI Mouloud

proposé par :

SONELGAZ



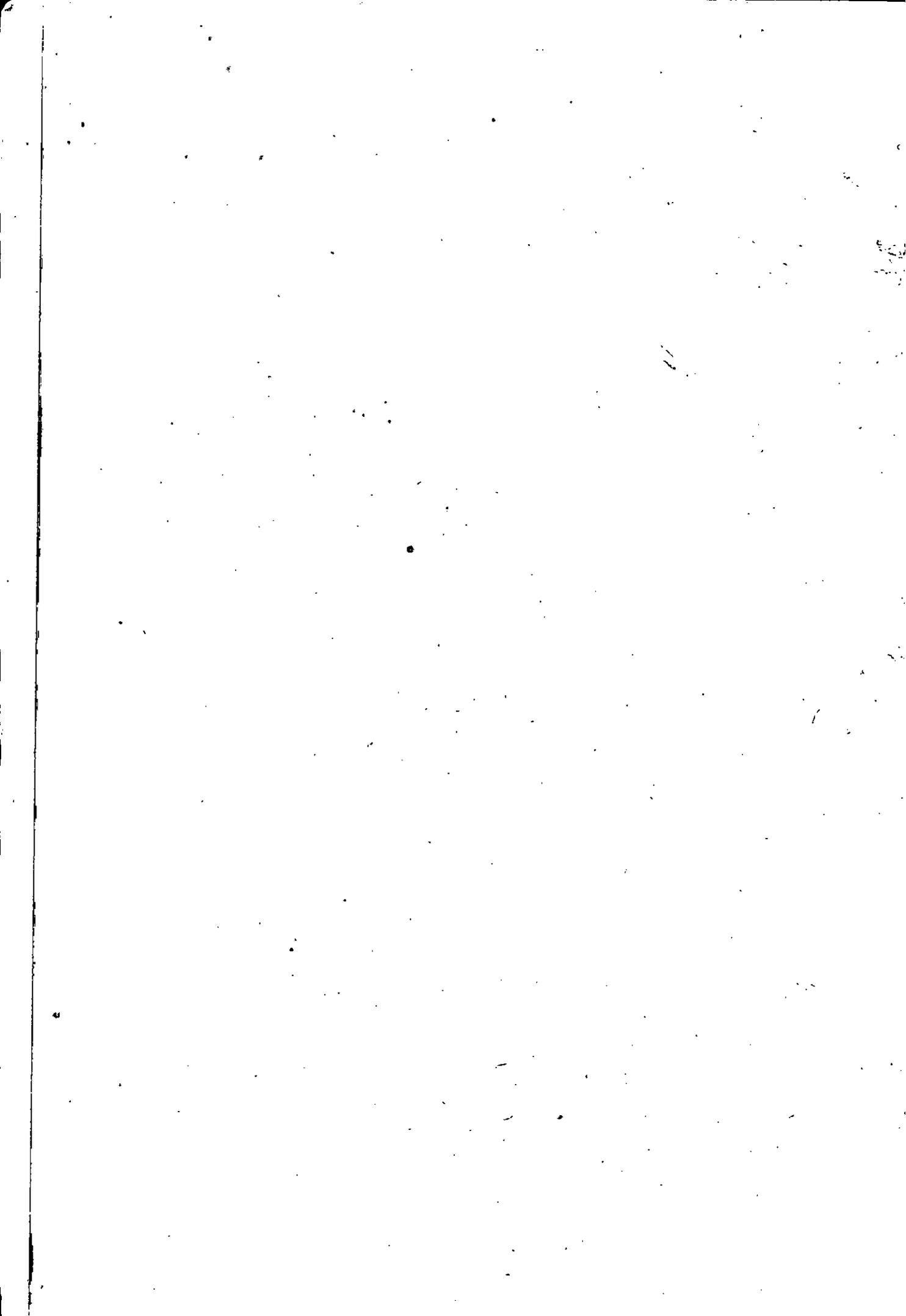
suivi par :

M^r C. MORZELLE

et

M^r Y. BOUSSARD

Juin 1978



A NOS PARENTS

Nous remercions particulièrement

Monsieur

CLAUDE MORZELLE

Ingenieur à SONELGAZ pour son aide efficace , sa compréhension
et tous les conseils précieux qu'il n'a pas cessé de nous
prodiguer afin de mener à bien notre travail

.....

Nous remercions également :

Notre promoteur : Mr YVES BOUSSARD

ainsi que tous les professeurs qui ^{ont} contribue à notre formation

.....

Nos Remerciements vont aussi à :

M^r LUACHEL directeur du département d'Engineering à SONELGAZ .

M^r BELHUS chef du département (K.D.M) à SONELGAZ .

M^r RADJOUR chef de services moyens (K .D.R) à SONELGAZ .

qui ont été à l'origine de notre projet .

ainsi qu'à :

M^r CZARNOV KI

et

M^r SHNEIDER

ingénieurs à SONELGAZ pour l'aide effective
qu'ils nous ont apporté .

* * * * *

TABLE DES MATIERES

Introduction

__Chapitre 1__

GENERALITES

1.1	Definition et role du condenseur.....	1
1.2	Types de condenseurs	1
1.2.1	Condenseur par melange	
1.2.2	Condenseur par surface	
1.3	Circuit eau-vapeur.....	3
1.4	Traitement et conditionnement de l'eau du circuit eau-vapeur	4
1.5	Fluide refrigerant	5

__Chapitre -2-__

ETUDE THEORIE DE D'UN CONDENSEUR PAR SURFACE

2.1	Notions fondamentales de la condensation	6
2.2	Types de condensation	6
2.3	Utilite du condenseur	7
2.4	Vide et pression de vapeur dans le condenseur	10
2.5	Coefficient de transfert	12
2.5.1	Methode pratique standard de "Heat Exchange-Institute" (H.E.I)	
2.5.2	Methode theorique	
2.6	Calcul du condenseur	23
2.6.1	Avec le coefficient pratique de (H.E.I)	
2.6.2	Avec le coefficient theorique	
2.6.3	Choix du materiel des tubes	
2.7	Circuit d'eau de circulation	27
2.7.1	Coefficients de perte de charge	28
	-Coefficients de pertes lineaires	
2.7.2	-Coefficients de pertes singulieres	
2.7.2	Pertes de charge dans les conduites.....	31
	-Dans les conduites d'amenée	
	-Dans les conduites de rejet	

3.7.3 Pertes de charge dans le condenseur	33
- Par la methode (H.E.I)	
-Par la methode theorique	

-Chapitre - 3-

TECHNOLOGIE DES ELEMENTS PRINCIPAUX DU CONDENSEUR

3.1 Calcul des vibrations et determination du nombre de - plaques intermediaires	36
3.2 Faisceau tubulaire et dimensions	38
3.3 Plaques tubulaires et intermediaires	39
3.4 Montage des tubes	41
3.5 Dimensionnement du condenseur	42
3.6 Calcul de l'enveloppe	47
3.7 Dimensionnement des boites a eau	53
3.8 Calcul du puits	61
3.9 Suspension du condenseur	63
3.10 Effets de fond	66

-Chapitre -4-

APPAREILLAGES ANNEXES

4.1 Dispositifs de contournement de vapeur	71
4.2 Circuit d'extraction des incondensables	72
4.3 Pompe de circulation	76
4.4 Pompe d'extraction	80
4.5 Circuit de retour des purges	81
4.6 Circuit d'injection d'eau d'appoint	81
4.7 Traitement de l'eau de circulation	81
4.8 Dispositif de nettoyage continu	82
4.9 Vannes d'isolement du condenseur	82

INTRODUCTION

: ////////////////////////////////// :

La centrale thermique est une source importante d'énergie électrique . Elle fonctionne suivant un cycle thermodynamique dont le rendement dépend particulièrement de la température de la source froide qui est représentée par le condenseur devenant ainsi un organe essentiel dans la centrale .

Notre projet porte sur l'étude d'un condenseur par surface refroidi à l'eau de mer similaire à ceux de la centrale thermique de MARS_EL-HADJADJ composée de trois tranches de puissance totale de 3×68 MW .

La réalisation d'un condenseur sort du cadre d'un projet de fin d'études, travail réservé par ailleurs à des bureaux d'études spécialisés , ainsi nous n'avons pas la prétention d'étudier le condenseur dans ses moindres détails , d'une façon rigoureuse, néanmoins nous essayerons d'apporter une solution technologique aux problèmes principaux posés par la construction de ce dernier.

::::::::::::::::::::::::::::

CHAPITRE - 1 -

- GENERALITES -

1.1. - DEFINITION ET ROLE DU CONDENSEUR /

Le condenseur et son ensemble représentent une partie importante dans une Centrale Thermique. Son but principal est de recueillir la vapeur sortant de l'étage basse pression de la turbine en fin de détente, pour la condenser. Il fixe la température de la source froide qui intervient dans le rendement thermodynamique du cycle de la centrale. Le condenseur reçoit également :

- Dans certaines conditions de marche la vapeur provenant directement du générateur de vapeur.
- En marche normale, les condensats provenant des rechauffeurs basse pression ainsi que l'eau de la vapeur des purges de divers matériels.

Le condenseur sert de point d'extraction des gaz partiellement incondensables du circuit eau - vapeur et joue aussi le rôle de réserve d'eau de la tranche.

1.2. - TYPES DE CONDENSEURS :

On distingue essentiellement deux types de condenseurs

1.2.1. - Condenseur par Mélange :

Dans un condenseur par mélange, la vapeur récupérée après détente dans la turbine et l'eau de refroidissement sont en contact direct. Le principe du condenseur par mélange est simple, l'eau de réfrigération est introduite dans le condenseur où elle est pulvérisée le plus finement possible à travers des pulverisateurs, elle rencontre la vapeur à condenser soit à équicourant soit à contre-courant et le mélange des deux fluides assure la condensation en provoquant

Le réchauffage de l'eau - comme, en général, les condenseurs fonctionnent sous un vide partiel, un système extracteur d'air est indispensable. Le débit d'eau de refroidissement nécessaire, connaissant le débit de vapeur à condenser est donné par la formule :

$$Q_e = Q_v \frac{(H_v - H_c)}{(H_c - H_e)} \quad \text{où :}$$

- Q_e : Débit d'eau de refroidissement
 H_e : Enthalpie de cette eau à la température T_e
 Q_v : Débit de vapeur à condenser
 H_v : Enthalpie de cette vapeur à la température T_v
 H_c : Enthalpie du condensat. à la température T_c
 avec :
 T_e : Température d'entrée de l'eau de refroidissement
 T_v : Température d'échappement de la vapeur .
 T_c : Température du condensat.

On s'aperçoit que les condenseurs par mélange sont simples mais nécessitent une eau de refroidissement de même qualité que celle du circuit eau-vapeur .

1.2.2. CONDENSEUR PAR SURFACE :

Dans un condenseur par surface, la vapeur s'échappent de la turbine après détente dans le corps basse - pression se condense, par échange thermique, lorsqu'elle est ^{en} contact avec des tubes dans lesquels circule l'eau de refroidissement ou eau de circulation qui peut être prise dans une rivière avec un débit suffisant pour la condensation, dans un lac ou à la mer.

Un condenseur par surface comprend essentiellement (voit fig . 1) ;

- Un corps ou enveloppe en acier .

..../...

CONDENSEUR PAR SURFACE

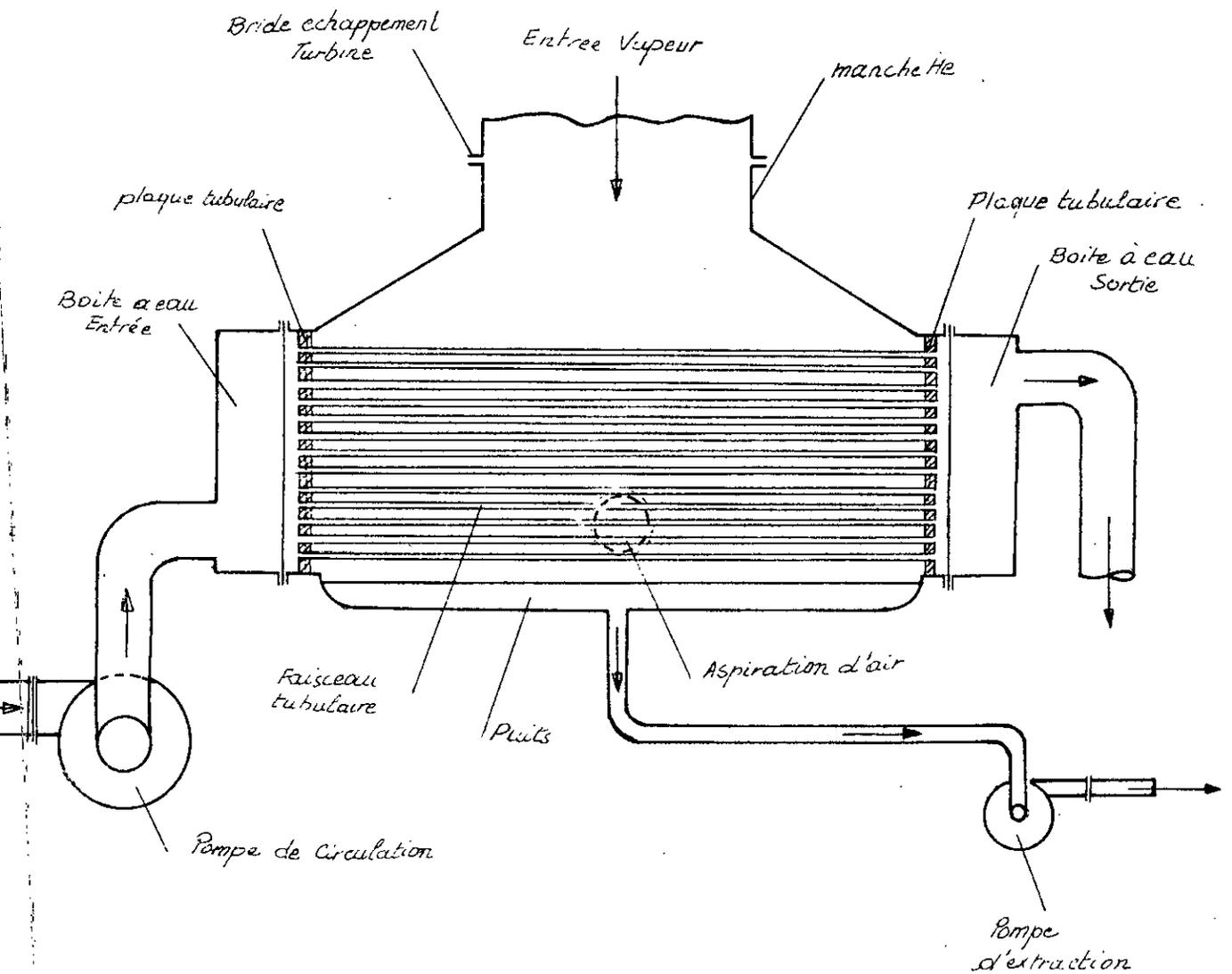


fig. 1

- Une ou deux plaques tubulaires à chaque extrémité des tubes .
- plusieurs plaques intermédiaires ou plaques supports
- une ou plusieurs boîtes à eau à l'entrée et à la sortie
- une manchette en acier pour le raccordement du condenseur à la bride d'échappement de la turbine .
- ^{Un puits} le condenseur est doté également de divers appareillages. Suivant sa disposition par rapport à l'axe du groupe turbo-alternateur et son mode de réalisation un condenseur peut être :
 - installé perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de la turbine
 - situé directement sous le corps B.P. de la turbine ou en autant d'éléments qu'il existe de corps B.P.
 - Monté souple sur ressorts ou ancré dans le radier du massif .
 - Raccordé de façon continue et rigide (liaison rigide) à la manchette d'échappement turbine, ou relié à celle - ci par un dispositif permettant une certaine désolidarisation entre condenseur et turbine (liaison souple) suivant la manière dont l'eau de circulation parcourt les tubes , le condenseur peut être à un ou plusieurs parcours.

1.3. - CIRCUIT EAU - VAPEUR / (voir fig.2.)

Le groupe évaporatoire produit de la vapeur surchauffée qui se détend dans un premier temps dans le corps haute -pression, après resurchauffe cette vapeur continue sa détente dans le corps moyenne pression, puis finalement dans le corps basse pression, après quoi elle est admise au condenseur qui la transforme en eau par échange thermique; LE condensat qui en résulte sera aspiré du puits par les pompes d'extraction, qui après passage dans les réchauffeurs B.P. , le refoulent vers le degazeur.

L'Eau dégazée s'introduit dans le bache alimentaire située en hauteur dans la centrale afin d'assurer la marche normale des pompes alimentaires qui refoulent cette eau, après passage dans les réchauffeurs H.P. dans le groupe évaporatoire . Les différents condensats recueillis dans les réchauffeurs BP et HP, ~~provenant des soutirages sont conduits vers le puits du~~ condenseur qui conserve un niveau d'eau constant

1.4. - TRAITEMENT ET CONDITIONNEMENT DE L'EAU DU CIRCUIT EAU -VAPEUR - :

L'Eau utilisée pour produire de la vapeur dans la centrale est chimiquement traitée pour éviter les incrustations, les corrosions et les dépôts de silice. Le phénomène d'entartrage consiste en un dépôt de sels, surtout de calcium à l'intérieur des tubes. La solubilité de ces sels décroît quand la température s'élève et se manifeste par des dépôts qui diminuent l'échange thermique local du métal. D'autres corps existent à l'état dissous dans les eaux naturelles, par exemple la silice qui entraînée hors de la chaudière se dépose sur les ailettes de la turbine (phénomène de "primage"). Il y a aussi le phénomène de corrosion dû à la présence d'acides, de bases ou d'oxygène qui doivent être éliminés. Le PH de l'eau doit être de 9 environ, valeur pour laquelle l'attaque est faible.

Les impuretés que peut contenir l'eau de chaudière s'accumulent dans le ballon, aussi effectue-t-on à ce niveau une purge continue représentant 1 à 3 % du débit vaporisé.

Le traitement des eaux se divise en trois étapes

a - Epuraton de l'eau d'appoint :

On cherche à obtenir une eau chimiquement pure et exempte de tout sel y compris la silice, on pratique :

- un traitement à la chaux pour précipiter certains sels
- une floculation : épuration physique consistant à agglomérer les boues et les sels qui se posent en gros flocons dans un décanteur et puis filtrés.
- une neutralisation de l'eau par élimination des groupes de cations et anions par une bipermutation qui consiste à faire passer l'eau sur des lits de résine échangeurs d'ions H^+ et OH^- .

b - Elevation du PH .

Avec un PH de 7 l'eau est corrosive envers l'acier, de ce fait on élève le PH jusqu'à 9 environ par addition de phosphates disodiques et trisodiques ainsi que de la morpholine et de l'hydrazine (On a finalement retiré les sels insolubles mais on a ajouté des sels beaucoup plus solubles à haute température).

c - Degazage:

On sépare l'eau de l'oxygène qu'elle aurait pu absorber dans les zones à pression faible. Ce degazage s'effectue à l'intérieur du condenseur par l'extraction de l'air.

1.5. - FLUIDE REFRIGERANT :

Le fluide réfrigérant est l'eau qui assure la condensation de la vapeur circulant autour des tubes, par échange thermique. On distingue deux modes de refroidissement :

a - Refroidissement à circuit fermé : lorsque la source d'eau ne peut pas assurer un débit nécessaire à la condensation totale de la vapeur, on recycle l'eau de refroidissement en la faisant circuler en circuit fermé, on est amené par conséquent à refroidir celle-ci dans des réfrigérants atmosphériques.

b - Refroidissement à circuit ouvert :

Dans le cas des tranches nécessitant de gros débits d'eau de refroidissement, celle-ci ne peut être prise que dans certaines rivières, lacs ou à la mer.

Le circuit est dit ouvert lorsque l'eau est rejetée après avoir servi à la condensation.

Dans notre cas, comme la centrale se situe en bordure de mer l'eau de refroidissement, avec un débit de $7 \text{ m}^3 / \text{S}$ est prise à la mer.

- ETUDE THEORIQUE D'UN CONDENSEUR PAR SURFACE -

2.1. - Notions Fondamentales de Condensation.

Lorsqu'une vapeur pure surchauffée est en contact avec une paroi, si la température à la surface ^{de} cette paroi est inférieure à la température de saturation de la vapeur, il se produit une condensation. Pour mieux comprendre ce Phénomène introduisons l'exemple suivant :

Faisons bouillir de l'eau à la pression atmosphérique dans un tube chauffé au bain marie (voir Fig . 3 . a .) conduisons la vapeur dans un ballon plongé dans un bassin d'eau froide , la vapeur se condense et cette condensation produit une certaine depression . On constate que cette depression est importante si l'eau du bassin est froide, faible si l'eau du bassin est chaude, et s'annule si l'eau du bassin se rapproche de la température de 100 °C, dans ce cas la condensation s'arrete.

La condensation est le phénomène inverse de l'évaporation l'énergie fournie pour évaporer une certaine quantité d'eau est libérée lors de la condensation de cette même quantité (fig 3b)

2.2. - TYPES DE CONDENSATION :

On distingue trois types de condensations.

a - Par film (la plus rencontrée)

Si l'on fait circuler de l'eau froide dans des tubes, et de la vapeur saturée autour de ces tubes (principe d'un condenseur par surface) un film plus ou moins épais recouvre la surface extérieure, s'écoule sur la périphérie du tube en s'élargissant sur l'arc inférieur pour tomber finalement sur le tube situé plus bas. (fig.3C)

La condensation par film s'obtient toujours avec une vapeur propre se condensant sur des surfaces propres.

Fig. 3a

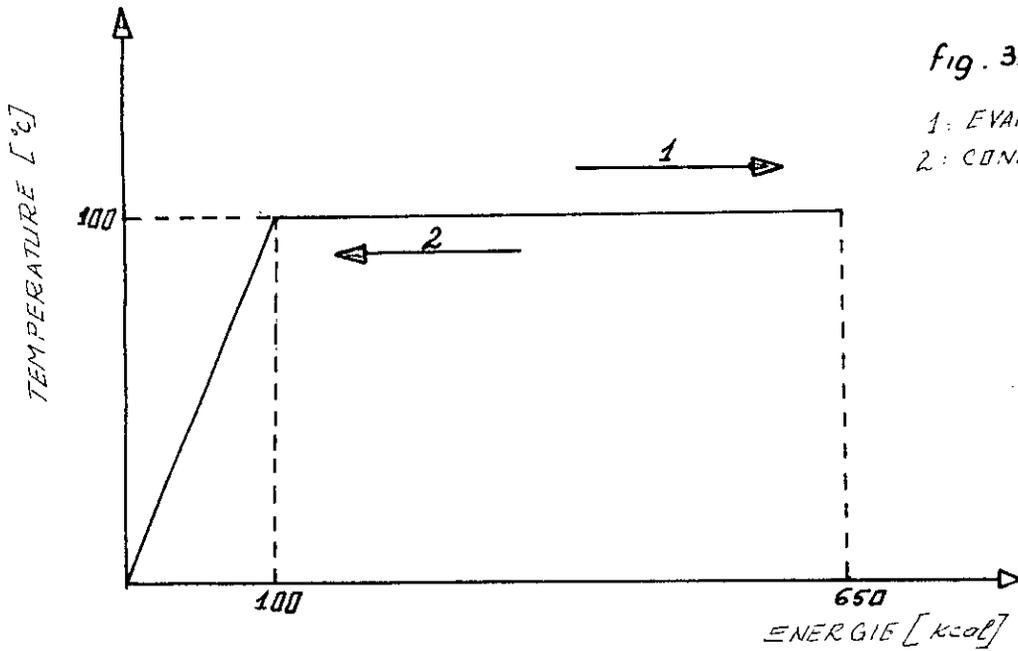
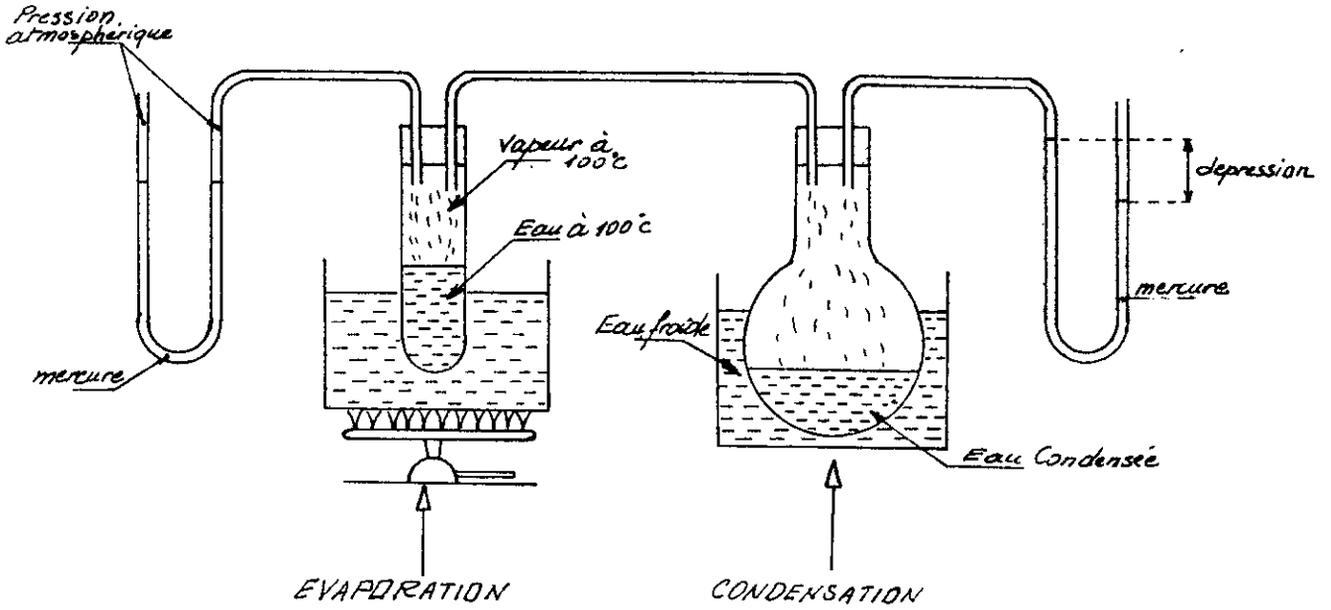
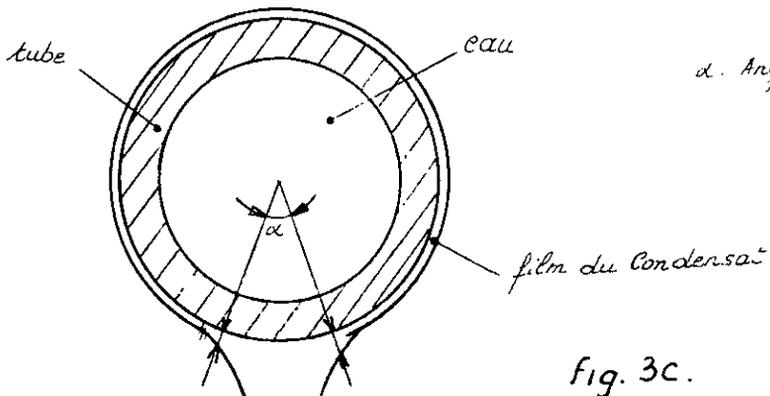


Fig. 3b.

