

1ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

POSTE DE GAZEIFICATION DE GPL
POUR ALIMENTER UNE CENTRALE
THERMIQUE DE 2 x 164 MWe

Proposé par :

Y-YA DEL

Cadre à la sonelgaz