- 1: EVAPORATION.
- 2: CONDENSATION.



α . Angle d'élargissement du film

Fig. 3c.

Que ces dernières soient rugueuses ou lisses, sans tenir compte de la présence de gaz simples non condensables. L'expérience montre que la température du film de condensat est légèrement inférieure à la température de saturation de la vapeur (de l'ordre de 0,5 à 1° C) .

b - Par gouttes :

Dans ce type de condensation, de fines gouttelettes apparaissent, glissent sur la surface et s'unissent en gouttes plus grosses pour tomber sous l'effet de la gravité .

La condensation ^{en gouttes s'obtient lorsque la surface de condensation} est recouverte d'un agent convenable évitant qu'elle condensat ne vienne mouiller la surface de condensation.

Ce phénomène est mal connu mais il est plus efficace que la condensation par film .

c - Mixte :

La condensation mixte de la vapeur d'eau s'obtient lorsqu'il se produit sur une partie de la surface une condensation en gouttes (et sur ~~une partie de la surface une condensation en gouttes~~) et sur une partie une condensation en film

NOTE : Dans le cas de notre condenseur avec tubes horizontaux, on considère que la condensation se fait par film .

2.3. - UTILISE DU CONDENSEUR :

Pour montrer l'utilité d'un condenseur comme organe essentiel dans une centrale thermique prenons l'exemple suivant :

On considère qu'une tranche de production comprend essentiellement un générateur de vapeur et un turbo - alternateur .

On suppose que :

- La turbine est sans resurchauffe et ne possède pas de soutirages de vapeur

- Les caractéristiques de la vapeur surchauffée sont :

$$T_s = 560 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_s = 160 \text{ bars}$$

...../.....

l'enthalpie H_s de cette vapeur, tirée du diagramme de mollier vaut :
 $H_s = 3465 \text{ KJ / Kg}$

Après cette simplification évaluons le rendement du cycle pour les cas ou :

- a) La centrale est dotée d'un condenseur
- b) La centrale fonctionne sans condenseur .

a) Turbine avec condenseur :

On considère que la vapeur surchauffée détendue dans la turbine est admise dans le condenseur ou regne un certain vide correspondant à la température d'échappement de la vapeur T_v .
si $T_v = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

l'enthalpie H_v de cette vapeur est alors de 2565 KJ/KG .

La quantité de chaleur transformée en énergie mécanique dans la turbine est :

$$H_s - H_v = 3465 - 2565 = 900 \text{ KJ/KG} .$$

La vapeur condensée est utilisée comme eau d'alimentation de la chaudière . Soit T_c la température de cette eau et H_c son enthalpie .

$$T_c = 34,5 \text{ }^\circ\text{C} \text{ alors } H_c = 144,4 \text{ KJ / Kg}$$

La quantité de chaleur nécessaire pour transformer cette eau en vapeur est de :

$$H_s - H_c = 3465 - 144,4 = 3321 \text{ KJ / Kg}$$

Par définition le rendement du cycle est :

$$\eta_c = \frac{H_s - H_v}{H_s - H_c} = \frac{900}{3321} = 27 \%$$

b) Turbine sans condenseur :

Dans ce cas la vapeur après détente dans la turbine s'échappe librement à l'atmosphère c'est à dire à la pression atmosphérique avec une température T_v' de l'ordre de 100°C , soit H_v' l'enthalpie de cette vapeur, puisque $T_v' = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ donc $H_v' = 2675 \text{ KJ/KG}$

.../...

Donc la quantité de chaleur transformée en énergie mécanique dans la turbine est :

$$H_s - H_v' = 3465 - 2675 = 790 \text{ KJ/ Kg}$$

En supposant que l'eau utilisée pour l'alimentation de la chaudière a les mêmes caractéristiques T_e et H_c que celle condensée dans le cas (a)

$$\text{soit } T_e = 34,5^\circ \text{ C et } H_c = 144,40 \text{ KJ / Kg}$$

La quantité de chaleur nécessaire pour transformer cette eau en vapeur surchauffée est la même que précédemment $H_s - H_c = 3321 \text{ KJ/Kg}$

Donc le rendement du cycle est :

$$\eta_c = \frac{H_s - H_v'}{H_s - H_c} = \frac{790}{3321} = 23,7 \%$$

Après comparaison de ces rendements, apparaît l'utilité évidente de l'utilisation d'un condenseur dans une centrale puisqu'il participe à l'amélioration du rendement d'une valeur de 4 % tout en permettant la récupération de la vapeur condensée qui est recyclée .

2.4. - VIDE ET PRESSION DE VAPEUR DANS LE CONDENSEUR :

On sait que :

" Quand un liquide et sa vapeur, par exemple l'eau et la vapeur d'eau, sont en contact dans un réservoir quelconque, les températures de l'eau et de la vapeur sont les mêmes, à une pression de vapeur correspond une température bien définie et à une température de l'eau ^{ou} de la vapeur correspond une pression bien définie . "

En se référant aux valeurs du (tableau 1.) on constate que plus la pression de vapeur est faible plus la température est basse

Le condenseur représente la source froide dans le cycle thermodynamique de la centrale . L'Énoncé du deuxième principe de la thermodynamique par CARNOT dit :

" Pour produire du travail un système décrivant un cycle fermé doit recevoir de la chaleur d'une source chaude et en restituer à une source froide " .

Le rendement du cycle est donné par la formule

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

T_2 : Température de la source froide, fixée par le condenseur

T_1 : Température de la source chaude

On voit que pour augmenter le rendement η_c Il faut diminuer T_2 par conséquent pousser le vide dans le condenseur

Tableau.1.

Temperature (en degrés C)	Pression de la vapeur d'eau saturée	
	en bar	en mm de colonne de mercure
0	0,006	4,4
5	0,009	6,6
10	0,013	9,6
15	0,017	12,5
20	0,024	17,7
25	0,032	22,4
30	0,043	31,6
35	0,057	42,0
40	0,075	55,2
45	0,098	72,1
50	0,126	92,7
55	0,160	117,8
60	0,203	149,4
65	0,255	187,7
70	0,318	234,0
75	0,393	289,2
80	0,483	355,3
85	0,589	433,5
90	0,715	526,2
95	0,862	634,4
100	1,033	760,0

Dans le condenseur la pression totale P_t est égale à la somme des pressions partielles de la vapeur P_v et de l'air P_a

$$P_t = P_v + P_a$$

La vapeur avec l'air qu'elle contient passe dans le faisceau tubulaire à une vitesse peu élevée, la perte de charge est donc faible on peut ainsi considérer que la pression totale P_t est sensiblement la même en tout point du condenseur $P_t = Cste$.

La température n'est pas uniforme dans le condenseur du fait que la température de l'eau de circulation varie pendant son parcours à l'intérieur des tubes composant le faisceau.

La vapeur a sa pression partielle ^{maximale} P_{vM} au point du condenseur où la température T_M est maximale et sa pression minimale P_{vM} au point où la température T_m est minimale. Comme la pression partielle varie d'un point à un autre du condenseur la pression de l'air est :

- Maximale et égale à P_{aM} au point le plus froid
- Minimale et égale à p_{am} au point le plus chaud

$$P_t = P_{vM} + P_{aM}$$

$$P_t = P_{vm} + P_{aM}$$

Pour cette raison l'extraction de l'air se fera au point le plus froid du condenseur.

- Données pour le calcul de la surface d'échange d'un condenseur de 168 MW refroidi à l'eau de mer.

- Débit de vapeur à condenseur Q_v

$$Q_v = 360 \text{ t / h}$$

- Température de la vapeur dans le condenseur T_v

$$T_v = 35 \text{ ° C}$$

- Température du condensat T_c

$$\text{on prend } T_c = T_v - 0,5 \text{ ° C} = 34,5 \text{ ° C}$$

• Température d'entrée de l'eau de refroidissement $T_e = 15 \text{ ° C}$

.../...

- Temperature de sortie de l'eau de refroidissement T_s . On admet un
echauffement de l'eau de refroidissement de 8°C , donc $T_s = 15 + 8 = 23^\circ\text{C}$

On se propose de déterminer la surface d'échange nécessaire à la condensation
de la vapeur pour trois matériaux parmi lesquels on choisira celui qui
repond ^{le mieux} aux conditions de fonctionnement du condenseur, soit :

- Cupro - Nickel (70. 30)
- Laito, Amirauté
- Titane

Le diamètre des tubes repondant à la normalisation 18 B.W.G. vaut
 $7/8$ inch soit 22,23 mm.

- On admet une vitesse de circulation de l'eau dans les tubes de 2 m/s
2 m/s

2.5 - COEFFICIENT DE TRANSFERT /

La valeur du coefficient de transfert de chaleur est déterminante pour
le dimensionnement de la surface d'échange nécessaire pour la condensation
totale de la vapeur. Ce coefficient dépend essentiellement :

- Du matériau et de l'épaisseur des tubes
- De la température et de la vitesse de l'eau de circulation.

On peut déterminer ce coefficient par deux méthodes :

- En relevant sa valeur sur des courbes proposées par Heat exchange
institute " (H.E.I.), réalisées à base de résultats expérimentaux sur des
condenseurs réels
- Ou en le calculant de façon théorique en tenant compte des conditions
d'échange de chaleur dans le condenseur

2.5.1. - Calcul du coefficient de transfert K suivant la méthode (H.E.I.)

Le coefficient de transfert global K s'obtient de la façon suivante

$$K = C_t \cdot C_s \cdot U \cdot \sqrt{V} \cdot C_m$$

$$\text{posons } K' = C_m \cdot U \cdot \sqrt{V}$$

..../....

Ct : Coefficient de correction de temperature

Cs : Coefficient de salissure $0,75 \leq Cs \leq 0,95$

Cm : Coefficient de correction dependant de l'epaisseur du metal

V : Vitesse de circulation de l'eau de refroidissement

Le coefficient K' est directement relevé sur les courbes de (H.E.I.)

Note : Pour passer d'un materieu à un autre on tient compte d'un coefficient de correction de metal

a.) Determination de K pour le laiton amirauté

$K' = 675 \text{ BTU/H} \cdot \text{Ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ (Voir courbe SF2. b)

$K' = 3296,8 \text{ Kcal / M}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

$Cs \approx 0,85$

Ct est donné par la courbe (SF2. a)

$Ct = 0,92$

Le coefficient global sera égal à

$K = 0,92 \cdot 0,85 \cdot 3296,8$

$K = 2578 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

b.) Determination de K pour le cupro - Nickel (70.30) sachant qu'on utilise des tubes de même diametre que pour le laiton amirauté, travaillant dans les mêmes conditions pour obtenir le coefficient de transfert du cupro - Nickel, on multiplie celui du laiton amirauté par un coefficient de correction du metal Cr donné par des tables (HEI) dans notre cas $Cr = 0,83$

Finalement K aura pour valeur

$K = 2578 \cdot 0,83$

$K = 2139,74 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

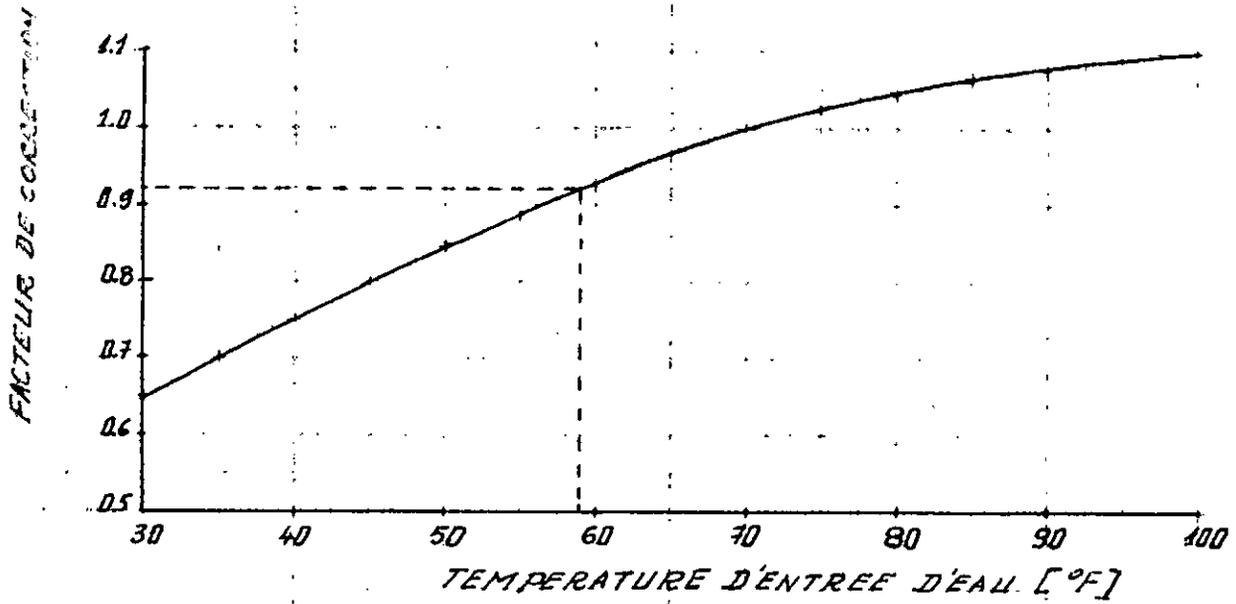
2.5.2. - DETERMINATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT PAR LA METHODE

THEORIQUE :

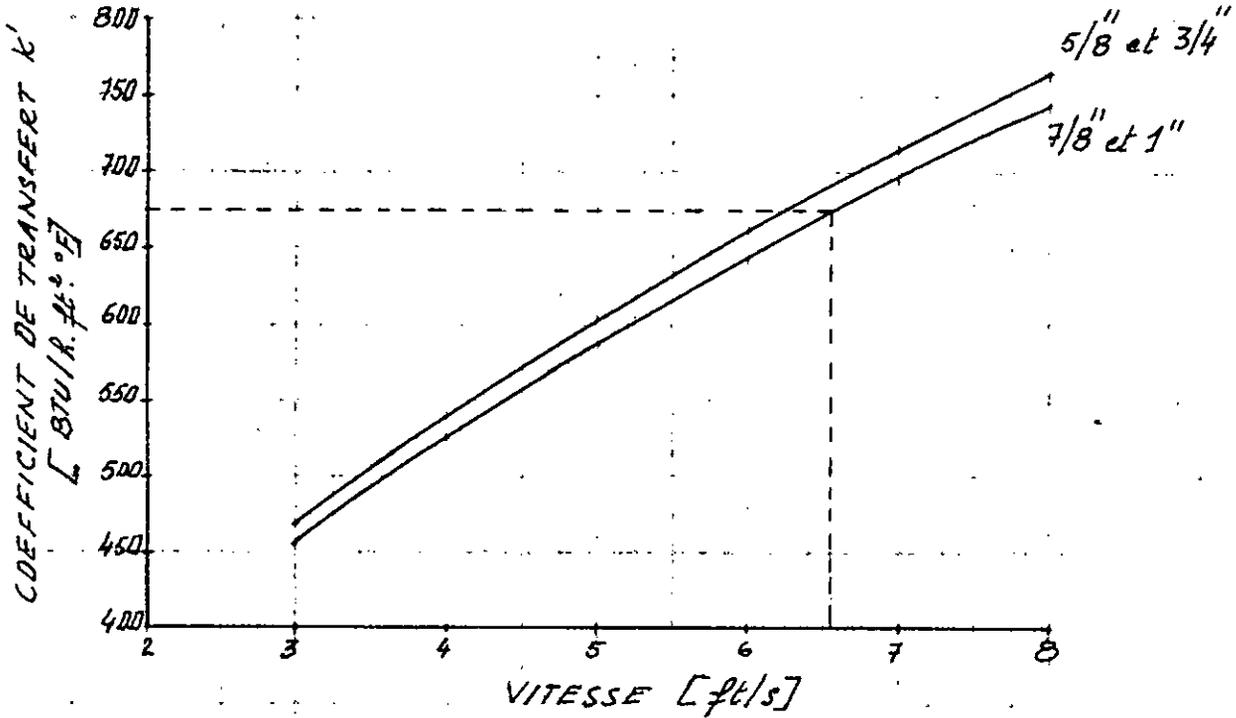
On se propose de calculer le coefficient de transfert pour trois materiaux dont on donne quelques caracteristiques . . . / . . .

(Courb. SFEa)

FACTEUR DE CORRECTION DE TEMPERATURE



(Courbe SFE.b) COEFFICIENT DE TRANSFERT k'



N.B.: La Valeur de k' est basée sur $C_m \sqrt{v}$ et des tubes nouveaux et propres.

a) - Laiton amirauté :

- Composition Chimique.

Cuivre : 70 à 73 %

Etain : 0,9 à 1,2 %

Plomb : 0,00075 %

Fer : 0,06% 0,7

Zinc : 26 à 29 %

Antimoine: 0,02 à 0,1 %

- Module d'elasticite longitudinale

$$E = 10546,5 \text{ Kgf /mm}^2 = 1,0346 \cdot 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- Densite

$$\rho = 8,53 \text{ g / cm}^3$$

b) Cupro Nickel (70 ' 30)

- Composition Chimique

Etain / 1,5 %

Nickel : 29 - 33 %

Plomb : 0,05 %

Fer : 0,6 %

Zinc : 1 %

Magnesium : 1 %

Cuivre : 70 %

- Module de Young

$$E = 1,5174 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

- Densité

$$\rho = 8,94 \text{ g / cm}^3$$

c) Titane

- Module de Young $E = 1,0346 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$

- Densité $\rho = 4,5 \text{ g / cm}^3$

.../...

Le coefficient de transfert global K, dans un condenseur par surface composé de tubes horizontaux où l'eau de refroidissement circule à l'intérieur des tubes est donné par la formule suivante :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_v} + \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{h_e} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$$

d_1 (mm) : diamètre intérieur des tubes

d_2 (mm) : diamètre extérieur des tubes

h_v (kcal/m² H° C) : coefficient de transfert théorique par convection paroi externe vapeur

h_e (kcal /m² H° C) : Coefficient de transfert théorique par convection paroi interne eau de refroidissement

λ (kcal /m H° C) : Coefficient de conductibilité thermique du métal

Note : Il est remarquer que h_e et h_v sont communs aux différents matériaux .

a) Calcul de h_v :

La plupart des auteurs donnent pour valeur du coefficient de transfert d'une vapeur saturée pure sur des tubes horizontaux

$$h_v = 0,725 \left[\frac{\lambda_f^3 \cdot H_v \cdot \rho_f^2 \cdot g}{d_2 \cdot \mu_f \cdot \Delta t} \right]$$

avec :

d_2 : (m) : diamètre extérieur du tube

g : (m/s²) accélération de la pesanteur

H_v : (kcal /Kg) : Enthalpie de la vapeur

μ_f : (Kg /h.m) viscosité dynamique du film du condensat à la température du film

λ_f : (kcal /h.m.c) : Conductibilité thermique du condensat à la température du film.

.../...

ρ_f : (Kg / m³) : densité du film du condensat

D'après Mac Adams la température de la surface de condensation est légèrement inférieure à celle du film de condensat . ses expériences donnent

$$T_c = T_v - \frac{3}{4} \Delta T$$

d'où
$$\Delta T = \frac{4}{3} (T_v - T_c)$$

Si l'on désigne par :

T_{p1} : Température de la paroi interne du tube

T_{p2} : Température de la surface de condensation (de la paroi externe du tube).

Nous avons
$$\Delta T = T_v - T_{p2}$$

T_v : température de la vapeur saturée pure

T_c : Température du film du condensat

$$T_c = T_v - (0,4 \text{ à } 0,6 \text{ } ^\circ\text{C})$$

Pour ce qui va suivre on considère que :

$$T_c = T_v - 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_v = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ d'où } T_c = 34,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ainsi nous pouvons déterminer ΔT

$$\Delta T = \frac{4}{3} (T_v - T_c) = \frac{4}{3} (0,5 \text{ } ^\circ\text{C}) = 0,66 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } T_{p2} = T_v - \Delta T = 35 - 0,66 = 34,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

μ_f et ρ_f successivement viscosité dynamique et densité du film de condensat relevés pour la température du film

$$\mu_f = 0,7249 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}} = 2,61 \frac{\text{Kg}}{\text{m.h}}$$

$$\rho_f = 993 \text{ Kg / m}^3$$

λ_f : conductibilité thermique de film donnée, par la formule empirique

$$\lambda_f = 0,4769 (1 + 0,002894 \cdot 34,5) = 0,5245 \text{ Kcal / m h } ^\circ \text{ C}$$

Valeurs numériques :

$$d = 0,0223 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ m / s}$$

$$H_v = 612,76 \text{ Kcal / Kg}$$

$$T_v = 35 ^\circ \text{ C}$$

$$T_{p2} = 34,3 ^\circ \text{ C}$$

$$DT = 0,7 ^\circ \text{ C}$$

$$\mu_f = 2,61 \text{ Kg / m. h}$$

$$\lambda_f = 0,5245 \text{ Kcal / M h } ^\circ \text{ C}$$

$$\rho_f = 993 \text{ Kg / m}^3$$

H_v aura pour valeur :

$$H_v = 0,725 \cdot 10^2 \left[\frac{(0,5245)^3 \cdot (612,76) \cdot (9,93)^2 \cdot (9,81) \cdot (3,6)^2}{0,0223 \cdot 2,61 ; 0,7} \right]^{1/4} \cdot 10^4$$

$$h_v = 5236 \text{ Kcal / M}^2 \text{ h } ^\circ \text{ C}$$

b - calcul de h_e

Pour un écoulement turbulent à l'intérieur de tubes horizontaux, NUSSELT donne la formule suivante :

$$Nu = (Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,4} \cdot 0,023 \quad \text{avec}$$

$$Nu = \frac{h_e \cdot d_1}{\lambda_e} \quad \text{nombre de Nusselt}$$

$$Re = \frac{d_1 \cdot v}{\nu_e} \quad \text{nombre de Reynolds}$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \lambda_e}{\nu_e} \quad \text{nombre de Prandl}$$

$$\frac{h_e \cdot d_1}{\lambda_e} = 0,023 \left[\left(\frac{d_1 \cdot v}{\nu_e} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \lambda_e}{\nu_e} \right)^{0,4} \right]$$

b-1 - Calcul de Re

Cette formule nous permet de calculer h_e pour un écoulement turbulent, vérifions que l'on est dans ce cas, pour cela calculons le nombre de Reynolds de l'écoulement de l'eau de refroidissement à l'intérieur des tubes.

$$Re = \frac{v \cdot d_1}{\nu_e}$$

v (m/s): vitesse d'écoulement de l'eau

d_1 (m): diamètre intérieur des tubes

ν_e (m²/s): viscosité cinématique de l'eau

la valeur de ν_e est relevée pour la température moyenne T_m

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$$

T_e = température d'entrée $T_e = 15$ °C

T_s : température de sortie $T_s = 23$ °C

d'où $T_m = \frac{15 + 23}{2} = 19$ °C

2

Pour $T_m = 19^\circ\text{C}$ La valeur de ν_e vaut $1,04 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Nous avons $V = 2 \text{ m/s}$
 $d_1 = 0,0197 \text{ m}$

$$d'ou \text{ Re} = \frac{2 \cdot 0,0197}{1,04 \cdot 10^{-6}} = 37\,895$$

Le régime turbulent étant défini pour $\text{Re} > 2100$.
On peut donc utiliser la formule de Nusselt.

b- 2 Calcul de Pr.

$$\text{Nous avons } \text{Pr} = \frac{C_p \mu_e}{\lambda_e}$$

C_p = Chaleur spécifique de l'eau de refroidissement
 C_p vaut approximativement $1 \text{ kcal} / \text{kg } ^\circ\text{C}$

λ_e : Coefficient de conductibilité thermique de l'eau à l'intérieur des tubes pour la température moyenne donnée par la formule empirique :

$$\lambda_e = 0,4769 (1 + 0,002894 \cdot 19) = 0,5031 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$$

μ_e = viscosité dynamique de l'eau

$$\mu_e = \rho_e \cdot \nu_e$$

$$\text{Pour } 19^\circ\text{C} \quad \rho_e = 1,025 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu_e = 1,04 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{donc } \mu_e = 1,025 \cdot 1,04 \cdot 10^{-3} = 1,066 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$\lambda_e = 0,5031 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{c} = \frac{0,5031}{3600} \text{ Kcal} / \text{s m}^\circ\text{c}$$

37,8

$$\text{donc } Pr = \frac{1 \cdot 1,066 \cdot 3600 \cdot 10^{-3}}{0,5031} = 7,628$$

finalement on calcule h_e

$$h_e = \frac{\lambda_e}{d_i} (Re)^{0,8} (Pr)^{0,4} \cdot 0,023$$

$$h_e = \frac{0,5031}{0,01974} \cdot 0,023 (37,885)^{0,8} (7,628)^{0,4}$$

$$h_e = 6078 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ H}^\circ\text{c}$$

C - Détermination du coefficient de conductibilité du métal: λ

La valeur du coefficient λ est directement relevée pour la température moyenne T_m de la paroi du tube.

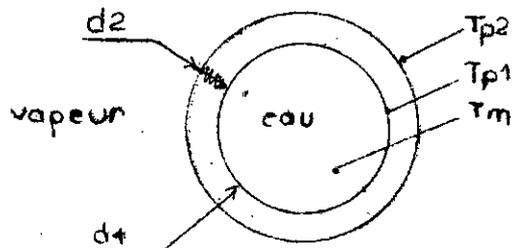
$$T_m = \frac{T_{p1} + T_{p2}}{2}$$

T_{p1} : température de la paroi interne du tube

T_{p2} : Température de la paroi externe du tube

$$T_{p2} = T_v - \Delta T = 35 - 0,66 = 34,3^\circ\text{C}$$

Calculons T_{p1} ; pour cela considérons une section de tube



Le transfert de chaleur s'effectue comme suit :

par convection entre l'eau à la température T_m et la paroi interne à la température T_{p1} , le flux spécifique

$$\varphi = h_e (T_{p1} - T_m)$$

- Par conduction dans le métal
- Par convection entre la paroi externe et la vapeur

$$\varphi = h_v (T_v - T_{p2})$$

$$h_e (T_{p1} - T_m) = h_v (T_v - T_{p2})$$

$$\text{donc } T_{p1} = \frac{h_v(T_v - T_{p2})}{h_e} + T_m$$

$$h_v = 5236 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

$$h_e = 6078 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

$$T_v = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{p2} = 34,3^\circ\text{C}, T_m = 19^\circ\text{C}$$

$$\text{donc } T_{p1} = \frac{5236 (35 - 34,3) + 19 \cdot 6078}{6078} = 19,6^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } T_{mp} = \frac{19,6 + 34,3}{2} = 27^\circ\text{C}$$

Pour cette valeur de température moyenne de la paroi le coefficient λ vaut :

- cupro nickel $\lambda = 25,2 \text{ Kcal /mh}^\circ\text{C}$
- laiton amrauté $\lambda = 93,6 \text{ Kcal /m h}^\circ\text{C}$
- Titane $\lambda = 14,4 \text{ Kcal / m h}^\circ\text{C}$

$d =$ valeur du coefficient de transfert global K

- cupro nickel :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{5236} + \frac{0,0223}{0,0197} \frac{1}{6078} + \frac{0,0223}{2 \cdot 25,2} \cdot \text{Ln} \frac{0,0223}{0,0197}$$

$$\underline{K = 2334 \text{ Kcal /m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}}$$

- Laiton amirauté :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{5236} + \frac{0,0223}{0,0197} \frac{1}{6078} + \frac{0,0223}{2 \cdot 93,6} \cdot \text{Ln} \frac{0,0223}{0,0197}$$

$$\underline{K = 2575 \text{ Kcal /m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}}$$

- Titane :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{5236} + \frac{0,0223}{0,0197} \frac{1}{6078} + \frac{0,0223}{2 \cdot 14,4} \cdot \text{Ln} \frac{0,0223}{0,0197}$$

$$\underline{K = 2129,5 \text{ Kcal/h}^2 \text{ m}^\circ\text{C}}$$

2.6 - Calcul du condenseur

Pour le calcul du condenseur nous utiliserons les résultats obtenus à partir du coefficient de transfert donné par la méthode (H.E.I) parcequ'il repond le plus à la réalité puisque tous les éléments utilisés sont à base d'expériences réalisées sur des condenseurs réels. Cependant à titre de comparaison en déterminera aussi le condenseur à partir du coefficient d'échange théorique

2.6.1. - Avec le coefficient de transfert de H.E.I:

a) flux de chaleur \dot{Q}
 $\dot{Q} = Q_v (H_v - H_e)$ en (KJ/h)

Q_v débit de vapeur - $Q_v = 360$ t/h

H_v Enthalpie de cette vapeur $H_v = 2565$ KJ/kg

H_e : Enthalpie du condensat $H_e = 144,4$ kJ / kg

$$\dot{Q} = 360 \cdot 10^3 (2565 - 144,4) = 871;416 \cdot 10^6 \text{ KJ/h}$$

b) **Debit d'eau de refroidissement Q_e :**

~~l'eau entre dans le condenseur~~ : à la température de 15°C
On admet un échauffement ΔT de 8°C

Débit massique Q_{me} :

$$Q_{me} = \frac{\dot{Q}}{C_p \Delta T} = \frac{871,416 \cdot 10^6}{4,186} \times \frac{1}{3600} \times \frac{1}{8} = 7.228 \text{ kg/s}$$

Or la densité de l'eau de mer à 15°C vaut 1025 kg/m³

d'ou $Q_e = \frac{7228}{1025} = 7,05$ m³/s

1025

C) Ecart logarithmique : ΔT_m

$$\Delta T_m = \frac{T_s - T_e}{\ln \frac{T_v - T_e}{T_v - T_s}} = \frac{23 - 15}{\ln \frac{35 - 15}{35 - 23}} = 15,66^\circ\text{C}$$

2.6.1.1. Cupro - nickel (70/30)

- surface d'échange : S

$$S = \frac{\dot{Q}}{K \cdot \Delta T_m}$$

$$\dot{Q} = \frac{871,416 \cdot 10^6}{4,186} \text{ Kcal / h}$$

$$K = 2139,74 \text{ Kcal / hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = 15,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S = \frac{871,416 \cdot 10^6}{4,186 \times 2139,7 \times 15,66} = 6212,6 \text{ m}^2$$

- Nombre de tubes

Dans le faisceau turbulent il y a :

95 % de tubes courants

5 % de tubes d'impact : Ces derniers étant ceux soumis le plus à
au chocs thermiques sont pourvus d'une
surepaisseur de 15 % supérieure à celle
des autres tubes.

normalisation des tubes :

- tubes d'impact : normalisation - (HEI) 17 B.W.G.

D : diamètre extérieur = 7/8 inch = 22,23 mm

d1 : diamètre intérieur = 0,759 inch = 19,23 mm

e1 : épaisseur = 0,058 inch = 1,47 mm

- tubes normaux : normalisation (HEI) 18 B W G

D2 : diamètre extérieur : 7/8 inch = 22,23 mm

d2 : diamètre intérieur : 0,777 inch = 19,74 mm

e2 : épaisseur : 0,049 inch = 1,25 mm

l'équation de continuité nous permet de calculer le nombre de tubes. $Q_e = V.S.$

V = vitesse de circulation de l'eau

S = section totale de passage dans les tubes

soient :

n1 = nombre de tubes d'impact de section de passage S1

n2 = nombre de tubes courants de section de passage S2

$$\frac{n1}{n2} = \frac{5}{95} = \frac{1}{19} \quad \text{d'où } n2 = 19 n1$$

$$Q_e = v(S1 + S2) = V \left[n1 \frac{\pi d_1^2}{4} + n2 \frac{\pi d_2^2}{4} \right]$$

$$Q_e = v \cdot n1 \cdot \frac{\pi}{4} (d_1^2 + 19 d_2^2)$$

d'où

$$n1 = \frac{4 Q_e}{v \cdot \pi (d_1^2 + 19 d_2^2)} = 578$$

$$\text{or } n2 = 19 n1 = 19 \cdot 578 = 10982$$

donc le nombre total de tubes est égal à $n1 + n2 = n$

$$n = 578 + 10982 = 11560$$

- longueur des tubes

la surface totale d'échange S est égale : $S = \pi \cdot D \cdot L \cdot n$

avec : D : diamètre extérieur
L : longueur des tubes

$$\text{donc : } L = \frac{S}{\pi \cdot D \cdot n} = \frac{6242,6}{\pi \cdot 22,23 \cdot 10^{-3} \cdot 11560} = 1,70 \text{ m}$$

2.6.42 Loi ton amirauté :

Suivant la même marche de calcul on obtient :
 $S = 5156,5 \text{ m}^2$ et $L = 6,40 \text{ m}$.

2.6.2. Détermination du condenseur à partir du coefficient d'échange théorique

Nous rappelons que nous avons le même débit d'eau que précédemment donc le même nombre de tubes, ce qui change étant la surface d'échange et par conséquent la longueur des tubes qui dépendent du coefficient d'échange. K .

Après calcul nous obtenons les valeurs suivantes

- pour le cupro nickel

$$S = 5695,5 \text{ m}^2$$

$$L = 7,00 \text{ m}$$

- Laiton amirauté

$$S = 5162,5 \text{ m}^2$$

$$L = 6,40 \text{ m}$$

-Titane

$$S = 6242,5 \text{ m}^2$$

$$L = 7,73 \text{ m}$$

En sachant que pour les trois matériaux le nombre de tubes est de 11560.

TABLEAUX RECAPITULATIFS

Φ (Kcal/h)	208,174 .10 ⁶	
ΔT_m (°C)	15,66	
Q_e (m ³ /s)	7,05	
n	n_1 : 5%	578
	n_2 : 95%	10982

A base du coefficient de transfert (H.E.I)

Matériau	K (Kcal/m ² h°C)	S (m ²)	L (m)
Cu.Ni (70.30)	2139,7	6212,6	7,70
Laiton amirauté	2578	5156,5	6,40

A base du coefficient de transfert theorique

Matériau	K (Kcal/m ² h°C)	S (m ²)	L (m)
Cu.Ni (70.30)	2334	5695,5	7,00
Laiton Amirauté	2575	5162,5	6,40
Titane	2129,5	6242,5	7,73

2.6.3. Choix du matériau à utiliser

Les tubes à utiliser dans le condenseur doivent répondre à plusieurs critères

- avoir un bon coefficient de transfert
- avoir une bonne résistance à la corrosion à cause de l'agressivité de l'eau de refroidissement (eau de mer)
- une facilité de détection des fuites dans le cas de tubes défectueux
- prix de revient acceptable
- poids de l'ensemble raisonnable

Dans notre cas, nous avons à choisir entre le cupro nickel et le laiton amirauté puisque le titane est à exclure à cause de son prix excessif

Les constructeurs de condenseurs mettent à l'essai différents types de tubes susceptibles d'être utilisés afin de choisir la variante optimum qui répond le mieux aux conditions de fonctionnement.

Comme pour la plupart des condenseurs refroidis à l'eau de mer on utilisera le cupro nickel (70.30) qui offre une bonne résistance à la corrosion puisque la vitesse de pénétration de la corrosion par piqure varie de 25 à 130 μ /an alors que pour le laiton amirauté elle est de 150 à 300 μ /an

Caractéristiques du cupro nickel (70-30)

Coefficient de conductibilité thermique $\lambda = 25,2$ Kcal/m h°C

Densité ($\rho = 8,949$ /cm³)

Coefficient de dilatation linéaire

$\alpha = 1,62 \cdot 10^{-5}$ par °C et par unité de longueur.

2.7. Circuit d'eau de circulation (figure 4)

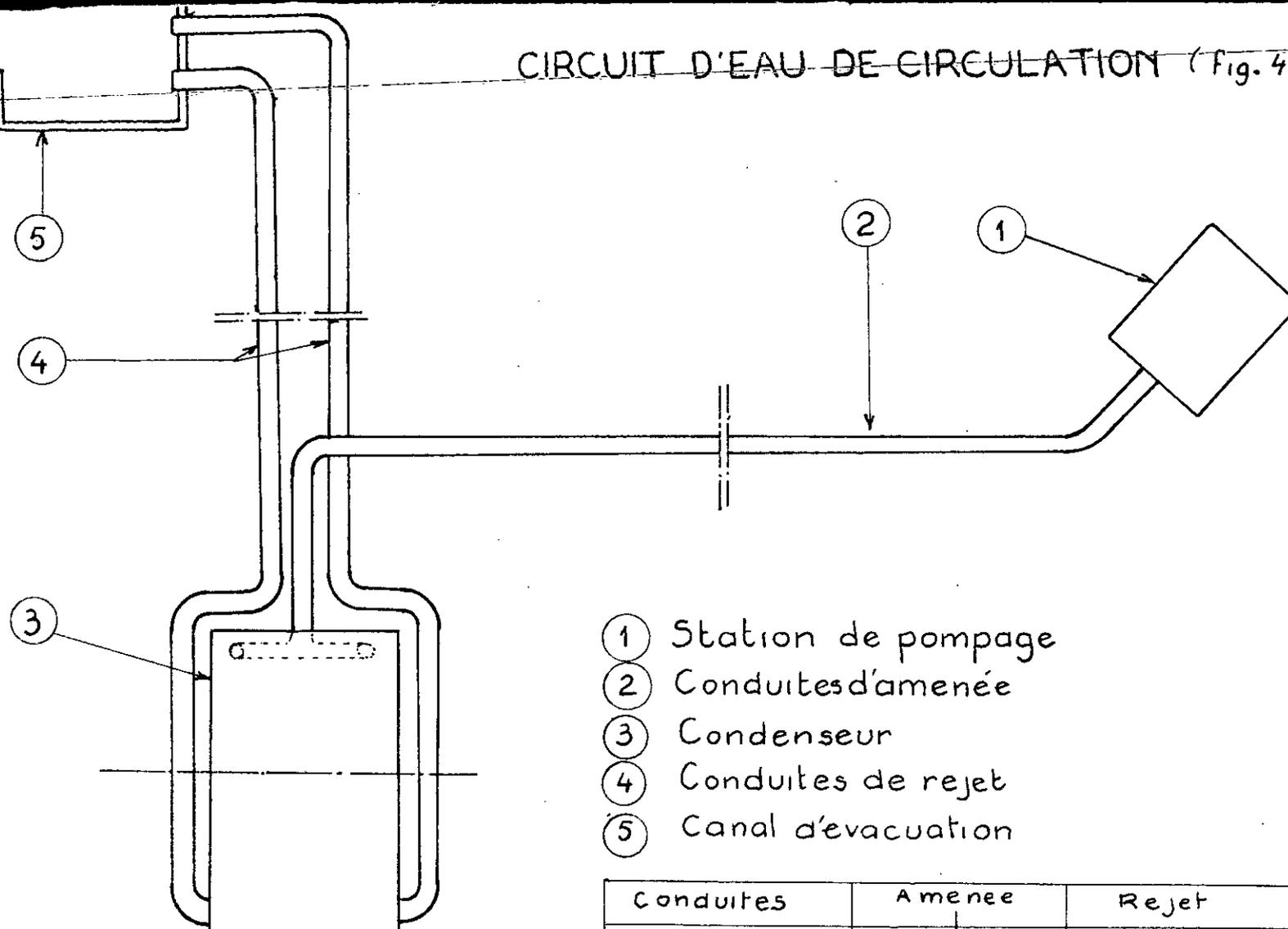
Le circuit d'eau de refroidissement est composé de deux parties

a) - circuit d'amenée

L'eau de circulation prise dans la mer après filtration est recueillie dans un bassin d'où elle est refoulée vers le condenseur par une pompe hélico centrifuge à axe verticale immergée . Pour amener cette eau vers le condenseur on utilise une conduite à parois en béton avec une ame d'acier dont voici les caractéristiques.

...§...

CIRCUIT D'EAU DE CIRCULATION (Fig. 4)



- ① Station de pompage
- ② Conduites d'aménée
- ③ Condenseur
- ④ Conduites de rejet
- ⑤ Canal d'évacuation

Conduites		A mène		Rejet
Diametre (m)		1,80	1,40	1,25
Longueur (m)		167,4	7	166,3
Coudes	à 90°	2	2	10
	à 45°	1	0	4

- diamètre 1,80 m
- longueur 167,4 m
- 2 coudes à 90°
- 1 coude à 45°

Au niveau du condenseur comportant deux boîtes à eau d'entrée : la conduite principale de diamètre 1,80 alimente deux conduites de 3,50 m de longueur et à 2 coudes à 90° chacune et ayant pour diamètres 1,40 m

b - circuit de rejet -

A la sortie du condenseur l'eau est évacuée par deux conduites en béton jusqu'à la fosse de tranquillisation qui deverse dans la mer par un canal de rejet.

La longueur totale de ces conduites vaut 166,3 m avec 10 coudes à 90° et 4 coudes à 45°.

2.7.1. Coefficient de pertes de charge -

Dans notre circuit d'eau de refroidissement les conduites sont en béton dont les avantages essentiels sont :

- absence de corrosion que provoque l'eau de mer sur des tubes en métal
- ne présentent pas d'incrustations qui augmentent les pertes de charges

...§...

2.7.1.1. - Coefficient de pertes de charges linéaires J1

La formule destinée spécifiquement au calcul des coefficients dans les conduites à parois en béton est donné par SCOBEEY elle s'écrit.

$$V = Cs \frac{D^{0,625}}{J1^{0,50}}$$

V = Vitesse de l'eau en (m/s)

Cs = coefficient numérique expérimental Cs = 37

D = Diamètre de la conduite en (m)

J1 = coefficient de perte de charge dans la conduite en (m/m)

a) Dans les conduites d'aménée

$$D = 1,80 \text{ m}$$

$$Q_e = 7,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 2,77 \text{ m/s}$$

$$J1 = \left(\frac{V}{Cs D^{0,625}} \right)^{\frac{1}{0,50}} = \left(\frac{2,77}{37 \times (1,8)^{0,625}} \right)^{\frac{1}{0,50}} = 0,00269 \text{ m/m}$$

$$D = 1,40 \text{ m}$$

$$Q_e = 3,525 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 2,29 \text{ m/s}$$

$$J1 = \left(\frac{2,29}{37 (1,4)^{0,625}} \right)^{\frac{1}{0,50}} = 2,52 \times 10^{-3} \text{ m/m}$$

b) Dans les conduites de rejet

$$D = 1,25 \text{ m}$$

$$Q_e = 3,525 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 2,87 \text{ m/s}$$

$$J_1 = \left(\frac{2,87}{37 \cdot (1,25)^{0,625}} \right)^{1/0,5} = 4,552 \cdot 10^{-3} \text{ m/m}$$

2.7 .1.2. Coefficient de pertes de charges singulières J_s

On considère que les pertes de charges singulières se localisent au niveau des coudes.

Le coefficient J_s est donné par la formule de Fourier

$$J_s \left[0,13 + 1,8 \left(\frac{D}{2R} \right)^{7/2} \right] \times \frac{A}{90} = J_s' \frac{A}{90}$$

avec

D = diamètre intérieur de la conduite en (m)

R = rayon de courbure de l'axe du coude en (m)

A = angle du coude en ($^\circ$)

...§...

Les valeurs de J_S' sont relevées sur des tableaux donnés par la Société "BONNA" spécialisée dans l'élaboration des conduites à parois en béton

a) $D = 1,80 \text{ m}$

$$J_S' = 0,240$$

$$\text{Si } A = 90^\circ \quad J_S = 0,240 \cdot \frac{90}{90} = 0,240$$

$$\text{Si } A = 45^\circ \quad J_S = 0,240 \cdot \frac{45}{90} = 0,120$$

b) $D = 1,40 \text{ m}$

$$J_S' = 0,175$$

$$A = 90^\circ \quad \text{d'ou } J_S = 0,175 \cdot \frac{90}{90} = 0,175$$

c) $D = 1,25 \text{ m}$

$$J_S' = 0,214$$

$$\text{Si } A = 90^\circ \quad J_S = 0,214 \cdot \frac{90}{90} = 0,214$$

$$\text{Si } A = 45^\circ \quad J_S = 0,214 \cdot \frac{45}{90} = 0,107$$

2.7.2. - PERTES DE CHARGE DANS LES CONDUITES : ΔP

Connaissant les longueurs et le nombre de coudes dans les conduites, ainsi que les coefficients déterminés précédemment on peut évaluer des pertes

2.7.2.1. - DANS LES CONDUITES D'AMENEE

a) Pertes de charges linéaire ΔP_L

- $D = 1,80 \text{ m}$

$L = 167,4 \text{ m}$

$J_L = 2,69 \cdot 10^{-3} \text{ m/m}$

$$\Delta P_L = J_L \cdot L = 2,69 \cdot 10^{-3} \cdot 167,4 = 0,450 \text{ m}$$

- $D = 1,40 \text{ m}$

$L = 7 \text{ m}$

$J_L = 2,52 \cdot 10^{-3} \text{ m/m}$

$$\Delta P_L = 2,52 \cdot 10^{-3} \cdot 7 = 0,0176 \text{ m}$$

...§...

b) Pertes de charges Singulières : ΔP_S

Les pertes de charge sont données dans ce cas par la formule

$$\Delta P_S = J_S \frac{V^2}{2g}$$

J_S = Coefficient de pertes de charge singulières

V = Vitesse de circulation de l'eau

g = accélération de la pesanteur = 9,81 m/s²

- D = 1,80 m
2 coudes à 90°

$$J_S = 0,240$$

$$V = 2,77 \text{ m/s}$$

$$\text{d'où } \Delta P_S = 2 \cdot 0,240 \cdot \frac{(2,77)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,187 \text{ m}$$

1 coude à 45°

$$J_S = 0,120$$

$$\Delta P_S = \frac{0,120 \cdot (2,77)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,047 \text{ m}$$

- D = 1,40 m
2 coudes à 90°

$$J_S = 0,175 \quad , \quad V = 2,29 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_S = \frac{2 \times 0,175 \cdot (2,29)^2}{2 \times 9,81} = 0,093 \text{ m}$$

2.7.2.2. - DANS LES CONDUITES DE REJET

a) Pertes de charge linéaires ΔP_L

$$D = 1,25 \text{ m}$$

$$L = 166,3 \text{ m}$$

$$J_L = 4,552 \cdot 10^{-3} \text{ m/m}$$

$$\Delta P_L = J_L \cdot L = 4,552 \cdot 10^{-3} \cdot 166,3 = 0,757 \text{ m}$$

b) Pertes de charge singulières ΔP_S

- 10 coudes à 90°

$$V = 2,87 \text{ m/s}$$

$$J_S = 0,214$$

$$\Delta P_S = 10 \cdot J_S \frac{V^2}{2g} = 0,214 \cdot \frac{10 \cdot (2,87)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,9 \text{ m}$$

- 4 coudes à 45°

$$J_S = 0,107$$

$$\Delta P_S = 4 \times \frac{0,107 \times (2,67)^2}{2 \times 9,81} = 0,18 \text{ m}$$

2.7.3. - PORTE DE CHARGE DANS LE CONDENSEUR

On peut évaluer les pertes de charge dans le condenseur de deux manières soit :

- En relevant directement les valeurs données par les courbes de (HEI) en fonction du diamètre des tubes et de la vitesse de circulation de l'eau.
- On en faisant le calcul en assimilant le condenseur à un caisson contenant des tubes horizontaux

Pour plus de précision, on prend les valeurs données par HEI, pour la suite du calcul.

2.7.3.1. - PERTES DETERMINEES SUIVANT (HEI)

a) Dans le faisceau tubulaire :

La valeur de la perte de charge dans les tubes est relevée sur la courbe SF₆

Pour des tubes de diamètre 0,0223 m dans lesquels la vitesse de l'eau vaut 2 m/s, Ce coefficient de perte linéaire J_L est de 0,292 m/m de parcours.

En considérant que la longueur des tubes est de 8 m
La perte de charge ΔP_L est de :

$$\Delta P_L = 0,292 \times 8 \approx 2,34 \text{ m}$$

b) Dans les boites à eau :

La courbe SF₇ nous donne la valeur de ces pertes en sachant qu'elles prennent en considération les pertes singulières à l'entrée et à la sortie des tubes. Pour une boite

$$\Delta P = 0,4 \text{ m}$$

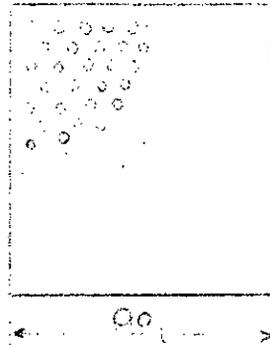
Donc la perte totale dans les boites sera de 0,8 m

...§...

2:7.3.2. - Calcul des pertes de charges dans le faisceau tubulaire
 Pour ceci assimilons le condenseur à un caisson rempli de tubes, dans ce cas la perte de charge est donnée par la formulé :

$$\Delta P = \frac{\xi \cdot \gamma_m \cdot V_m^2}{2 g}$$

ξ : Coefficient de perte de charge
 V_m : Vitesse moyenne de l'écoulement
 γ_m = Poids spécifique moyen du fluide



ξ est donné par la formule .

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \frac{L_0}{d_1} + \Delta \xi_t$$

avec :

$$\Delta \xi_t = 2 \frac{T_s - T_e}{273 + T_e}$$

$$T_m = \frac{T_s + T_e}{2}$$

$$V_m = \frac{V \cdot (273 + T_m)}{(273 + T_e)}$$

$$\gamma_m = \frac{\gamma}{1 + T_m}$$

$\frac{F_0}{F_1}$ = Coefficient de remplissage

F_0 : Surface déterminée par les alesages dans la plaque tubulaire

F_1 : Surface de la plaque tubulaire

L_0 : Longueur des tubes

d_1 : Diamètre intérieur des tubes

λ : Coefficient de perte de charge par frottement

γ : Poids spécifique du fluide

V : Vitesse de l'écoulement à l'entrée

$$\frac{F_0}{F_1} = 0,21$$

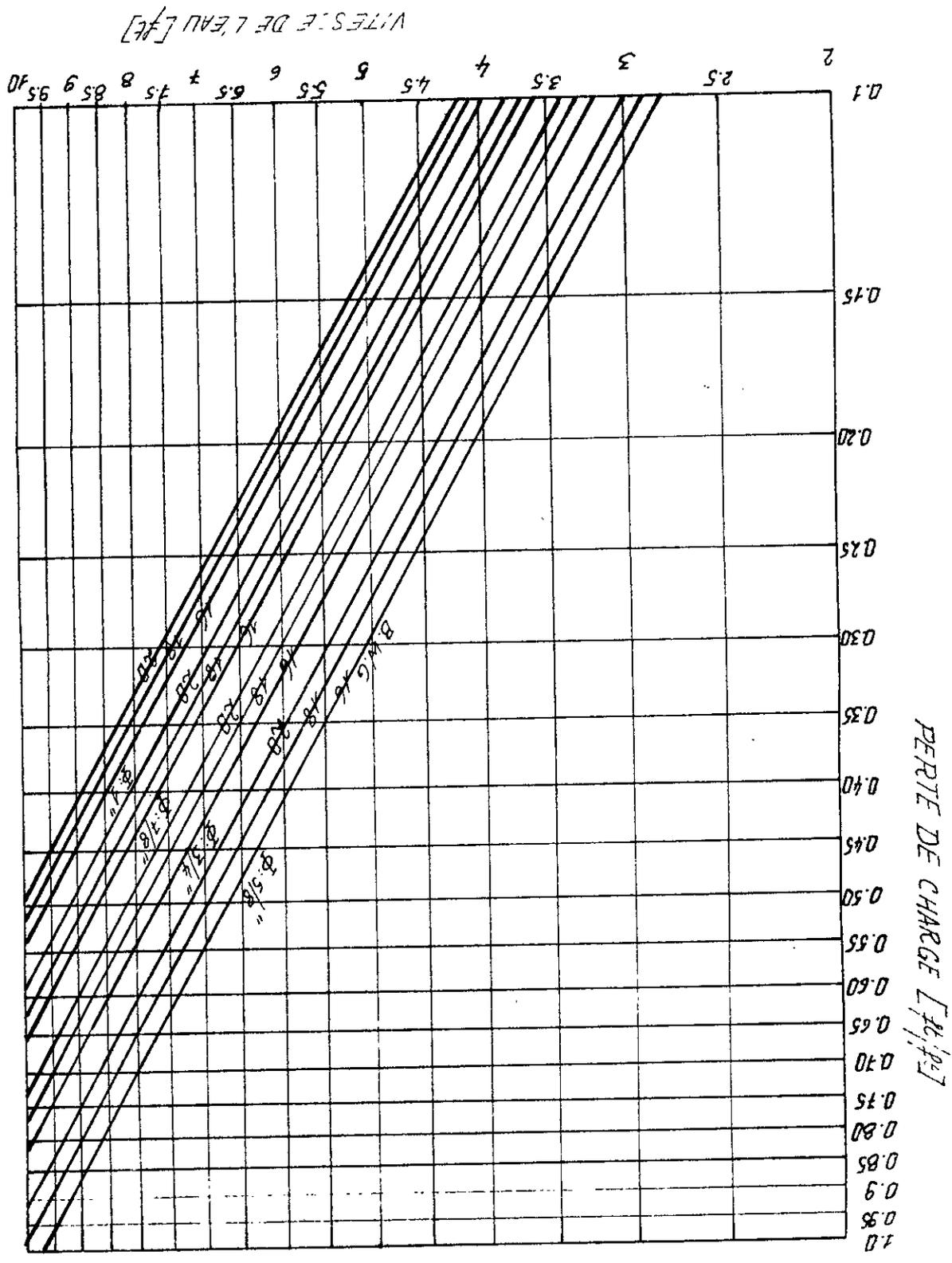
F_1

$$L_0 = 8 \text{ m}$$

$$d_1 = 0,01974$$

$$\lambda = 0,023 \text{ (valeur relevée sur tableau)}$$

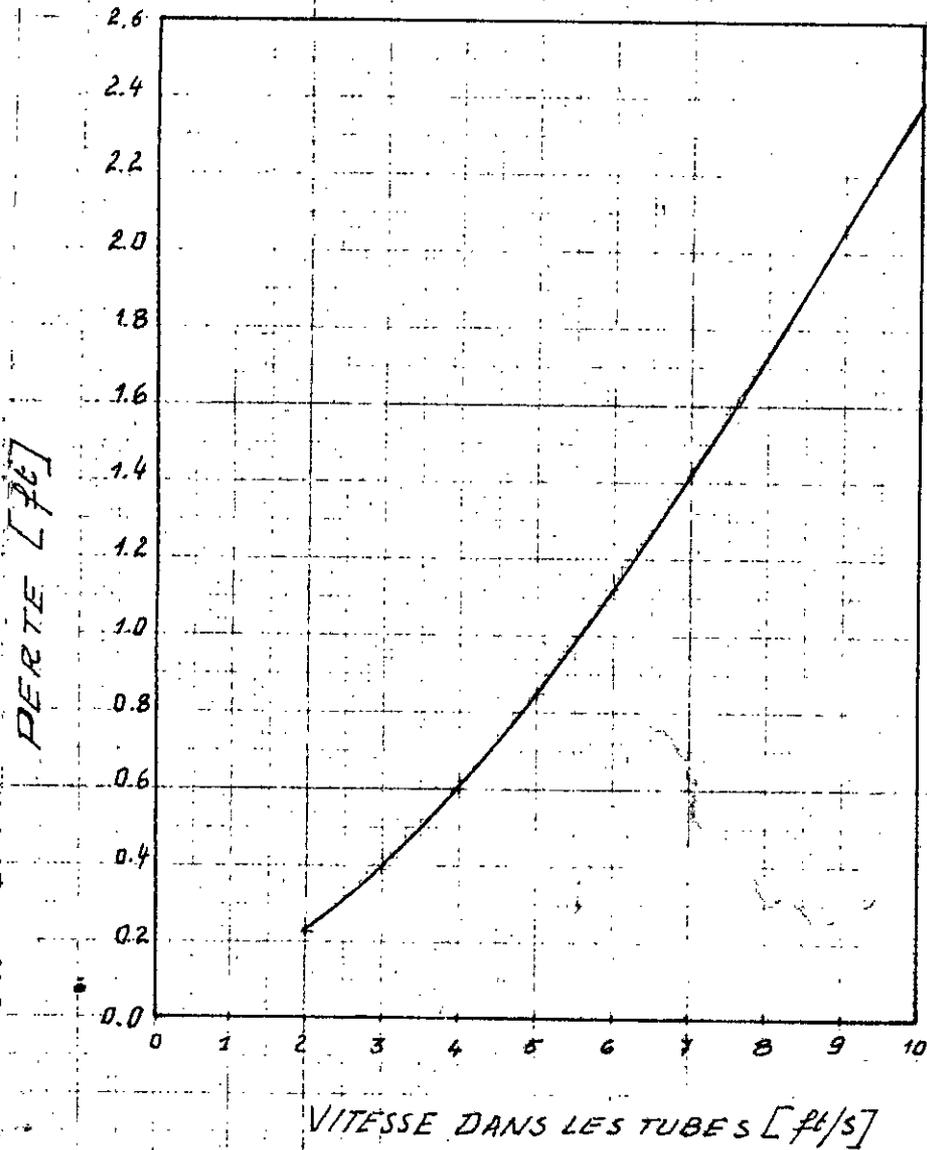
$$\gamma = (\rho \cdot g = 1025 \cdot 9,81 = 1005,5 \text{ kgp/m}^3)$$



Courbes f6 : PERTE DE CHARGE DANS LES TUBES

courbe SF7.

PERTE DE CHARGE DANS LES BOITES A EAU



$$t_m = \frac{15 + 23}{2} = 19^\circ\text{C}$$

$$\Delta \rho_t = 2 \cdot \frac{(23-15)}{273 + 15} = 0,0556$$

$$\rho_m = \frac{1005,5}{1 + 19} = 940 \text{ Kgp/m}^3$$

$$V_m = 2 \cdot \frac{(273 + 19)}{(273 + 15)} = 2,03 \text{ m/s}$$

d'où f vaudra

$$f = 0,5 (1 - 0,21) + (1 - 0,21)^2 + 0,023 \cdot \frac{8}{0,01974} + 0,0556$$

$$f = 10,685$$

Donc la perte de charge aura pour valeur

$$\Delta P = \frac{10,685 \cdot 940 \times 9,81 (2,03)^2}{2 \cdot 9,81} = 20\ 695 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 2,14 \text{ m}$$

A titre de comparaison on constate que la perte de charge calculée théoriquement est inférieure à celle déduite des courbes (H.E.I) comme cette dernière répond à un cas plus réel puisque, déterminée à base d'expérience, on la prend en considération pour la suite du calcul.

Tableaux récapitulatifs

Pertes de charge singulières

coudes 90°	Amenée		Rejet
ϕ (m)	1,80	1,40	1,25
Nombre	2	2	10
J_s	0,240	0,175	0,214
ΔP_s (m)	0,187	0,093	0,09
Total (m)	0,280		0,9

coudes 45°	Amenée		Rejet
ϕ (m)	1,80	1,40	1,25
Nombre	1	0	4
J_s	0,120	/	0,107
ΔP_s (m)	0,047	/	0,180
Total (m)	0,047		0,180

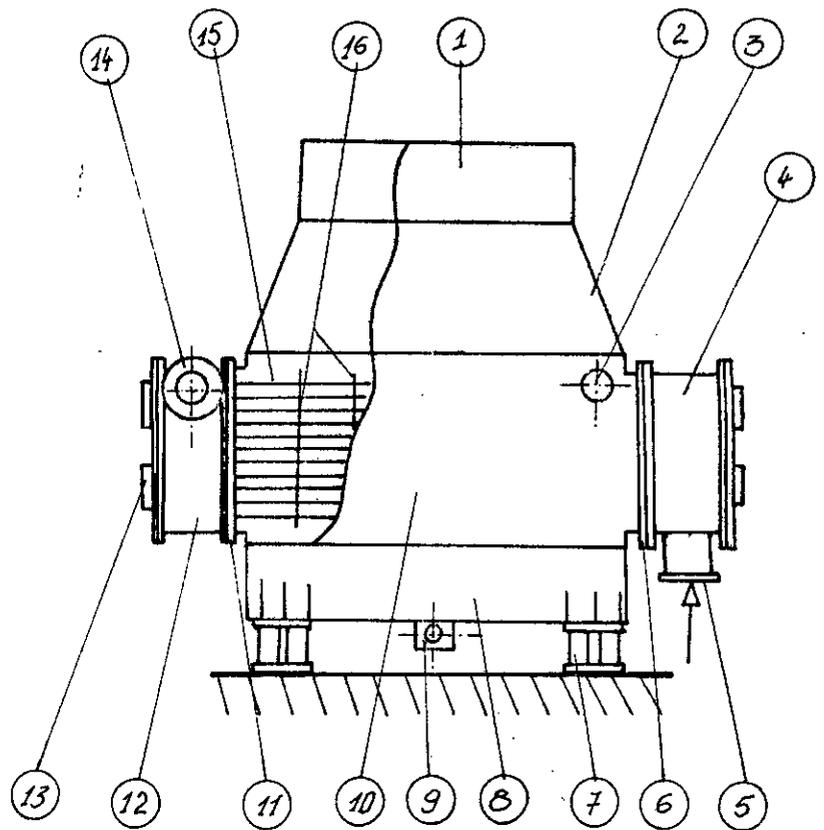
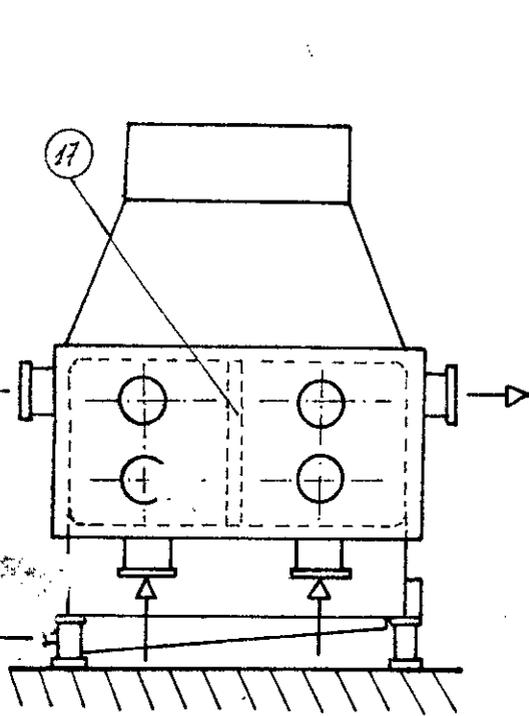
Pertes de charge linéaires

	Amenée		Rejet
Longueur (m)	167,4	7	166,3
ϕ (m)	1,80	1,40	1,25
J_L (mm/m)	2,69	2,52	4,55
ΔP_L (m)	0,450	0,018	0,757
Total (m)	0,468		0,757

Pertes de charge totales

Pertes totales conduites	Amenée	Rejet
ΔP (m)	0,795	1,897

Pertes dans le Condenseur	Boites à eaux	Tubes
ΔP (m)	0,80	2,34



Vue Transversale

Vue Longitudinale

1. Laison Condenseur-turbine.
2. Manchette du Condenseur.
3. Orifice d'extraction des incondensables.
4. Boîte à eau d'entrée.
5. Tubulure d'entrée d'eau de circulation.
- 6+11. Plaques tubulaires.
7. Ressorts de Suspension.
8. Puits.

9. Sortie d'eau d'extraction.
10. Enveloppe du Condenseur.
12. Boîtes à eau de sortie.
13. Trous d'homme.
14. Tubulure de Sortie d'eau de circulation.
15. Faisceau tubulaire.
16. Plaques intermédiaires.
17. Clison d'isolement de la boîte à eau d'entrée.

PRINCIPAUX ELEMENTS D'UN CONDENSEUR PAR SURFACE

TECHNOLOGIE DES ELEMENTS PRINCIPAUX DU CONDENSEUR

Pour notre part nous n'avons pas la prétention d'étudier le condenseur d'une façon rigoureuse dans ses moindres détails, travail réservé par ailleurs à des spécialistes, néanmoins, nous essayerons d'apporter une solution technologique aux éléments essentiels qui doivent répondre aux conditions de fonctionnement.

3.1 - Calcul des vibrations et détermination du nombre de plaques intermédiaires

La détermination de l'espacement des plaques intermédiaires est indispensable pour résoudre le problème des vibrations des tubes en fonctionnement, en effet soumis à une excitation dont le mode fondamental est celui de la vitesse du groupe turbo-alternateur soit 3 000 trs/mn ou 50 HZ, les tubes vibrent et deviennent sujet à des ruptures lorsque l'espacement entre plaques-supports atteint sa valeur critique.

Si nous considérons un tube isolé, dudgeonné à ses extrémités et soutenu par chaque plaque nous pouvons lui appliquer l'équation des vibrations et en déduire une fréquence propre des parties en vibration ; cette fréquence est donnée par la formule utilisée par certains constructeurs de condenseurs :

$$F = \frac{\pi}{2} \frac{(CL)^2}{\pi} \frac{1}{L^2} \cdot \frac{1}{4} \sqrt{\frac{10 E (D^2 + d^2)}{\rho + \frac{d^2}{(D^2 - d^2)}}} \quad (1)$$

D (cm): diamètre extérieur du tube

d (cm): diamètre intérieur du tube

E (Pa): module de young du métal

ρ (g/cm³): densité du tube

L (cm) : longueur critique.

$\frac{(CL)^2}{\pi}$: coefficient numérique dépendant du nombre de plaques et du système de vibration

....//...

De l'équation (1) on tire L^2

$$L^2 = \frac{1}{F} \frac{\pi}{2} \frac{(CL)^2}{(\pi)} \cdot \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\frac{10 E (D^2 + d^2)}{\rho + \frac{d^2}{(D^2 - d^2)}}$$

Sachant que les tubes utilisés sont en cupro-nickel (70 - 30)

$$E = 1,5174 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

$$\rho = 8,94 \text{ g/cm}^3$$

$$D = 2,223 \text{ cm}$$

$$d = 1,974 \text{ cm}$$

donc :

$$L^2 = \frac{1}{50} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{4} \sqrt{\frac{10 \cdot 1,5174 \cdot 10^{11} ((2,223)^2 + (1,974)^2)}{8,94 + \frac{(1,974)^2}{(2,223)^2 - (1,974)^2}} \frac{(CL)^2}{(\pi)}$$

$$L^2 = 8222 \frac{(CL)^2}{(\pi)}$$

Dans notre cas, le tube est dudgeonné à ses extrémités donc encastré à ses deux extrémités.

Les valeurs du coefficient $\frac{(CL)^2}{(\pi)}$ en fonction du nombre de plaques et du

mode d'encastrement sont données par le tableau (1) suivant :

Nombre Plaques	2	3	4	5	6	7
$\frac{(CL)^2}{(\pi)}$	2,25	6,25	12,25	20,25	30,25	42,25

Nombre Plaques	8	9	10	11	12	13
$\frac{(CL)^2}{(\pi)}$	56,25	72,25	90,25	110,25	132,25	156,25

.../...

Sachant que $L^2 = 8222 \frac{(CL)^2}{(\pi)}$, le tableau (1) nous permet de dresser le tableau (2) donnant les longueurs critiques des portions de tube en fonction du nombre de plaques.

Nbre plaques	2	3	4	5	6	7
L (Cm)	136	227	317	408	499	589

Nbre plaques	8	9	10	11	12	13
L (Cm)	680	771	861	952	1043	1134

La longueur des tubes étant de 770 cm, si on utilise 7 plaques intermédiaires espacées régulièrement de 96 cm, on constate qu'aucune portion de tube n'atteint sa longueur critique correspondante ; on élimine ainsi le risque de rupture par vibration.

3.2 - Faisceau tubulaire et dimensions

La forme du faisceau tubulaire est déterminante pour le bon échange thermique entre la vapeur et l'eau de refroidissement dans le condenseur. Chaque constructeur a un faisceau particulier.

La géométrie et la disposition des tubes dans le faisceau sont déterminées expérimentalement de façon à réduire au maximum les pertes de charge de la vapeur.

La transmission de chaleur dans le condenseur est régie par de nombreux phénomènes et influences. Les conditions les plus favorables sont obtenues avec un tube isolé. Lorsqu'il s'agit d'un faisceau de tubes, l'écoulement de vapeur, la pluie de condensat et les pertes de charge sont la source d'effets complexes qui influencent défavorablement la condensation idéale.

.../...

Ainsi s'explique la disposition particulière des tubes pour former un faisceau qui optimalise l'échange thermique.

Pour notre cas, nous utilisons le tracé du faisceau réalisé par la Société (BBC) ainsi nous pourrions dimensionner nos plaques tubulaires et intermédiaires (voir fig. 5a.).

Nous avons 11560 tubes répartis entre quatre faisceaux portant chacun 2890 tubes dont :

7 % soit	202	travaillant	au	refroidissement	de	l'air
93 % soit	2680	travaillant	à	la	condensation.	

La hauteur du faisceau est de 3,90 m, sachant que la distance nécessaire pour placer quatre faisceaux côte à côte est de 5,50 m, nous pourrions ainsi dimensionner les plaques qui auront pour :

- longueur : 5,50 m
- largeur : 3,90 m.

Il est à souligner que les tubes sont disposés de façon à permettre constamment à l'eau condensée une attaque tangentielle des tubes placés en dessous suivant le procédé Ginabat (voir fig. 5b).

Le pas moyen entre les tubes est de 7 mm.

3.3 - Plaques tubulaires et intermédiaires

3.3.1 - Plaques tubulaires

Se sont des pièces de chaudronnerie rectangulaires placées aux extrémités des tubes. Elles sont en contact en même temps avec la vapeur d'un côté et l'eau de refroidissement de l'autre.

Leurs dimensions ont été définies précédemment, soit 5,50 m pour la longueur et 3,90 m de hauteur.

.../...

Figure-5a- Faisceau tubulaire du type (B.B.C)

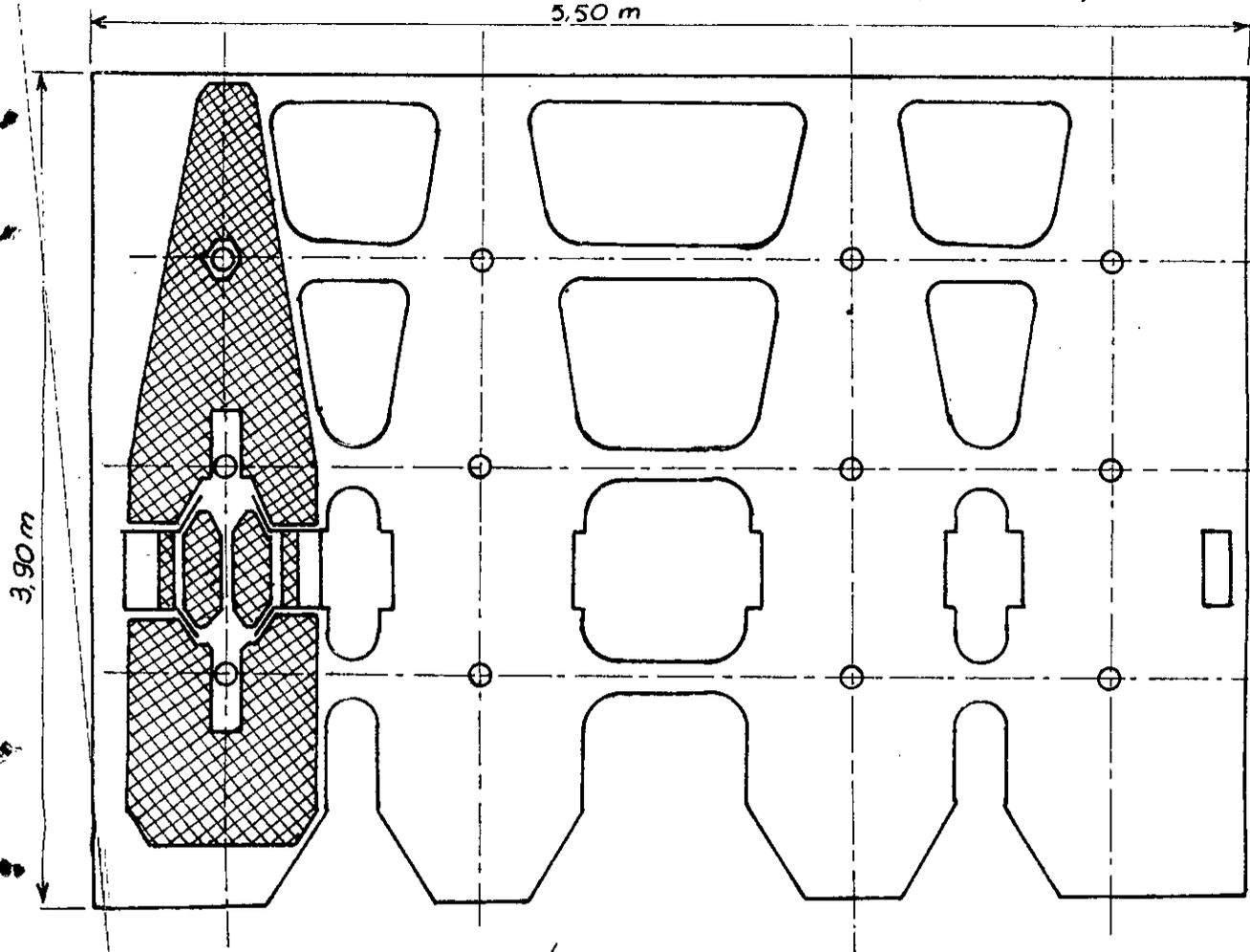
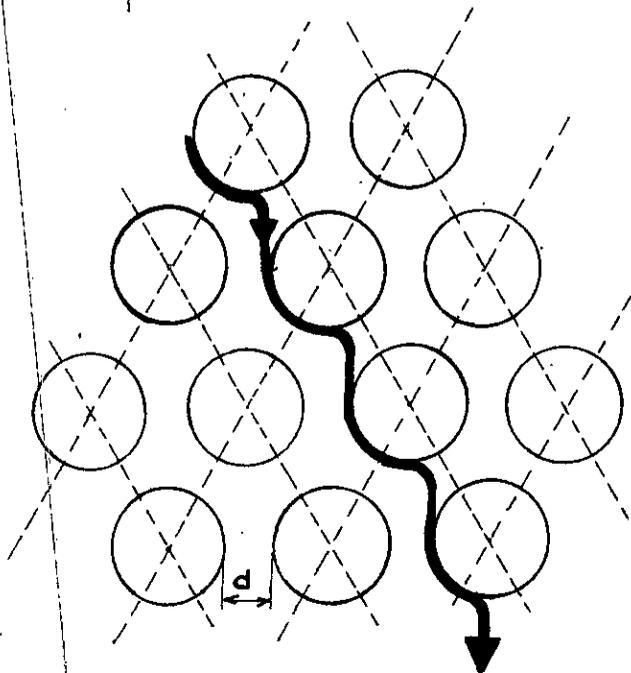


Figure-5b- Procédé GINABAT

$d \approx 7\text{mm}$



L'épaisseur est donnée par les normes de (H.E.I) en fonction de la surface "S". Si $S = 3,90 \times 5,50 = 21,45 \text{ m}^2$ alors l'épaisseur est de 35 mm.

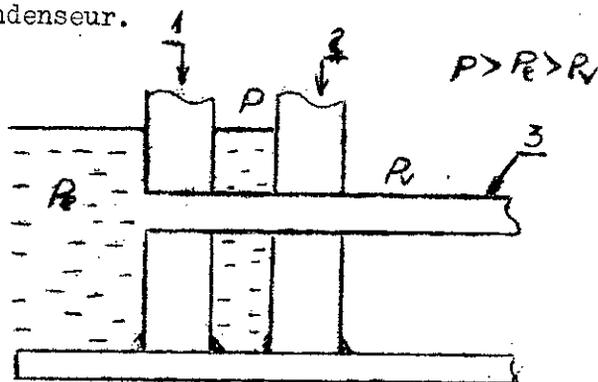
Les plaques tubulaires comportent autant d'alesages qu'il y a de tubes, compte-tenu des tolérances prévues sur ceux-ci, l'alesage des trous est généralement réalisé avec une tolérance telle que :

- diamètre (alesage) = diamètre (tube) + 0,30 mm.

Dans notre cas : D (alesage) = $22,23 + 0,30 \text{ mm}$.

Pour supprimer l'incidence des défauts d'étanchéité au droit des dudgeonnages par corrosion, vibrations ou simplement par mauvaise exécution on utilise une technique à plaques tubulaires doubles.

Dans l'intervalle créé entre les plaques on injecte de l'eau déminéralisée sous une pression supérieure à celle régnant du côté boîte à eau, et à celle de la vapeur. Ainsi, tout manque d'étanchéité au niveau des dudgeonnage ne peut se traduire que par une fuite d'eau pure dans l'eau de refroidissement ou vers l'intérieur du condenseur.



P_e : pression régnant dans la boîte à eau

P_v : pression dans le condenseur

P : pression de l'eau pure injectée.

Plaque (1) : première plaque tubulaire réalisée en cupro-aluminium pour résister contre la corrosion causée par l'agressivité de l'eau de mer servant de fluide réfrigérant.

.../...

Plaque (2) : deuxième plaque tubulaire en acier

3.3.2 - Plaques intermédiaires : (voir fig. 5a)

Ce sont également des pièces de chaudronnerie de forme rectangulaire, en acier. Leur dimensions sont définies par le faisceau soit 5,50 m pour la longueur et 3,90 pour la largeur.

L'épaisseur d'une plaque intermédiaire dépend de sa surface et du diamètre des alesages, elle varie généralement entre 15 et 18 mm,

Dans notre cas, on adopte une épaisseur de 18 mm.

Le calcul de vibrations dans le condenseur nous a permis de déterminer le nombre de plaques intermédiaires qui est égal à 7 et de définir l'espacement correct de ces dernières qui assure un bon comportement des tubes en fonctionnement en leur évitant le risque de rupture par résonance.

Récapitulation

- Nombre de plaques	: 7
- Espacement entre plaques	: 96 cm
- Longueur des plaques	: 5,50 m
- Hauteur des plaques	: 3,90 m
- Epaisseur des plaques	: 0,018 m.

3.4 - Montage des tubes

Les tubes sont fixés dans les plaques tubulaires uniquement par dudgeonnage aux deux extrémités. On prévoit pour les tubes une sur-longueur tenant compte, notamment, des tolérances de fabrication sur la longueur des tubes.

- Dans le côté entrée, le tube est évasé, après ou lors du dudgeonnage, pour améliorer la mise en vitesse et l'entonnement des filets d'eau, et éviter les érosions ou érosions-corrosions souvent constatées en ce point

.../...

- Dans le côté sortie, le tube dépasse généralement de 2 à 5 mm la plaque tubulaire pour une facilité de démontage.

Pour faciliter la mise en place des tubes et éviter des blessures, lors de celle-ci ou pendant le fonctionnement, les arêtes des trous sont abattues au moyen de chanfreins de 1 à 2 mm à 45°, ou d'un congé de 0,5 à 2 mm de rayon.

3.5 - Dimensionnement du condenseur

Le condenseur comprend essentiellement :

- une enveloppe : constituant la limite extérieure de l'espace réservé à la vapeur elle est formée de :
 - . deux parois latérales
 - . deux plaques tubulaires séparant les boîtes à eau de l'espace réservé à la vapeur
 - . une manchette d'admission de la vapeur et de raccordement avec la turbine
- deux boîtes à eau (entrée et sortie) situées de part et d'autre de l'enveloppe, elles sont de forme parallélépipédique
- un puits situé à la partie inférieure du condenseur et communiquant avec l'intérieur de l'enveloppe. Le puits est constitué d'un réservoir cylindrique à fond sphérique.
- une suspension sur ressorts qui servent d'appuis élastiques au condenseur.

A l'intérieur du condenseur règne un vide de 0,057 bar ; comme les parois le constituant ont des dimensions importantes il s'en suit une force d'écrasement considérable à cause de la pression atmosphérique ; pour cette raison, toutes les parties du condenseur doivent être dimensionnées pour résister dans les conditions de fonctionnement.

.../...

On se propose de déterminer dans un premier temps les dimensions intérieures des différentes parties puis dans un deuxième temps l'épaisseur des plaques qui conditionnent la résistance aux forces d'écrasement:

a - Enveloppe

La hauteur des flancs est déterminée par celle des plaques intermédiaires, sa valeur est de 4 m.

La longueur des flancs dépend de la longueur réelle des tubes.

Celle-ci est égale à la longueur utile additionnée de l'épaisseur :

- des 7 plaques intermédiaires soit $7 \times 0,018 = 0,126$ m
- des 2 plaques tubulaires doubles soit $4 \times 0,035 = 0,14$ m
- de l'espace entre les plaques tubulaires doubles soit $2 \times 0,05 = 0,1$ m.

La longueur d'un flanc est alors de :

$$7,70 + 0,126 + 0,14 + 0,1 = 8 \text{ m.}$$

La partie supérieure de l'enveloppe est constituée par :

- une manchette de raccordement dont les dimensions sont imposées par celles de la bride d'échappement de la turbine.
- une manchette d'admission de vapeur de forme d'un tronc de pyramide.

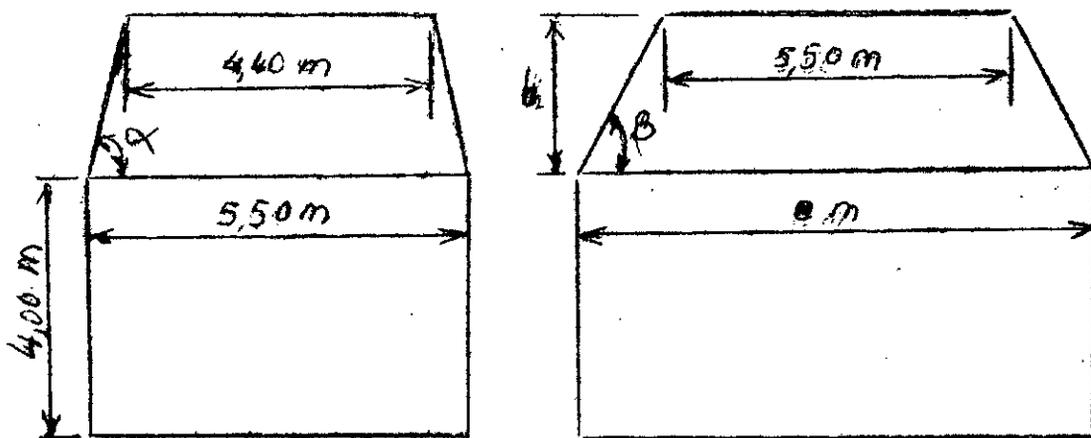
Dans notre cas, la bride d'échappement à une section rectangulaire de :

- 5,50 m de longueur
- 4,40 m de largeur.

La section de base de la manchette d'admission est rectangulaire de :

- 8 m de longueur
- 5,5 m de largeur.

.../...



Connaissant les dimensions des deux sections de la manchette d'admission on déterminera :

- la hauteur h
- les angles α et β en tenant compte de deux critères à savoir :
 - . réduire la hauteur h pour des raisons économiques
 - . adopter des angles α et β qui assurent un écoulement de vapeur autour des tubes avec le minimum de turbulence.

Nous avons adopté pour faisceau tubulaire le tracé réalisé par la Société (BBC), d'après les études de cette même Société en corrélation avec ses expériences de laboratoire il a été prouvé pour ce type de faisceau que la valeur de α doit être environ de 80° .

Connaissant α nous pouvons déterminer h et β

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h \times 2}{(5,5 - 4,4)} \quad \text{d'où } h = \frac{(5,5 - 4,4) \cdot \operatorname{tg} 80^\circ}{2}$$

$$h = 3,12 \text{ m}$$

Connaissant h nous pouvons déterminer β

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{h \times 2}{(8 - 5,5)} = \frac{3,12 \times 2}{3} = 2,08 \quad \text{d'où } \beta = 68^\circ$$

.../...

b - Boîte à eau

Le condenseur comporte deux boîtes à eau :

- une boîte à eau d'entrée : l'eau refoulée dans les conduites d'aménée par les pompes de circulation est généralement animée d'une vitesse élevée (supérieure à 2 m/s afin d'éviter l'accrochage de maules d'autres organismes marins dans les conduits d'aménée d'eau), le rôle de la boîte d'entrée est de canaliser cette eau et d'en diminuer la vitesse à l'entrée dans le condenseur afin de garantir une bonne répartition du débit entre les tubes du faisceau. L'arrivée de l'eau dans la boîte se fait par la partie inférieure.

- une boîte à eau sortie : Elle a pour rôle de collecter et de canaliser les différents filets d'eau provenant des tubes du faisceau vers les conduites de rejet, avec le minimum de pertes de charge.

Dans le tracé des boîtes à eau on s'attache à égaliser au mieux les pertes de charge entre l'entrée et la sortie et à travers les tubes alimentés en parallèle, en faisant parcourir des chemins de longueurs équivalentes aux différents filets d'eau. L'entrée d'eau se fait donc à la partie inférieure de la boîte à eau d'entrée et la sortie d'eau à la partie supérieure de la boîte à eau de sortie, ce qui facilite l'évacuation de l'air, le remplissage des boîtes et l'amorçage du siphon. Les points hauts des boîtes comportent donc des orifices d'évacuation d'air, tant au démarrage que pendant la marche (maintient du fonctionnement en siphon).

.../...

Les boîtes à eau sont réalisées en acier, revêtues intérieurement de néoprène pour leur protection contre l'attaque corrosive de l'eau de mer.

Les boîtes à eau, qui sont montées sur un ensemble soumis à des déplacements (déformations, dilatation), sont reliées par l'intermédiaire des tubulures à structure indéformable. Il est donc nécessaire de prévoir, dans les parties verticales de ces tubulures de liaison, des joints souples en caoutchouc armé, capables d'admettre des déplacements dans plusieurs directions.

Les boîtes à eau sont soudées sur l'enveloppe, elles comportent :

- des portes de grandes dimensions prévues pour le détubage, intervention importante s'effectuant en ouvrant ces portes, en outre elles sont munies de trous d'hommes (portes de visite) aux dimensions minimales de 500 mm destinées aux interventions rapides (localisation de fuites aux tubes, bouchage de tubes accidentés, refecton des revêtements protecteurs internes).

Pour faciliter certaines des interventions mentionnées précédemment, on décide de réaliser un condenseur isolable en marche côté eau de circulation. On veut isoler en marche la moitié de la surface d'échange pour cela, on utilise deux boîtes à eau d'entrée et deux boîtes à eau de sortie, en réduisant bien entendu corrélativement le débit de vapeur échappant au condenseur, ceci a pour avantage d'éviter un arrêt complet de la tranche sur incident dans une partie du circuit de réfrigération.

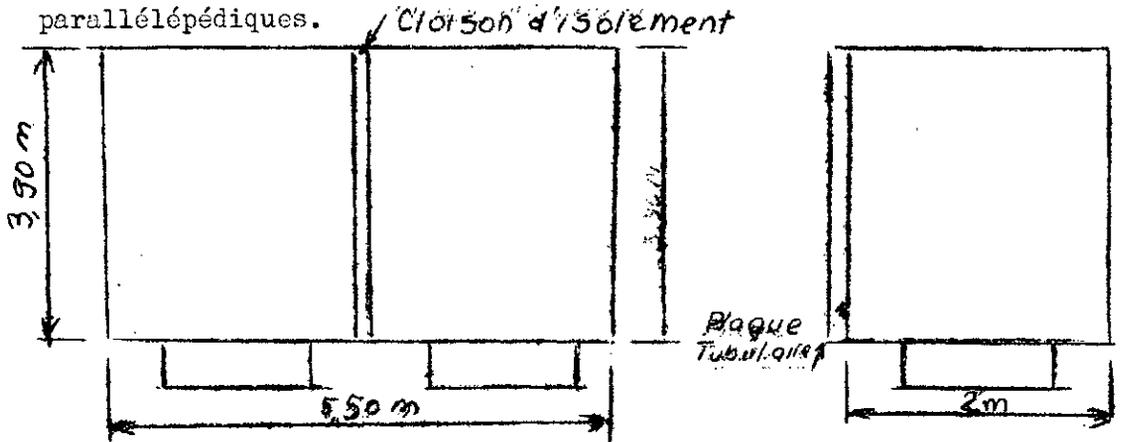
Le compartimentage des boîtes à l'entrée et à la sortie se fait par cloisonnage, à l'aide d'une plaque séparant chacune d'elles en deux boîtes de mêmes dimensions.

Dimensions intérieures des boîtes

On sait que chaque boîte reçoit un débit d'eau de 3,525 m³/s, pour réduire les turbulences et les pertes de charge au niveau des boîtes on adopte une vitesse de l'eau de circulation de 0,65 m/s.

.../...

Ces deux paramètres et l'équation de continuité nous permettent de déterminer la section de passage de l'eau. (Dans notre cas, cette section est rectangulaire puisque les boîtes sont de formes parallélépipédiques.



En admettant que la longueur L d'une boîte est de $\frac{5,50}{2} = 2,75$ m

Appliquons l'équation de continuité : $Q_e = S.V$

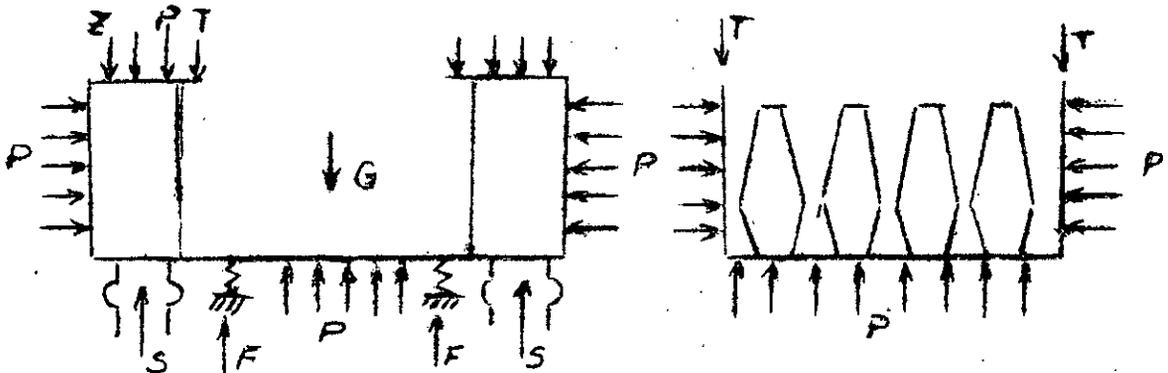
$Q = L \times l \times V = 3,525$ m³/s avec l : largeur de la boîte

$L = 2,75$ m

$V = 0,65$ m/s d'où $l = \frac{Q_e}{L \times V} = \frac{3,525}{2,75 \times 0,65} \approx 2$ m

3.6 - Calcul de l'enveloppe

L'enveloppe du condenseur constitue la limite extérieure de son espace réservé, à la vapeur. Elle est formée d'un fond, de deux parois latérales et de deux plaques tubulaires qui séparent les chambres à eau de l'espace réservé à la vapeur. En service une pression de 9,43 t/m² s'exerce sur la surface extérieure de l'enveloppe du fait du vide régnant à l'intérieur.



.../...

La figure montre des sections transversales et longitudinales. On reconnaît les formes rectangulaires de l'enveloppe dans les deux sections et les forces qui s'exercent sur celle-ci. Les forces S dues aux conduites et les forces supplémentaires sont petites et peuvent être négligées pour la nervuration de l'enveloppe. De même le poids G du condenseur est de peu d'importance, car les plaques tubulaires et les parois latérales ne sont soumises dans leur plan qu'à des forces insignifiantes, tandis que le fond du condenseur est même déchargé d'environ 10 % en service. Il faut cependant tenir compte des forces S, Z et G lors de la fixation de l'enveloppe BP sur les fondations et de l'étude des pièces de liaison entre la turbine et le condenseur.

Comme le montre la figure, les principales contraintes s'exerçant sur l'enveloppe du condenseur sont :

P = contrainte de pression due au vide

G = poids du condenseur en ordre de marche

F = forces dues au support

T = forces de réaction aux liaisons avec le col du condenseur

S = forces des tuyauteries dues aux plis d'expansion non tendus

Z = forces supplémentaires dues aux éléments additionnels (par exemple réchauffeur BP) et aux différents raccords (par exemple l'entrée du By-pass).

Pour le dimensionnement de l'enveloppe du condenseur, ce sont essentiellement les forces dues au vide qui sont déterminantes.

L'enveloppe, ainsi que les boîtes, sont en acier martin A 37 (soudable) qualité 3 de la norme (NF).

Elle est réalisée par assemblage par soudure entre le corps et la manchette.

Le corps de forme parallélépipédique est délimité par :

.../...

- deux flancs sur lesquels sont soudées les plaques intermédiaires qui servent en même temps pour supporter les tubes et renforcer la tenue des flancs à l'écrasement
- deux plaques tubulaires (dimensionnées précédemment)
- d'un fond constitué d'une plaque rectangulaire sur lequel on soude les plaques intermédiaires

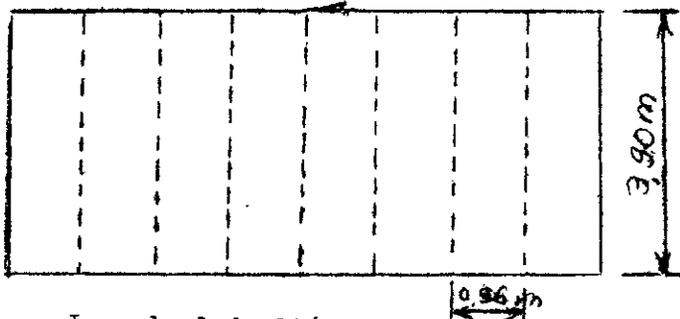
Les plaques intermédiaires et les tirants qui les traversent (au nombre de trois par faisceau) constituent une ossature de renforcement pour le condenseur mais il faut déterminer l'épaisseur des plaques qui doivent supporter les forces créées par la différence de pression à l'intérieur et l'extérieur du condenseur.

a - Calcul de l'épaisseur des flancs

Les deux flancs sont réalisés avec des plaques rectangulaires de dimensions :

- Longueur : 8 m
- Hauteur : 3,90 m

Le flanc est soudé sur les sept plaques intermédiaires et les plaques tubulaires toutes espacées régulièrement de 0,96 m.



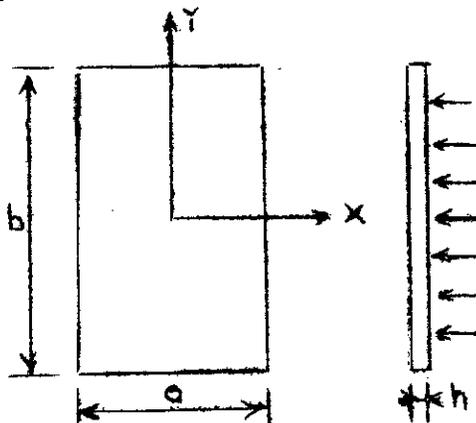
Le calcul de l'épaisseur se fera pour une portion du flanc délimitée par deux plaques intermédiaires.

Cette portion de plaque est de forme rectangulaire de 3,90 m de longueur et de 0,96 m de largeur, elle est soumise à une force de pression uniforme.

.../...

Dans une plaque à contours rectangulaires les flèches et les contraintes sont déterminées par des fonctions de deux variables indépendantes. L'équation différentielle donnant la flèche d'une plaque rectangulaire est une équation aux dérivées partielles dont la solution est donnée par une série. Pour le calcul de l'épaisseur de notre plaque on utilise des résultats de la théorie des plaques rectangulaires. La plaque étant encastree sur tout son périmètre, la flèche maximum a lieu au centre de la plaque et elle est donnée par la formule suivante :

$$W_{\max} = \frac{\alpha \Delta P a^4}{Eh^3} \quad (1)$$



ΔP : différence entre la pression atmosphérique et celle du condenseur

a : largeur de la plaque a = 0,96 m

b : longueur de la plaque b = 3,90 m

ΔP : 1 - 0,057 = 0,943 bar = 94300 N/m²

α : coefficient donné pour le rapport b/a

E : module de Young E = 1,96 . 10¹¹ N/m²

b/a	1	1,25	1,50	1,75	2	α
α	0,0138	0,0199	0,0240	0,0264	0,0277	0,0284

$\frac{b}{a} = \frac{3,90}{0,96} \approx 4$ d'où $\alpha = 0,0284$

.../...

Vue la difficulté technologique de réaliser le flanc en un seul élément on l'exécute par soudage de plusieurs plaques de dimensions plus petites, de ce fait, on doit tenir compte de la tenue de ces soudures lors du calcul de la flèche admissible.

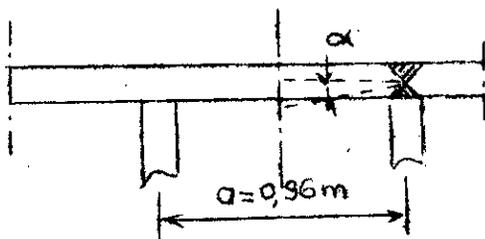
En effet, pour la bonne tenue des soudures on tolère 0,2 à 0,3° comme valeur de l'angle de déformation par flexion.

L'épaisseur de l'enveloppe est donnée par (H.E.I) en fonction de la surface transversale du condenseur. Dans notre cas, la surface est égale à 37 m² ce qui nous donne une épaisseur de 22 mm.

La flèche admissible W_{ad} a pour valeur le $\frac{1}{500}$ ème de la valeur de la longueur du plus petit côté de la plaque.

$$\text{Dans notre cas, } W_{ad} = \frac{a}{500} = \frac{0,96}{500} = 1,92 \text{ mm}$$

Vérifions la tenue des soudures pour la flèche admissible (en sachant que les soudures se trouvent au niveau des plaques intermédiaires).



$$\text{tg } \alpha' = \frac{W_{ad}}{a/2} = \frac{1,92}{0,96} \cdot 2 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{d'où } \alpha' = 0,23^\circ$$

valeur admissible.

Calcul de la flèche pour l'épaisseur donnée par (HEI)

Si $h = 22 \text{ mm}$

$$W_{\max} = \frac{0,0284 \cdot 94300 \cdot (0,96)^4}{1,96 \cdot 10^{11} \cdot (22)^3 \cdot 10^{-9}} = 1,09 \text{ mm}$$

On voit que dans ce cas la flèche maximum est inférieure à la flèche admissible.

.../...

Par souci d'économie réduisons l'épaisseur du flanc à 19 mm et calculons la flèche maximum pour cette valeur :

$$W_{\max} = \frac{0,0284 \cdot 94300 (0,96)^4}{1,96 \cdot 10^{11} \cdot (19)^3 \cdot 10^{-9}} = 1,70 \text{ mm}$$

On adopte une épaisseur définitive de 19 mm pour l'épaisseur des flancs, valeur pour laquelle la flèche maximum est encore inférieure à la flèche admissible.

b - Calcul de l'épaisseur du fond

Le fond du condenseur est réalisé d'une plaque rectangulaire de dimensions équivalentes à celle de la surface de base de l'enveloppe c'est à dire 8 m x 5,5 m. Il est soudé d'une part à l'enveloppe et d'autre part aux plaques intermédiaires.

Pour calculer l'épaisseur du fond, il suffit de calculer celle d'une portion de fond comprise entre deux plaques intermédiaires en sachant que cette portion est rectangulaire et encastrée (soudée) sur tout son périmètre, ses dimensions sont :

- longueur : $b = 5,50 \text{ m}$
- largeur : $a = 0,96 \text{ m}$ (espace entre deux plaques intermédiaires).

Le fond étant soumis aux mêmes forces de pression uniforme que toutes les parois de l'enveloppe, doit avoir une épaisseur capable de résister aux forces d'écrasement.

Le calcul de l'épaisseur du fond s'effectue de même façon que celle du flanc.

La flèche admissible W_d est égale à $\frac{a}{500}$

$$W_d = \frac{0,96}{500} = 1,92 \text{ mm.}$$

Calculons la flèche maximum W_{\max} pour la section considéré avec une épaisseur de 19 mm comme précédemment.

.../...

$$W_{\max} = \frac{\alpha \cdot \Delta P \cdot a^4}{E \cdot (h)^3}$$

$$\frac{b}{a} = \frac{5,5}{0,96} = 5,73 \quad \text{d'où} \quad \alpha = 0,0284$$

$$\Delta P = (1 - 0,057) = 0,943 \text{ bar} = 94300 \text{ N/m}^2$$

$$a = 0,96 \text{ m}$$

$$E = 1,96 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$h = 19 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$W_{\max} = \frac{0,0284 \times 94300 \times (0,96)^4}{1,96 \times 10^{11} \times (19)^3 \cdot 10^{-9}} = 1,70 \text{ mm}$$

On constate que pour une épaisseur de 19 mm, la flèche maximum est inférieure à la flèche admissible. On adopte définitivement cette valeur pour l'épaisseur du fond de notre condenseur.

3.7 - Dimensionnement de l'épaisseur des boîtes à eau

Les boîtes à eau sont de formes parallélépipédiques aux dimensions définies précédemment. Elles sont constituées :

- de 4 flancs soudés
- d'une porte montée sur charnière et bridée sur les flancs
- ↳ d'une plaque tubulaire.

On rappelle que les boîtes à eau ont de mêmes dimensions à l'entrée et à la sortie. Cependant la pression régnant dans chacune d'elles est différente (voir plus loin calcul de l'effet siphon, § 4.3) en effet :

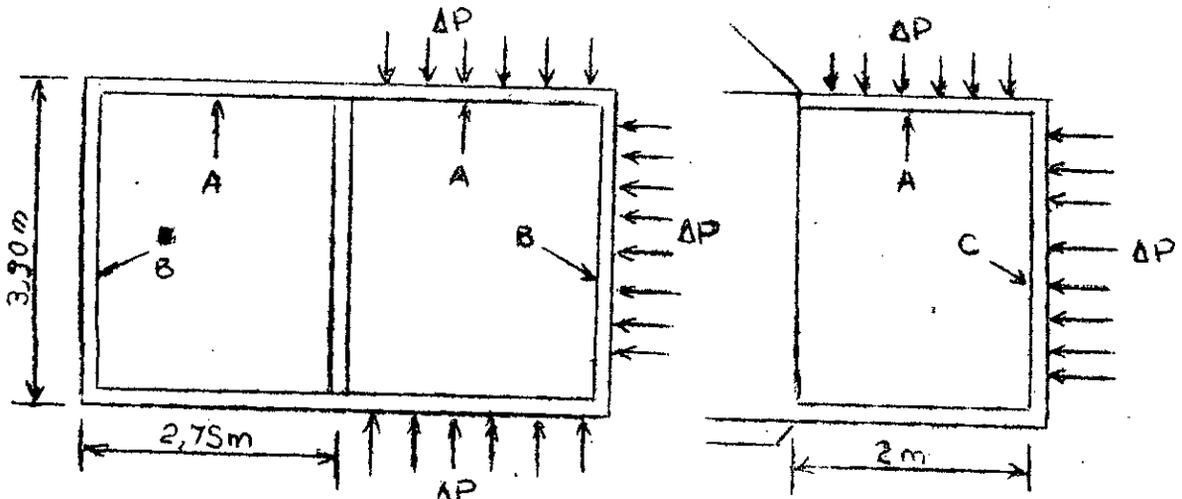
- à la boîte d'entrée la pression est de 6,63 m CE
- à la boîte de sortie la pression est de 3,49 m CE.

Ainsi, pour la tenue des boîtes à eau notamment dans la nervuration on doit tenir compte de chacune des pressions régnant dans celles-ci.

Pour le calcul des épaisseurs et des nervures on ne tiendra compte que des forces de pressions.

.../...

3.7.1 - Boîtes à eau de sortie



La pression dans chaque boîte est de 0,338 bar

La différence de pression agissante $\Delta P = 0,662$ bar

$$\Delta P = 66200 \text{ N/m}^2$$

Désignons par les mêmes lettres les flancs de mêmes dimensions et travaillant dans les mêmes conditions - soient A, B et C ces flancs

a - Calcul de l'épaisseur du flanc (A)

Le flanc (A) est réalisé d'une plaque rectangulaire de dimensions :

- longueur $b = 2,75$ m
- largeur $a = 2$ m
- épaisseur $h = ?$

La plaque est soudée sur trois côtés et bridée par son dernier côté donc elle peut être considérée comme étant encastree sur tout son périmètre.

En sachant qu'il faut respecter une flèche admissible $W_{ad} = \frac{a}{500}$

soit $W_d = \frac{2}{500} = 4$ mm, calculons l'épaisseur minimale correspon-

dante à cette flèche donnée par la formule de la théorie des plaques rectangulaires encastrees.

.../...

$$\text{Nous avons } Wad = \frac{\alpha \cdot \Delta P (a)^4}{E h^3}$$

$$\frac{b}{a} = \frac{2,75}{2} = 1,375 \text{ d'où } \alpha \approx 0,0220$$

$$\begin{aligned} \Delta P &= 66200 \text{ N/m}^2 \\ E &= 1,96 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2 \\ h &= ? \end{aligned}$$

$$h = \left[\frac{(\alpha \cdot \Delta P (a)^4)}{E Wad} \right]^{1/3} = \frac{(0,022 \times 66200 \times (2)^4)^{1/3}}{(1,96 \cdot 10^{11} \cdot 4 \cdot 10^{-3})^{1/3}} = 31 \text{ mm}$$

On voit que pour résister aux forces de pression, l'épaisseur de la plaque doit avoir une valeur minimale de 31 mm, cependant nous pouvons réduire cette épaisseur en modifiant la forme géométrique de la section notamment en soudant des nervures sur la plaque, ce qui augmente sa rigidité. Si on veut utiliser une plaque d'épaisseur de 19 mm, déterminons le nombre et les dimensions des nervures nécessaires de sorte qu'en fonctionnement la flèche maximale de déformation doit avoir une valeur inférieure à celle de la flèche admissible.

Pour cela, nous faisons une approximation qui va dans le sens du surdimensionnement des nervures en supposant que la plaque n'est encadrée que sur deux côtés et libre sur les deux autres, dans ce cas, la plaque peut être assimilée à une poutre soumise à une charge uniformément répartie, la flèche maximale est alors donnée par la formule :

$$W_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{5}{384} \frac{q (a)^4}{EI} \quad (2)$$

ou : q : charge uniformément répartie

a : longueur de la poutre

E : module de Young

I : moment d'inertie.

.../...

La charge q vaut :

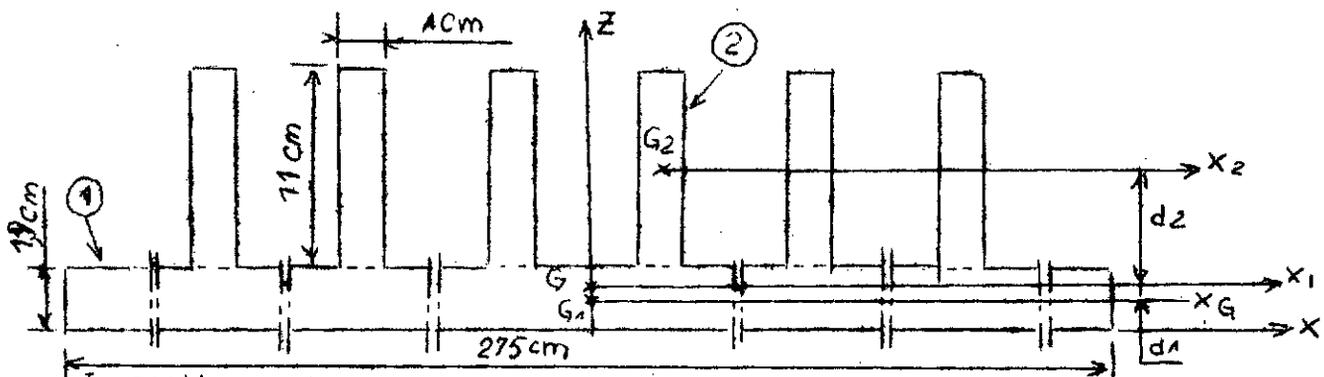
$$q = b \times \Delta P \times \frac{1}{1} = 2,75 \times 66200 = 182050 \text{ N/m}$$

$$a = 2 \text{ m}$$

$$E = 1,96 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

Si on adopte pour valeur de flèche admissible celle trouvée pour le cas où la plaque est encadrée sur ses quatre côtés c'est à dire 4 mm, nous pouvons choisir judicieusement le moment d'inertie de la section de sorte que la flèche maximale W_{\max} donnée par la formule (2) soit inférieure à la flèche admissible.

Si nous ajoutons six nervures de 11 cm de hauteur et 1 cm de largeur à la plaque considérée sa section serait la suivante :



La section peut se composer en deux sections simples :

Section (1) : - longueur : 275 cm

- hauteur : 1,9 cm

Centre de gravité G_1 porté par l'axe x_1

Section (2) : six nombre de six espacées régulièrement de 39,3 cm

de - hauteur : 11 cm

- épaisseur: 1 cm

Centre de gravité G_2 porté par l'axe x_2 .

Calculons le moment d'inertie de cette section I_{xG} par rapport à son centre de gravité :

$$I_{xG} = I_{x1} + A_1 d_1^2 + 6 (I_{x2} + A_2 d_2^2)$$

.../...

- I_{x1} : moment d'inertie de (1) par rapport à l'axe $G_1 \times 1$
 A_1 : surface de la section (1)
 d_1 : distance de G_1 par G (centre de gravité de section composée)
 I_{x2} : moment d'inertie de la section (2) par rapport à l'axe $G_2 \times 2$
 A_2 : surface de cette section
 d_2 : distance de G_2 par rapport à G

Calculons l'ordonnée Z_G de la section composée dans le repère Z, G, X_G :

$$Z_G = \frac{Z_1 \cdot A_1 + (Z_2 \cdot A_2)}{A_1 + 6 \times A_2}$$

où : Z_1 est l'ordonnée de G_1 par rapport à l'axe X , $Z_1 = 0,95$ cm
 Z_2 est l'ordonnée de G_2 par rapport à l'axe X , $Z_2 = 7,4$ cm

$$Z_G = \frac{0,95 \times 522,5 + 6 (11 \times 7,4)}{522,5 + 6 \times 11} = 1,67$$

d'où : $d_1 = Z_G - Z_1 = 1,67 - 0,95 = 0,72$ cm
 $d_2 = Z_2 - Z_G = 7,4 - 1,67 = 5,73$ cm

$$I_{x1} = \frac{275}{12} (1,9)^3 = 157,2 \text{ cm}^4$$

$$A_1 d_1^2 = 522,5 (0,72)^2 = 270,9 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{1}{12} (11)^3 = 110,9 \text{ cm}^4$$

$$A_2 d_2^2 = 11 (5,73)^2 = 361,2 \text{ cm}^4$$

d'où : $I_{xG} = I = 157,2 + 270,9 + 6 (110,9 + 361,2) = 3260 \text{ cm}^4$

Calcul de la flèche maximum

$$W_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{5}{384} \cdot \frac{q \cdot (a)^4}{EI} = \frac{2}{3} \cdot \frac{5}{384} \cdot \frac{182050 \cdot (2)^4}{1,96 \cdot 10^{11} \times 3260 \cdot 10^{-8}} = 3,96 \text{ mm}$$

$$W_{\max} = 3,96 \text{ mm} < W_{ad}$$

On voit qu'après disposition de nervures de 11 x 1 cm sur toute la longueur de la plaque d'épaisseur 19 mm celle-ci résiste dans de bonnes conditions aux forces de pression qui s'exercent sur elle.

.../...

Les dimensions définitives des nervures espacées régulièrement de 39,3 cm sont :

- longueur : 200 cm
- hauteur : 11 cm
- épaisseur : 1 cm.

b - Calcul de l'épaisseur du flanc (B)

On procède de la même façon que précédemment, la plaque est encadrée sur ses quatre côtés. Ses dimensions sont :

- longueur : $b = 3,90$ m
- largeur : $a = 2,00$ m
- épaisseur : $h = ?$

La flèche admissible est de $\frac{a}{500} = 4$ mm

En utilisant l'équation (1) on peut déterminer l'épaisseur correspondant à la flèche admissible :

$$h = \frac{\alpha \Delta P (a)^4}{E Wad}$$

$$\frac{b}{a} = \frac{3,90}{2} = 1,95 \text{ d'où } \alpha = 0,0277$$

$$\Delta P = 66200 \text{ N/m}^2$$

$$a = 2 \text{ m}$$

$$E = 1,96 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$h = \frac{(0,0277 \cdot 66200 (2)^4)^{1/3}}{(1,96 \cdot 10^{11} \cdot 4 \cdot 10^{-3})} = 33,4 \text{ mm}$$

On voit que si l'on réalise le flanc avec une plaque, son épaisseur minimale doit être de 33,4 mm, solution à rejeter à cause de la difficulté de réalisation et du prix de revient élevé.

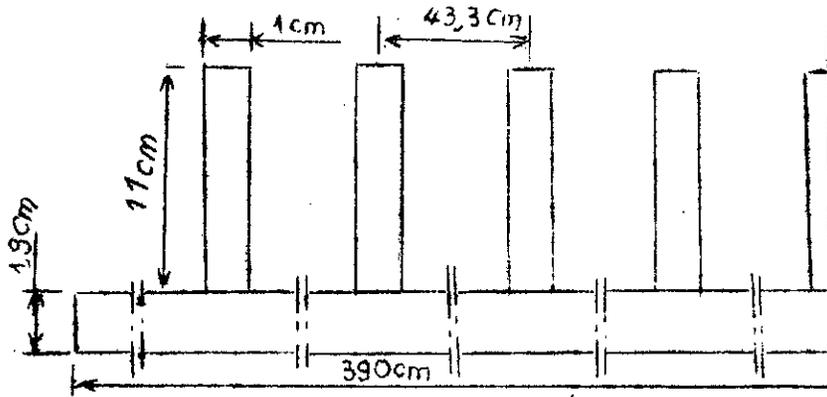
Pour diminuer cette épaisseur tout en augmentant la rigidité de la plaque on procède à la nervuration de celle-ci comme précédemment en prenant comme épaisseur 19 mm.

.../...

On considère que la plaque est encastree uniquement sur deux cotes et subit une charge q uniformement repartie :

$$q = 3,90 \times \Delta P \times \frac{1}{1} = 3,90 \times 66200 = 258\,180 \text{ N/m}^2$$

Plaçons neuf nervures sur la plaque consideree : de dimensions suivantes :



Le moment d'inertie de cette section (calcule comme precedemment) a une valeur de 4853 cm⁴.

La fleche maximale serait dans ce cas egale a :

$$W_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{5}{384} \frac{258\,180 \cdot (2)^4}{1,96 \cdot 10^{11} \cdot 4853 \cdot 10^{-8}} = 3,8 \text{ mm}$$

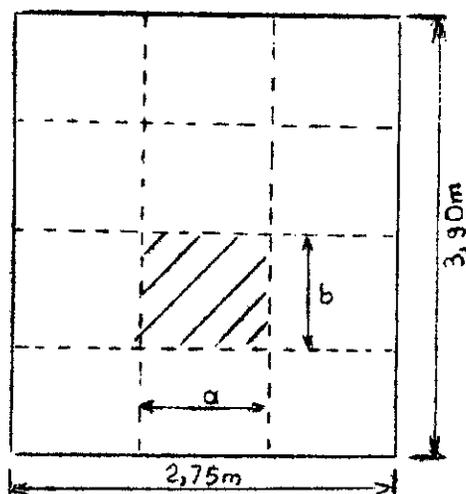
On s'apercoit que pour la plaque de 19 mm d'epaisseur comportant neuf nervures, la fleche maximale est inferieure a la fleche admissible dans ce cas, les conditions de resistance sont satisfaites :

c - Calcul de l'epaisseur du couvercle

Les plaques constituant les couvercles des boites a eau sont des plaques rectangulaires de :

- longueur : 3,90 m
- largeur : 2,75 m

.../...



Le couvercle est bridé sur toute sa périphérie sur la boîte à eau, et fixé en outre sur six tirants à l'intérieur de la boîte (3 tirants par faisceau). Ces tirants sont considérés comme appuis fixes délimitant ainsi des portions de mêmes dimensions soient :

- longueur $b = 0,98$ m
- largeur $a = 0,92$ m.

Ces portions ont la même surface et subissent la même force de pression uniforme. Considérons que chaque portion est encadrée par continuité entre quatre appuis fixes pour calculer l'épaisseur du couvercle il suffit de calculer l'épaisseur d'une de ces portions en appliquant la formule (1) :

$$W_{\max} = \frac{\alpha \Delta P a^4}{Eh^3}$$

$$\frac{b}{a} \approx 1 \quad \text{donc} \quad \alpha = 0,0138$$

$$\Delta P = 66200 \text{ N/m}^2$$

$$a = 0,92 \text{ m}$$

$$E = 1,96 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$h = ?$$

La flèche admissible vaut $\frac{a}{500}$

$$W_{\text{ad}} = \frac{0,92}{500} = 1,84 \text{ mm}$$

.../...

Calculons l'épaisseur minimale h correspondant à la flèche admissible :

$$h = \left[\frac{\alpha \Delta P a^4}{E Wad} \right]^{1/3}$$

$$h = \left[\frac{(0,0138 \cdot 66200 \cdot (0,92)^4)}{(1,96 \cdot 10^{11} \cdot 1,84 \cdot 10^{-3})} \right]^{1/3} = 12,16 \text{ mm}$$

Du fait que cette valeur d'épaisseur est obtenue en assimilant la portion fixée sur 4 points comme étant encastree sur ses 4 côtés (par continuité) ce qui n'est pas exactement le cas on adopte une épaisseur définitive de 15 mm.

3.7.2 - Boîte à eau d'entrée

Les deux boîtes à eau d'entrée ont exactement les mêmes dimensions que les boîtes à eau de sortie.

La pression uniforme exercée sur les boîtes d'entrée est inférieure à celle agissant sur les boîtes de sortie.

On sait que la pression dans les boîtes d'entrée est de 0,642 bar, donc

$$\Delta P = 1 - 0,642 = 0,358 \text{ bar}$$

$$\Delta P = 35800 \text{ N/m}^2.$$

On dimensionne les boîtes d'entrée de la même façon que les boîtes de sortie (mêmes épaisseurs et mêmes nervures). On tolère ce surdimensionnement du fait que les boîtes d'entrée sont moins sollicitées que les boîtes de sortie, parce que le joint de dilatation est placé sur les boîtes d'entrée, ce qui défavorise quelque peu leurs conditions de résistance aux forces d'écrasement.

3.8 - Calcul du puits

condenseur

Le puits est un réservoir soudé au fond du condenseur, il sert à recueillir l'eau condensée. Son volume sera calculé pour deux minutes de réserve en eau pour la tranche.

.../...

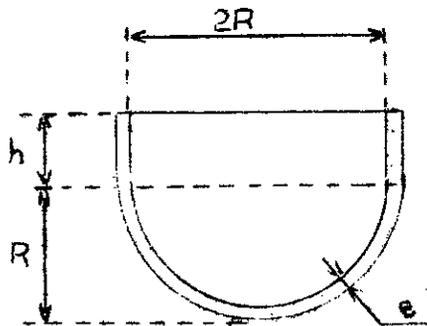
Le puits sera réalisé d'un assemblage par soudure d'un réservoir cylindrique et d'un fond sphérique.

Calcul du volume du puits et de sa hauteur totale

On sait que le débit de vapeur en pleine charge est de 360 tonnes de vapeur par heure donc la condensation produit 360 tonne d'eau par heure soit 362,5 m³ si la densité de cette eau à la température du condenseur est de 993 kg/m³.

Le volume du puits sera donc de V :

$$V = \frac{362,5 \times 2}{60} = 12,08 \text{ m}^3$$



Si le rayon R intérieur du puits est de 1,60 m calculons la hauteur h du réservoir cylindrique.

Le volume total du réservoir V est égal à la somme du volume V₁ du réservoir cylindrique et du volume V₂ du réservoir sphérique :

$$V = V_1 + V_2$$

$$V_1 = \pi R^2 h$$

$$V_2 = \frac{2}{3} \pi R^3 \text{ d'où } V = \pi R^2 h + \frac{2}{3} \pi R^3 = 12,08 \text{ m}^3$$

$$\text{d'où } h = \frac{V}{\pi R^2} - \frac{2}{3} R$$

$$h = \frac{12,08}{\pi (1,6)^2} - \frac{2}{3} (1,6) = 0,435 \text{ m.}$$

Calcul de l'épaisseur du réservoir

On adopte une même épaisseur pour le réservoir cylindrique et le réservoir sphérique. On fait le calcul de l'enveloppe pour le réservoir cylindrique sachant que le réservoir sphérique, toutes proportions gardées résiste dans de meilleures conditions.

Au démarrage le vide dans le puits est le même que celui régnant dans le condenseur. L'épaisseur du puits sera déterminée pour résister aux forces d'écrasement dues à la différence de pression DP entre l'intérieur et l'extérieur.

$$DP = 1 - 0,057 = 0,943 \text{ bar} =$$

$$DP = 94300 \text{ N/m}^2.$$

L'épaisseur "e" d'un réservoir cylindrique, dans le cas où la pression intérieure est inférieure à la pression extérieure, est donnée par la formule :

$$e \geq r \left(\sqrt{\frac{R_{pe}}{R_{pe} - 2DP}} - 1 \right)$$

Le matériau utilisé pour la réalisation du puits est un acier doux à 3 % de nickel. Ce matériau est choisi pour ses caractéristiques mécaniques élevées et son rapport élasticité poids spécifique plus favorable que les alliages d'aluminium. Sa résistance à la rupture est de $R \approx 460 \text{ N/mm}^2$. Sa résistance pratique à la rupture R_{pe} vaut environ 120 N/mm^2 .

Donc l'épaisseur "e" aura pour valeur :

$$e \geq 1600 \left(\sqrt{\frac{120}{120 - 2 \times 0,0943}} - 1 \right) \approx 1,3 \text{ mm}$$

Pour plus de sécurité on adopte une épaisseur définitive de 3 mm.

3.9 - Suspension du condenseur

L'installation du condenseur pose le problème de la liaison à la turbine et de la suspension. Deux impératifs gouvernent ce problème :

- Le condenseur doit être relié de manière étanche à la turbine
- Les efforts du condenseur sur la turbine doivent être limités à une valeur faible.

.../...

On a choisi de souder le condenseur à la turbine. Dans ce cas, il est exclu que la turbine reprenne les efforts dus à la dilatation en marche du condenseur. Il est indispensable de prévoir une suspension élastique de celui-ci qui repose sur des ressorts tarés de manière à l'équilibrer en ordre de marche.

En fonctionnement le condenseur se dilate vers le bas et comprime plus ou moins les ressorts.

On rappelle que l'ordre de grandeur des dilatations varie de (10 à 15 mm).

Les ressorts auront à supporter le poids du condenseur en ordre de marche (calculé de manière approximative).

Il sera égal au poids propre du condenseur additionné du poids de l'eau de circulation :

- Le poids du condenseur est de	: 153,4	
- Le poids de l'eau de circulation est de	: 116,95	
- Le poids de l'eau du puits est de	: <u>12</u>	tones
	<u>Total</u>	<u>282</u> tones

Calcul des ressorts

Nous utilisons des ressorts en hélice à section circulaire en acier dur trempé.

Données :

Module d'élasticité à la torsion G	= 78 000 N/mm ² .
Diamètre du fil d	= 40 mm
Diamètre d'enroulement D	= 200 mm
Fatigue maximum à la torsion R	= 43,36 kg/mm ² .
On admet une flèche maximum F	= 70 mm.

.../...

- Calcul de la charge (P) du ressort :

$$P = \frac{\pi \cdot d^3}{8 D} R = \frac{\pi \times (40)^3}{8 \times (200)} \times 43,36 = 5450 \text{ kg}$$

- Nombre utile de spires n_1

$$n_1 = \frac{G \times F \times d^4}{8 \cdot D^3 \cdot P} = \frac{70 \times (40)^4 \times 78\,000}{8 \times (200)^3 \times 5450 \times 9,81} = 4,08$$

- Nombre total de spires n

$$n = n_1 + 2 = 4 + 2 = 6$$

- Flexibilité $f = 77,9 \text{ kg/mm}$

- Hauteur théorique du ressort écrasé h_1

$$h_1 = n \times d = 6 \times 40 = 240 \text{ mm}$$

- Hauteur théorique libre h_2

$$h_2 = h_1 + F = 240 + 70 = 310 \text{ mm}$$

- Hauteur réelle (fabrication) h

$$h = h_2 + (1,25 d) = 310 + 50 = 360 \text{ mm}$$

- Pas de fabrication : p

$$p = \frac{h_2}{n} = \frac{310}{6} = 52 \text{ mm}$$

Détermination du nombre de ressorts nécessaires à la suspension du condenseur, en ordre de marche :

- le condenseur a une masse approximative de 282 tonnes, la charge d'un ressort est de 5450 kg

d'où le nombre N de ressorts :

$$N = \frac{282.000}{5450} = 52$$

.../...

3.10 - Effets de fond et compensation

Dans le cas où le condenseur est soudé à la turbine, ce qui est notre cas, la turbine ne peut supporter des efforts et des moments que dans les limites fixées par le constructeur. Calculons ces efforts et moments, s'ils sont importants il y aura lieu de les compenser.

Considérons le condenseur avec toutes les côtes par rapport aux plans d'eau (voir fig. 6). Il repose sur des ressorts tarés de manière à l'équilibrer à l'arrêt et en ordre de marche.

On dispose de 4 soufflets de dilatation qui permettent une légère variation de position du condenseur en marche soit :

- 2 dans les tuyauteries d'amenée d'eau
- 2 dans les tuyauteries de rejet d'eau

appelons par :

- S1 = section totale des tubulures d'entrée

$$- S1 = 2 \frac{\pi d_1^2}{4} = 2 \frac{\pi (1,40)^2}{4} = 3,08 \text{ m}^2$$

- S2 = section totale des tubulures de sortie

$$- S2 = 2 \frac{\pi d_2^2}{4} = 2 \frac{\pi (1,25)^2}{4} = 2,45 \text{ m}^2$$

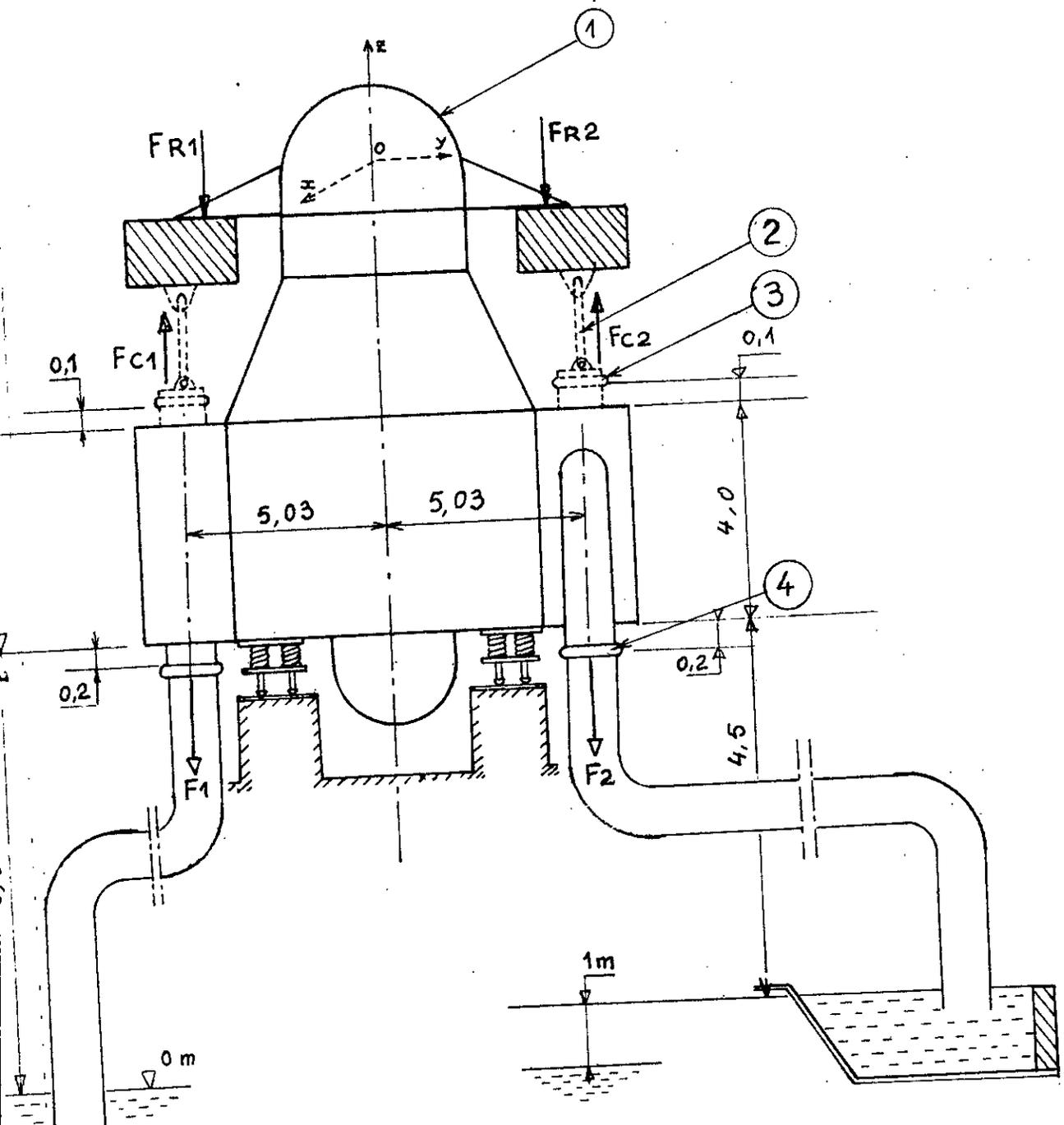
3.10.1 - Poussée due à la dépression dans la boîte à eau

La dépression se produit dans la boîte à eau au point où elle présente des orifices reliés à des soufflets de dilatation par des forces dirigées vers l'extérieur de la boîte, dans l'axe des orifices.

Ces forces sont égales à F :

$$F = \Delta P \cdot S \quad \left| \begin{array}{l} S : \text{section totale} \\ \Delta P : \text{dépression} \end{array} \right.$$

.../...



- ① Turbine
- ② Tirant
- ③ Soufflet de compensation
- ④ Soufflet de dilatation

Figure 6-

1° - A l'arrêt

Les dépressions sont égales aux côtes des orifices considérés par rapport au niveau d'eau à l'aspiration et au refoulement :

- à la boîte d'entrée les soufflets sont situés à 5,3 m du niveau d'aspiration
- à la boîte de sortie les soufflets sont situés à 4,3 m du niveau de refoulement.

(rappel : 1 m.C.E = 1 mètre colonne d'eau = 0,0968 bar).

a - Dépression

- Bride d'entrée d'eau : côte = 5,3 m

$$\begin{aligned}\Delta P_1 &= 5,3 \text{ m C.E} \\ &= 0,513 \text{ bar} = 51300 \text{ Pa}\end{aligned}$$

- Bride de sortie

$$\begin{aligned}\Delta P_2 &= (5,3 - 1) = 4,3 \text{ m C.E} \\ &= 0,416 \text{ bar} = 41600 \text{ Pa.}\end{aligned}$$

b - Forces

Ces dépressions se traduisent par des forces F1 et F2 :

- à la bride d'entrée

$$F_1 = S_1 \cdot \Delta P_1 = (3,08) \cdot 51300 = 15800 \text{ daN}$$

- à la bride de sortie

$$F_2 = S_2 \cdot \Delta P_2 = (2,45) \cdot 41600 = 10192 \text{ daN.}$$

c - Moments

Ces forces engendrent à la bride de raccordement de la turbine un moment résultant Mx.

.../...

Les distances entre ces forces F1 et F2 et l'axe du groupe étant :

$$L1 = L2 = l = 5,03$$

$$\begin{aligned} Mx &= F1.L - F2.L \\ &= 15800.5,03 - 10192.5,03 \\ &= 79474 - 51266 = 28208 \text{ m daN.} \end{aligned}$$

2° - En marche

Les dépressions citées plus haut sont à diminuer des pertes de charges dans le circuit d'eau de circulation en aval du point considéré.

a - Dépressions

- à la bride d'entrée

$$\Delta P1' = 0,03127 \text{ bar} = 3127 \text{ Pa}$$

- à la bride de sortie

$$\begin{aligned} \Delta P2' &= 4,3 - 1,62 = 2,68 \text{ m.CE} \\ &= 0,2594 \text{ bar} = 25940 \text{ Pa.} \end{aligned}$$

b - Forces

Ces dépressions se traduisent par des forces F1' et F2'.

- à la bride d'entrée

$$F1' = S1 \cdot \Delta P1' = (3,08).3127 = 963 \text{ daN}$$

$$F2' = S2 \cdot \Delta P2' = (2,45).25940 = 6355 \text{ daN.}$$

c - Moments

Ces forces se traduisent par des moments résultants Mx' sur le corps de la turbine.

$$\begin{aligned} Mx' &= F1'.L - F2'.L \\ &= 963.5,03 - 6355.5,03 \\ &= 4844 - 31965 = - 27121 \text{ m.daN.} \end{aligned}$$

.../...

3.10.2 - Compensation des effets de fond

Dans le cas où le corps de turbine ne pourra supporter des moments de cette valeur, on sera amené à installer sur les boîtes à eau des soufflets de compensation dont le rôle est de réduire les forces agissant sur le corps de turbine.

Pour ce fait on installe :

- 2 soufflets de compensation de 1,30 m de diamètre sur la boîte d'entrée
- 2 soufflets de compensation de 1,15 m de diamètre sur la boîte de sortie.

Soit :

SC1 : section totale des soufflets à l'entrée

$$SC1 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (dC1)^2}{4} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (1,30)^2}{4} = 2,655 \text{ m}^2$$

SC2 : section totale des soufflets à la sortie

$$SC2 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (dC2)^2}{4} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (1,15)^2}{4} = 2,08 \text{ m}^2.$$

Les soufflets sont disposés à 5,03 m de l'axe turbine.

L'intérieur de ces soufflets devant communiquer avec les boîtes à eau.

Leurs côtes (h) par rapport aux niveaux d'aspiration et de refoulement sont :

- soufflets de la boîte d'entrée par rapport au niveau d'aspiration:

$$h1 = 9,60 \text{ m}$$

- soufflets de la boîte de sortie par rapport au niveau de refoulement:

$$h2 = 8,60 \text{ m}.$$

1° - A l'arrêt

a - Dépressions

- bride d'entrée

$$\Delta PC1 = 9,6 \text{ m.CE} = 0,93 \text{ bar} = 93000 \text{ Pa}$$

.../...

- bride de sortie

$$\Delta PC2 = 8,6 \text{ m.CE} = 0,8325 \text{ bar} = 83250 \text{ Pa.}$$

b - Forces

FC1 = dirigée vers l'extérieur de la boîte

$$FC1 = SC1. \Delta PC1 = 93000.2,655 = 24692 \text{ daN}$$

$$FC2 = SC2. \Delta PC2 = 83250.2,08 = 17316 \text{ daN.}$$

c - Moments

$$M_{xc} = FC1.LC - FC2.LC$$

En sachant que $LC = L = 5,03 \text{ m}$ on a :

$$M_{xc} = 24692.5,03 - 17316.5,03$$

$$= 124200 - 87099 = 37101 \text{ m.daN.}$$

2° - En marche

Les dépressions trouvées à l'arrêt sont à diminuer des pertes de charges dans le circuit d'eau de circulation en aval du point considéré :

a - Dépressions

- à la bride d'entrée

$$\Delta PC1' = 9,6 - (1,837 + 3,14) = 4,623 \text{ m.CE}$$

$$= 0,4475 \text{ bar} = 44750 \text{ Pa}$$

- à la bride de sortie

$$\Delta PC2' = 8,6 - (1,62) = 6,98 \text{ mCE}$$

$$= 0,6757 \text{ bar} = 67570 \text{ Pa.}$$

b - Forces

$$FC1' = SC1. \Delta PC1' = 2,655.44750 = 11880 \text{ daN}$$

$$FC2' = SC2. \Delta PC2' = 2,08.67570 = 14055 \text{ daN.}$$

c - Moments

$$M'_{xc} = F'c1.LC - F'c2.LC$$

$$= 11880.5,03 - 14055.5,03$$

$$= 59756 - 70697 = -10940 \text{ m. daN.}$$

N.B. : Pour mieux comprendre les effets des soufflets de compensation voir tableau suivant:

.../...

EFFETS DE FOND		F [daN]	L [m]	M [m.daN]
		Condenseur a l'arret		
sans compensateurs	B.E	- 15 800	+ 5,03	- 79474
	B.S	- 10102	- 5,03	+ 51 266
avec compensateurs	B.E	+ 24690	+ 5,03	+ 124 200
	B.S	+ 17316	- 5,03	- 87099
Forces et moments resultants		+ 16 0 20	/	+ 8893
		Condenseur en marche		
sans compensateurs	B.E	- 963	+ 5,03	- 4844
	B.S	- 6355	- 5,03	+ 31965
avec compensateurs	B.E	+ 11880	+ 5,03	+ 59756
	B.S	+ 14055	- 5,03	- 70697
Forces et moments resultants		+ 18 617	/	+ 16180

NB: B.E = Boite a eau d'entree

B.S = Boite a eau de sortie

C H A P I T R E 4

APPAREILLAGES ANNEXES

Dans ce chapitre nous décrivons brièvement les appareillages indispensables au fonctionnement du condenseur.

4.1 - Dispositifs de contournement de vapeur au condenseur

Le problème réside dans l'introduction au condenseur d'un certain débit de vapeur pour certaines conditions de marche notamment au démarrage ou à l'arrêt.

La particularité de cette vapeur étant qu'elle provient du générateur de vapeur donc à haute température et à haute pression d'où la nécessité de conditionner celle-ci avant/^{de} l'introduire dans le condenseur.

Ce conditionnement consiste :

- soit en une ou plusieurs détentes combinées avec désurchauffe par de l'eau pulvérisée
- soit uniquement en une ou plusieurs détentes conduisant également à une certaine désurchauffe de la vapeur.

Ces détente et ces désurchauffes peuvent s'opérer :

- à l'extérieur du condenseur
- une partie à l'extérieur du condenseur et une partie à l'intérieur.

Du fait que la température de la vapeur peut prendre des valeurs allant jusqu'à 150°C, il devient indispensable de prendre certaines précautions pour éviter les dommages au condenseur, notamment à la réservation de la possibilité de dilatation du faisceau tubulaire ainsi qu'à l'enveloppe et à la manchette du condenseur.

.../...

4.2 - Circuit d'extraction des incondensables

Pour un poste de condensation sous vide, il est indispensable d'extraire les incondensables qui augmentent la pression dans l'enceinte du condenseur.

Pour cela, on utilise des extracteurs d'air (pompes à vide et éjecteurs).

L'extracteur d'air a deux fonctions, la première consiste à mettre sous vide l'installation au démarrage, c'est-à-dire à réduire la pression à une valeur permettant de mettre en route la turbine. La seconde consiste à entretenir ce vide par extraction continue des incondensables. Les extracteurs d'air sont spécialisés dans l'une des deux fonctions.

La mise sous vide au démarrage s'effectue à l'aide d'un éjecteur à vapeur à un seul étage de compression.

Pour l'entretien du vide on emploie des pompes à vide du type SCAM LEBLANC utilisant comme fluide moteur de l'eau prise dans le circuit de refroidissement.

On exprime la quantité d'air à extraire selon une formule donnant le poids d'air sec en fonction du poids de vapeur à condenser, cet air correspond en quasi totalité aux entrées d'air parasites.

L'installation d'extraction d'air comprend :

- un éjecteur de démarrage utilisant comme fluide moteur de la vapeur vive à la pression de 20 bars, soutirée à la sortie du corps moyenne pression de la turbine pour assurer un vide de 0,80 bar dans le condenseur au bout de 20 minutes
- deux pompes à vide SCAM LEBLANC qui assurent la continuation de la mise sous vide lors de la deuxième période jusqu'à une pression de 0,08 bar, moment où l'une des pompes s'arrête. Pour réaliser le vide désiré dans le condenseur on utilisera la deuxième pompe qui poussera le vide jusqu'à 0,057 bar cette pompe fonctionne en continue, si la pression dans le condenseur monte jusqu'à 0,08 bar, l'autre pompe *régulée* se remet en marche.

.../...

4.2.1 - Caractéristiques de l'éjecteur de démarrage

Le volume (V) à mettre sous vide est égal au volume intérieur du condenseur diminué du volume occupé par les tubes et les plaques intermédiaires:

- Le volume intérieur du condenseur est égal à : 279,6 m³
- Le volume occupé par les tubes et les plaques est égal à : 37,3 m³.

Le volume total à mettre sous vide vaut alors : 254 m³

Temps de mise sous vide T = 20 minutes (pour l'éjecteur)
Vide désiré : 0,80 bar.

Pression d'alimentation de l'éjecteur 20 bars

On a la relation qui donne le débit de vapeur (q) nécessaire pour réaliser le vide:

$$q = 10 \times V \frac{(T1)}{T}$$

avec T1 temps de mise sous vide à la pression désirée, lu sur la courbe 7a, dans notre cas T1 = 8 minutes :

$$q = 10 \times 254 \times \frac{8}{20} = 1016 \text{ kg/h}$$

Le poids maximal admissible de rentrées d'air permanentes sera :

$$\frac{10 \times 1016}{1000} = 10,16 \text{ kg/h}$$

Capacité pneumatique de l'éjecteur

Cette valeur est donnée par la courbe - 7a - du constructeur, en fonction du vide désiré et de la pression d'alimentation de l'éjecteur.

Dans notre cas :

- Vide désiré : 0,8 bars
- Pression d'alimentation : 20 bars
- Pour valeur de capacité pneumatique on lit : 364 kg/h.

.../...

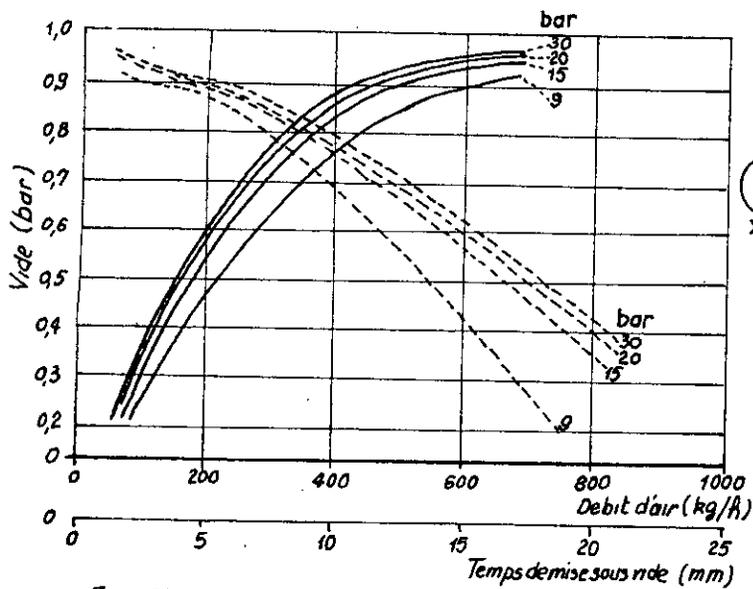
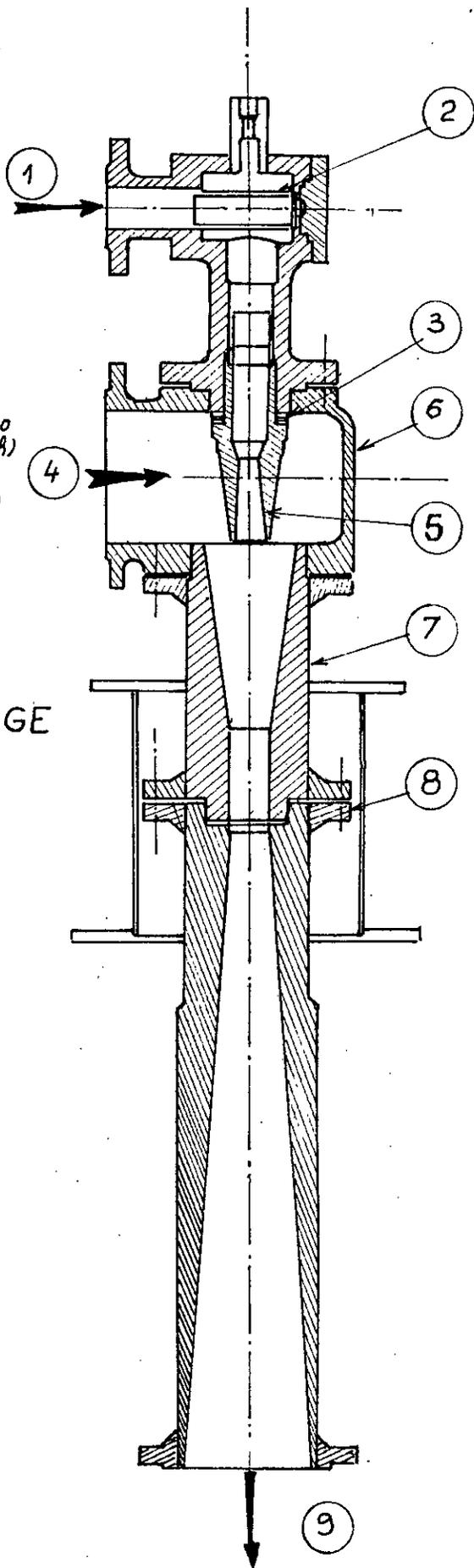


Fig. 7a - Temps de mise sous vide (—)
 Capacités pneumatiques (---)
 Compte tenu d'une rentrée d'air permanente
 de 10 Kg/h

Fig. 7b - EJECTEUR DE DEMARRAGE

- ① Arrivée de vapeur
- ② Filtre
- ③ Cales de réglage
- ④ Arrivée d'air
- ⑤ Tuyère
- ⑥ Boite d'aspiration
- ⑦ Convergent-Divergent
- ⑧ Joint
- ⑨ Sortie du mélange



4.2.2 - Caractéristiques du mélange air vapeur à extraire

Lors de l'extraction de l'air, on aspire en même temps une certaine quantité de vapeur. On se propose de déterminer les proportions de ces deux corps constituant le mélange :

a - Débit massique d'air à extraire

Le débit d'air sec ma à extraire en fonction du débit de vapeur à condenser est donné par la courbe de "Heat exchange institute Standards".

Nous avons un débit de vapeur $Qv = 360$ t/h, le débit d'air sec correspondant est de $ma = 35$ kg/h. Cette évaluation est égale approximativement à 3,5 fois le débit réel des rentrées d'air.

b - Débit massique de vapeur à extraire

Ce calcul nécessite la connaissance de Pv et Pa pressions partielles de la vapeur et de l'air dans le mélange à la sortie du refroidisseur d'air du condenseur.

La pression partielle de l'air, Pa se déduit de celle du mélange air-vapeur par la loi de Dalton :

$$Pc = Pa + Pv \text{ où } Pc \text{ est la pression totale du mélange à la bride d'extraction}$$

$$- Pa = Pc - Pv$$

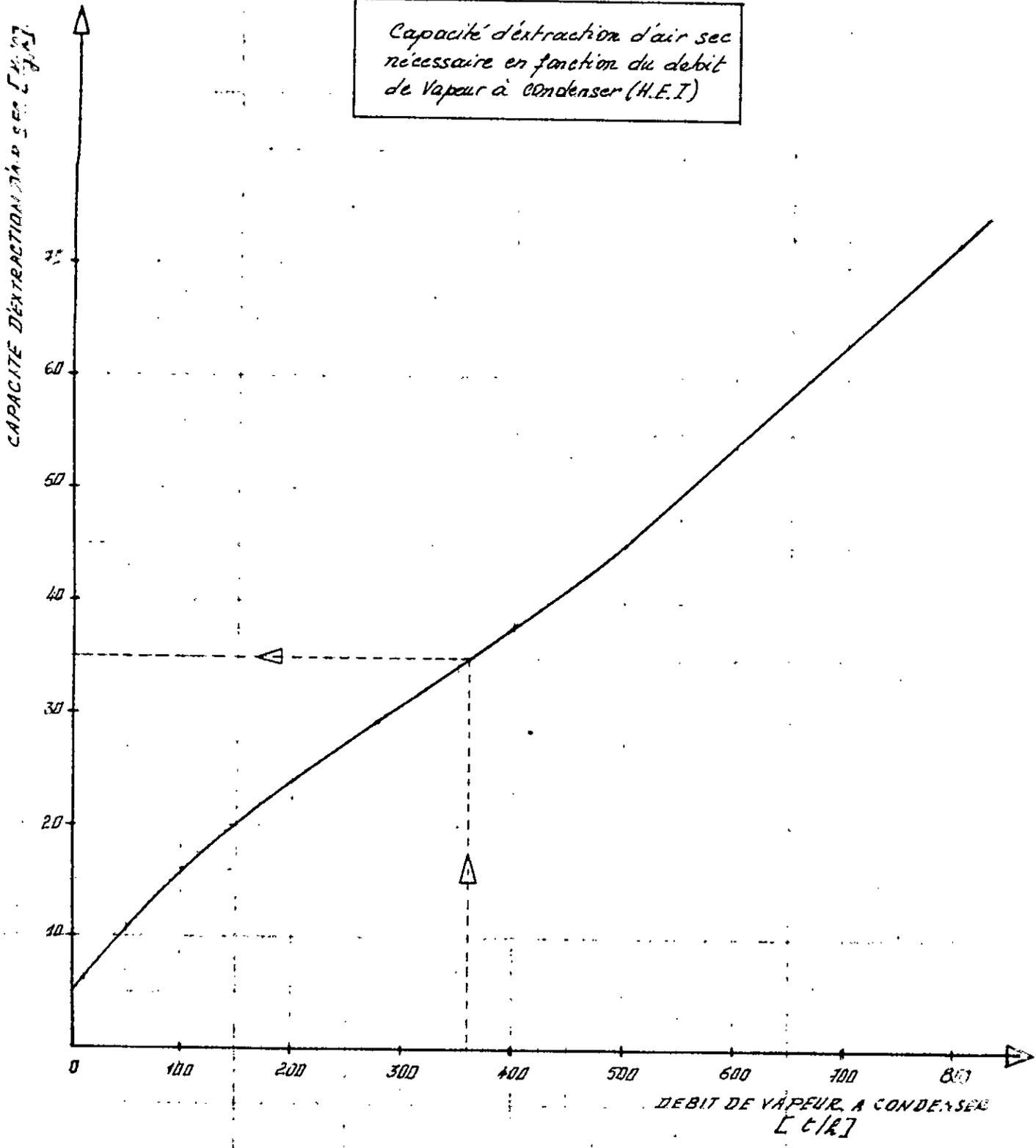
Pour la même pompe, il est possible de calculer la masse horaire mv de vapeur à extraire en fonction de la masse d'air sec ma .

On a :

$$mv = ma \cdot \frac{Pv}{Pa} \cdot d \quad d \approx 0,62 : \text{densité de vapeur par rapport à l'air.}$$

.../...

Capacité d'extraction d'air sec
nécessaire en fonction du débit
de Vapeur à Condenser (H.E.I)



Considérons que la pression totale à la bride d'extraction est égale à celle régnant dans le condenseur donc $P_c = 0,057$ bar.

La température du mélange à la bride d'extraction est égale à celle du refroidisseur d'air soit 31°C (elle est inférieure de 4°C à la température régnant dans le condenseur).

La pression P_v de la vapeur saturante correspondant à la température du mélange est de : $0,0435$ bar.

On a : $P_c = 0,057$ bar

d'où : $P_a = P_c - P_v = 0,057 - 0,0435 = 0,0135$ bar

finalement la valeur du débit de vapeur sera de :

$$m_v = m_a \cdot \frac{P_v}{P_a} \cdot d = 35 \times \frac{0,0435}{0,0135} \times 0,62 = 70 \text{ kg/h}$$

Le rapport des débits est de $\frac{m_v}{m_a} = \frac{70}{35} = 2$

4.2.4 - Calcul du temps de mise sous vide

Le vide se fait en trois étapes :

1ère période : un éjecteur de démarrage qui fonctionne pendant 8 minutes avec une capacité pneumatique C_{p1} de 364 kg/h .
L'éjecteur rabaisse la pression jusqu'à $0,8$ bar.

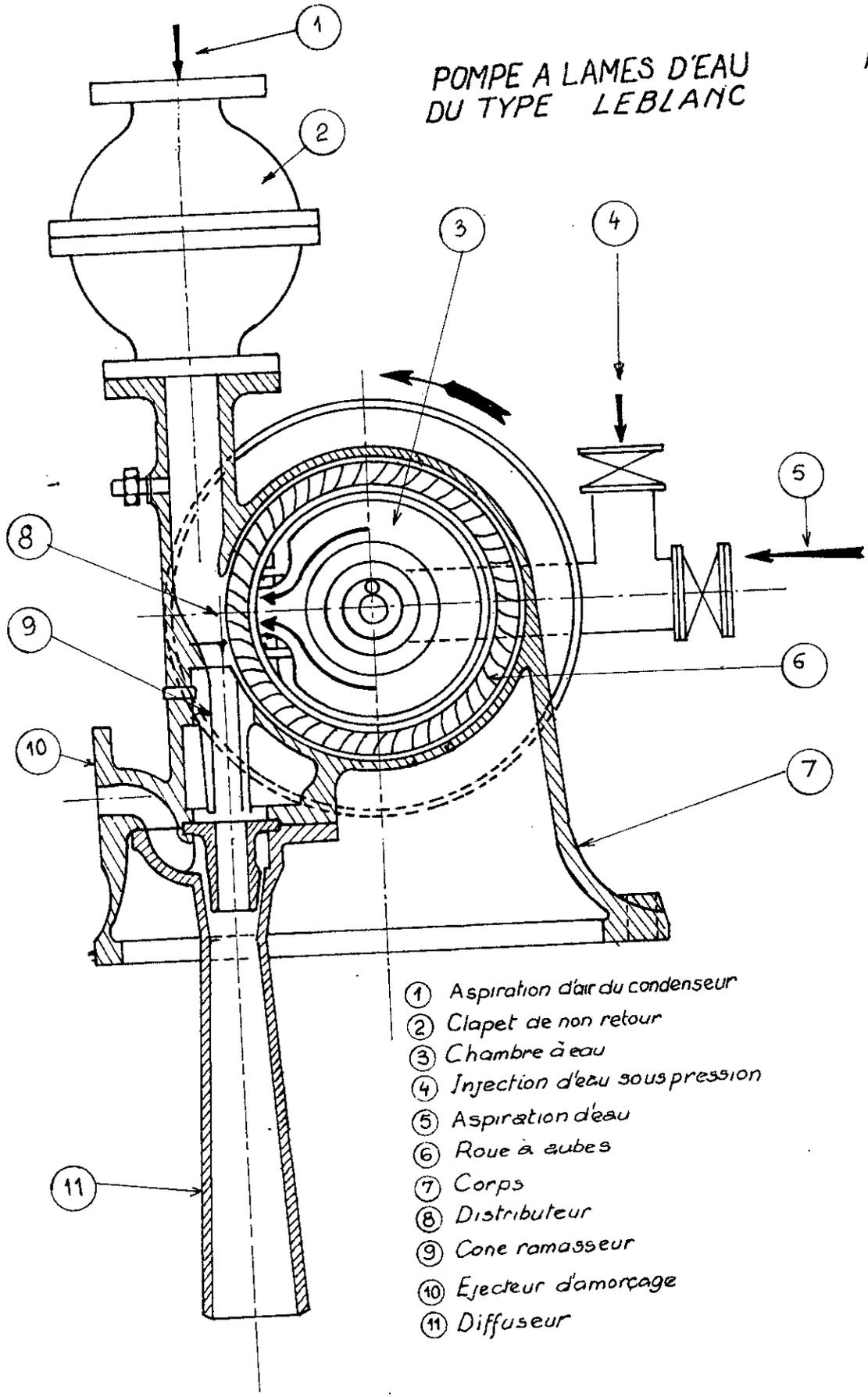
2ème période : deux pompes SCAM LEBLANC continuent l'extraction de l'air jusqu'à une pression de $0,08$ bar, la capacité pneumatique de chaque pompe C_{p2} étant de ~~$48,5 \text{ kg}$~~ 58 kg d'air sec/h.

3ème période : une seule pompe SCAM pousse le vide jusqu'à obtenir la pression désirée dans le condenseur c'est à dire $0,057$ bar.

.../...

POMPE A LAMES D'EAU
DU TYPE LEBLANC

Fig-8-



- ① Aspiration d'air du condenseur
- ② Clapet de non retour
- ③ Chambre à eau
- ④ Injection d'eau sous pression
- ⑤ Aspiration d'eau
- ⑥ Roue à aubes
- ⑦ Corps
- ⑧ Distributeur
- ⑨ Cone ramasseur
- ⑩ Ejecteur d'amorçage
- ⑪ Diffuseur

Le volume total à mettre sous vide est de : 254 m³ ou 305 kg d'air sec si on considère que la densité moyenne de l'air est de : 1,2 kg/m³.

a - Temps T1 mis par l'éjecteur

$$T1 = 8 \text{ mn}$$

Masse d'air extraite M1

$$M1 = \frac{T1}{60} \times Cp1 = \frac{8}{60} \times 364 = 48,5 \text{ kg}$$

Masse d'air restante : 305 - 48,5 = 256,5 kg.

b - Temps : T2 mis par les deux pompes fonctionnant en même temps

masse d'air extraite M2

$$M2 = 256,5 - \frac{0,08}{0,8} \times 256,5 = 230,85 \text{ kg}$$

$$T2 = \frac{230,85}{2 \times Cp2} = \frac{230,85}{2 \times \frac{48,5}{60}} = 143 \text{ mn} \quad 119,4 \text{ mn}$$

Masse d'air restante : 256,5 - 230,85 = 25,65 kg

c - Temps T3 mis par la pompe ramenant le vide à 0,057 bar

Masse d'air extraite M3

$$M3 = 25,65 - \frac{0,057}{0,08} \times 25,65 = 7,4 \text{ kg}$$

$$T3 = \frac{7,4}{\frac{48,5}{60}} = 9 \text{ mn} = 7,6 \text{ mn}$$

d - Temps total T

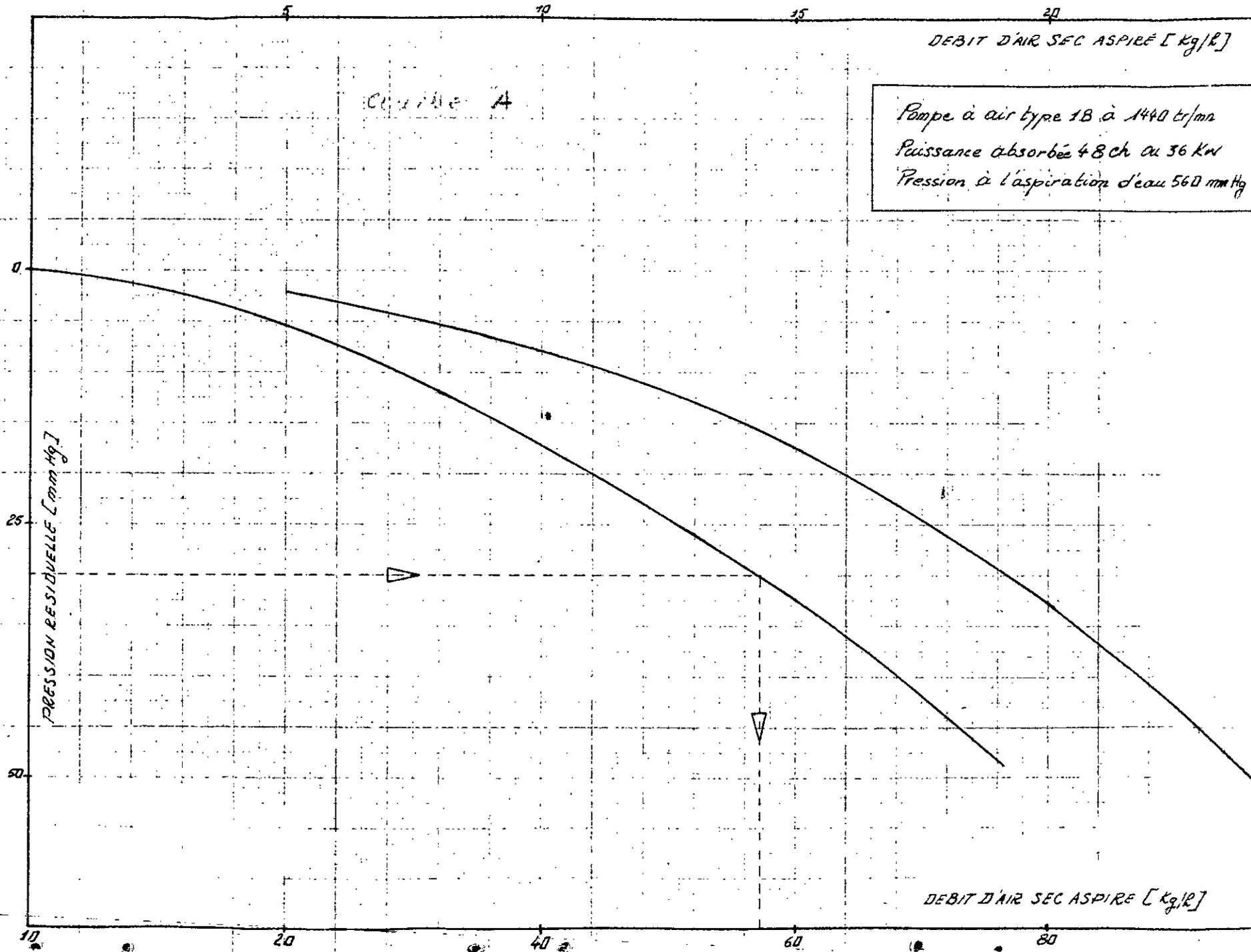
$$T = T1 + T2 + T3 = (8 + 143 + 9) = 160 \text{ mn} \quad \approx 2 \text{ h } 40 \text{ mn}$$

$$= 8 + 119,4 + 7,6 = 135 \text{ mn} = 2 \text{ h } 15 \text{ mn}$$

42.3- Capacité pneumatique de la pompe

Par leur principe de fonctionnement les pompes SCAM LEBLANC ont une capacité pneumatique fonction de la pression résiduelle de l'air Pr, c'est-à-dire de la différence entre la pression absolue Pc crée par la condensation et la tension de vapeur Ps de l'eau de fonctionnement de la pompe.

.../...



L'eau qui sert de fluide moteur à la pompe est prise du circuit de réfrigération.

En considérant que la température de l'eau de circulation est de 15°C, sa tension de vapeur P_s est égale alors à 12,8 mm Hg :

$$P_r = P_c - P_s$$

$$P_c = 0,057 \text{ bar} = 43,32 \text{ mm Hg}$$

$$P_r = 43,32 - 12,8 = 30,52 \text{ mm Hg.}$$

En sachant qu'on utilise une pompe à vide du type SCAM 18 sa capacité pneumatique, lue sur la courbe du constructeur est de 58 kg d'air sec/heure.

4.3 - Pompe de circulation

La pompe de circulation aspire l'eau de la galerie d'amenée et la refoule dans le condenseur, l'eau est ensuite rejetée à la mer. Le condenseur constitue le point le plus haut du circuit d'eau de réfrigération qui fonctionne en siphon.

4.3.1 - Conditions de fonctionnement du siphon (voir schéma .9.)

- Hauteur géométrique d'aspiration : $H_a = - 2 \text{ m}$
- Hauteur géométrique de refoulement : $H_r = + 3$
- Hauteur géométrique totale : $H_t = 1 \text{ m}$

Les pertes de charge sont réparties comme suit :

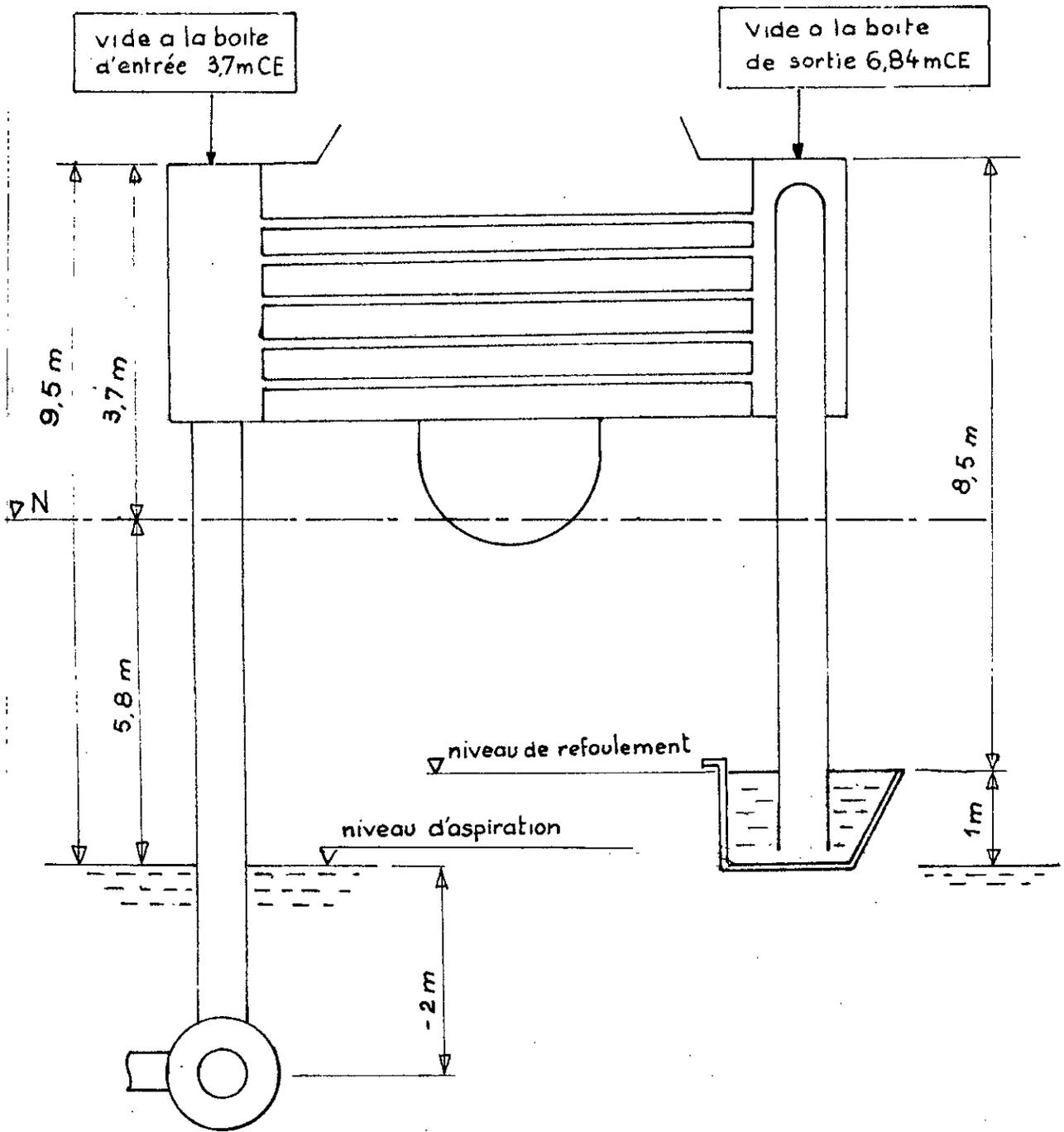
- Conduite d'amenée	: 0,795 m
- Condenseur	: 3,140 m
- Conduites de rejet	: <u>1,837 m</u>
<u>Total</u>	<u>5,80 m</u>

Hauteur totale pratique H_{pt} :

$$H_{pt} = H_t + \text{pertes} = 1 + 5,8 = 6 \text{ m.}$$

.../...

Figure-8. EFFET SIPHON



Si on fait abstraction de la pompe de circulation tout se passe comme si le niveau du canal d'amenée d'eau est surelevé de la hauteur correspondant aux pertes de charge c'est à dire 5,80 m.

Toutes les parties du circuit en dessous de ce niveau^N ont une pression supérieure à la pression atmosphérique, à la partie supérieure de ce niveau toutes les pressions sont inférieures à la pression atmosphérique:

- A la partie supérieure de la boîte à eau d'entrée le vide est de :
 $9,5 - 5,8 = 3,7$ mCE

- A la boîte de sortie le vide sera de :
 $3,7 + 3,14 = 6,84$ m.

Donc pour l'amorçage de l'effet siphon il faut créer un vide artificiel de 3,7 m à la boîte d'entrée et de 6,84 m à la boîte de sortie.

4.3.2 - Pompe de circulation

On utilise une pompe hélico-centrifuge, immergée, à axe vertical débitant directement dans la conduite d'amenée.

Caractéristiques de fonctionnement

- Débit : 7,05 m³/s
- Hauteur pratique totale H_{pt} : 6,8 m
- Puissance : la puissance P de la pompe est donnée par la formule suivante :

$$P = \frac{\bar{\omega} Q \cdot H_{pt}}{\eta_g}$$

$\bar{\omega}$: poids spécifique de l'eau

$$\bar{\omega} = \rho g$$

$$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta_g = \text{rendement global} \quad \eta_g = 0,85$$

$$\text{d'où } P = \frac{1025 \times 9,81 \times 7,05 \times 6,80}{0,85} = 570 \text{ kW}$$

.../...

4.4.- Pompe d'extraction

Les pompes d'extraction doivent aspirer l'eau condensée sous le vide de 95 % régnant dans le condenseur. Elles constituent un groupe de machines particulièrement exposées à la cavitation.

La pompe doit être placée suffisamment en-dessous du fond du condenseur pour que la charge géométrique, diminuée des pertes par frottement, mesurée jusqu'à la partie supérieure de l'ouïe, soit supérieure à la valeur :

$$\frac{P_v}{\rho} + h_o - A$$

avec : P_v : pression de vapeur à la température de l'eau condensée

A : pression absolue dans le condenseur

h_o : charge absolue calculée d'après les équations (1) et (2)

Equation (1)

$$H_e = A - H_a - \frac{P_v}{\rho} - \frac{v_o^2}{2g}$$

H_a : hauteur pratique d'aspiration de la pompe

v_o : vitesse à l'ouïe de la pompe.

Equation (2)

$$h_o = \frac{(1 + k) v_1^2 + k \cdot u_1^2}{2g}$$

k : coefficient qui dépend de la forme des roues

v_1 : vitesse absolue à l'entrée de la roue

u_1 : vitesse tangentielle à l'entrée de la roue.

Comme le nombre de soutirages sur la turbine et par suite le nombre de réchauffeurs est important, la hauteur de refoulement est de ce fait élevée, on est amené par conséquent à utiliser des pompes multicellulaires à grande vitesse de rotation.

.../...

4.5 - Circuit de retour des purges et condensats divers au condenseur

Des dispositions doivent être prises pour l'introduction des différents condensats et purges provenant au condenseur en marche normale ou lors de fonctionnement exceptionnel.

4.6 - Circuit d'injection d'eau d'appoint

Ce circuit est destiné à compenser les pertes en eau et en vapeur du cycle pendant la marche de la tranche ou lors de certains incidents.

L'injection s'effectue à partir de 2 circuits :

- Le "Petit appoint" : compensation en continu des pertes en eau, avec de l'eau déminéralisée, mais saturée d'oxygène et à une température inférieure à celle régnant dans le condenseur. L'eau de ce circuit doit donc être pulvérisée finement en une zone intéressée par la vapeur parcourant le condenseur afin de se réchauffer et de se dégazer.

Les pertes proviennent essentiellement lors de l'extraction des incondensables. On aspire un mélange d'air et de vapeur. Dans notre cas le débit m_v de vapeur aspiré est de 70 kg/h. Le débit d'eau d'appoint est de 3 fois supérieur à celui aspiré. Dans notre cas on injecte 210 kg/h.

- Le "Grand appoint": se fait en principe lors du redémarrage après un incident nécessitant la reconstitution de l'eau du cycle.

4.7 - Traitement de l'eau de circulation

L'eau de mer, utilisée comme fluide réfrigérant dans le condenseur, doit subir un traitement afin d'éviter des dommages importants au poste de condensation. En effet l'eau de mer véhicule des micro organismes

.../..

qui s'y développent rapidement et des matières inorganiques qui se déposent dans les différentes parties du circuit, notamment dans les tubes où les incrustations des différents sels abaissent considérablement l'échange de chaleur. Pour éviter ces inconvénients, l'eau après filtration subit un traitement qui consiste à :

- détruire la faune marine qui se développe à l'intérieur du circuit par injection d'eau chaude
- injecter du chlore pour détruire les crustacés par suppression de larves.

4.8 - Dispositif de nettoyage continu (TAPROGGE)

Ce dispositif est destiné à maintenir un certain état de propreté des parois internes des tubes parcourus par l'eau de mer qui a tendance à les encrasser avec les saletés qu'elle véhicule.

Ce dispositif de nettoyage a pour principal avantage de maintenir les pertes de charge à l'entrée et sortie du condenseur et à respecter par conséquent le vide désiré.

Ce dispositif est basé sur la circulation d'un certain nombre de boules en caoutchouc (environ 10 % du nombre des tubes) de densité voisine de celle de l'eau, le diamètre des boules est légèrement supérieur au diamètre intérieur des tubes.

Ces boules sont injectées à l'entrée du condenseur et recueillies à sa sortie par des organes de récupération installés dans la tuyauterie de sortie d'eau (voir fig. 10.).

4.9 - Vannes d'isolement du condenseur

Les vannes d'isolement du condenseur sont de deux types :

- vannes de gros diamètre :

Elles sont disposées sur les tubulures d'amenée d'eau au condenseur soit deux vannes de \varnothing 1,40 du type papillon, motorisées, en cupro-alluminium

.../...

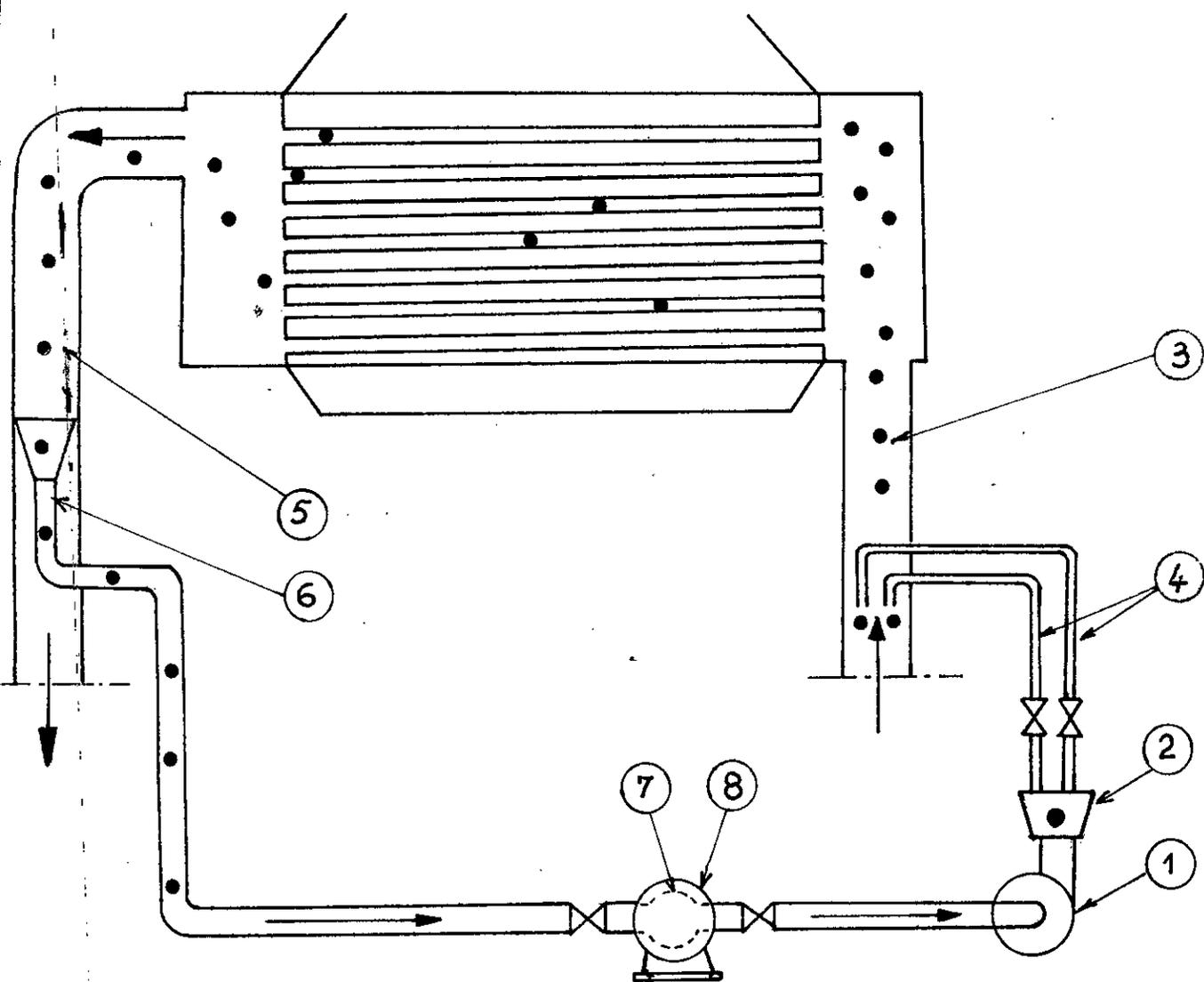
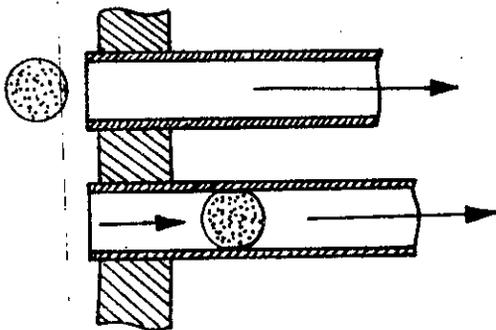


Fig-10-

SCHEMA DE PRINCIPE DU DISPOSITIF TAPROGGE



Sphere avant et pendant son passage dans le tube

- ① Pompe
- ② Repartiteur
- ③ Arrivée d'eau
- ④ Tuyauterie de reinjection
- ⑤ Sortie d'eau
- ⑥ Tuyauterie d'aspiration
- ⑦ Panier Crible
- ⑧ Ecluse

- Vannes diverses de petit diamètre : "vannes d'habillage"

Ces vannes sont destinées à assurer des fonctions diverses telles que la ventilation des points hauts des boîtes à eau, isolement des bouteilles et des indicateurs de niveau, des prises d'échantillon de pression etc...

BIBLIOGRAPHIE

- Diagramme de Mollier
- Heat Exchange Institute : "Standards for steam surface condensers (1955;Fourth edition)
- R.Boyer : Dispositions constructives des condenseurs -Ecole de Thermique PARIS
- H.FEanchaise : Dispositifs d'extraction d'air - Ecole de thermique PARIS
- Notice technique des centrales thermiques (E.D.F) Fascicule N° 14 "La condensation " fevrier 1962
- Notice technique (E.D.F) "La condensation"decembre 1966
- A.S.T.M :Standardspecification for copper and copper alloy seamless condensation tubes and ferrule stock
- Notice (E.D.F) : Centrale de saint laurent des eaux caracteristiques des pompes à air
- R.Perez : Cours de condensation (1973) E.N.S.T.A
- Revue Brown Boveri : Juillet /Aout 1973
- I.L. Idel'cik Moments des pertes de charge (1969)-Eyrnillec
- Max Jacob :Heat transfert- volume.1. Tenth printing 1967
- H.M.Mc Adams :Transmission de la chaleur Dunod (1964)
- V. Fedosejev :Resistance des materiaux Goscou (1976)
- C.Naynal :Les ressorts Dunod (1963)
- Librairie Guillet :Encyclopedie pratique de mecanique et electricite (1965)
- Presse de la cite : Encyclopedie internationale des sciences et des techniques (lettre .C.)
- Douglas Hiner and John Seastone :hand book of engineering materials (1955)
- Technique de l'ingenieur :Mechanique et chaleur Article B351
- Technique de l'ingenieur :J3 -Genie Chimique - transfert de chaleur et de matiere
- Kovats Desmurs Pompes , ventilateurs , compresseurs axiaux et centrifuges
- Technique de l'ingenieur Metallurgie articleM.3L
- Fascicule Bonna Porter de charge dans les conduites en beton
- Cours de C.H4 de F. PIERROZAK

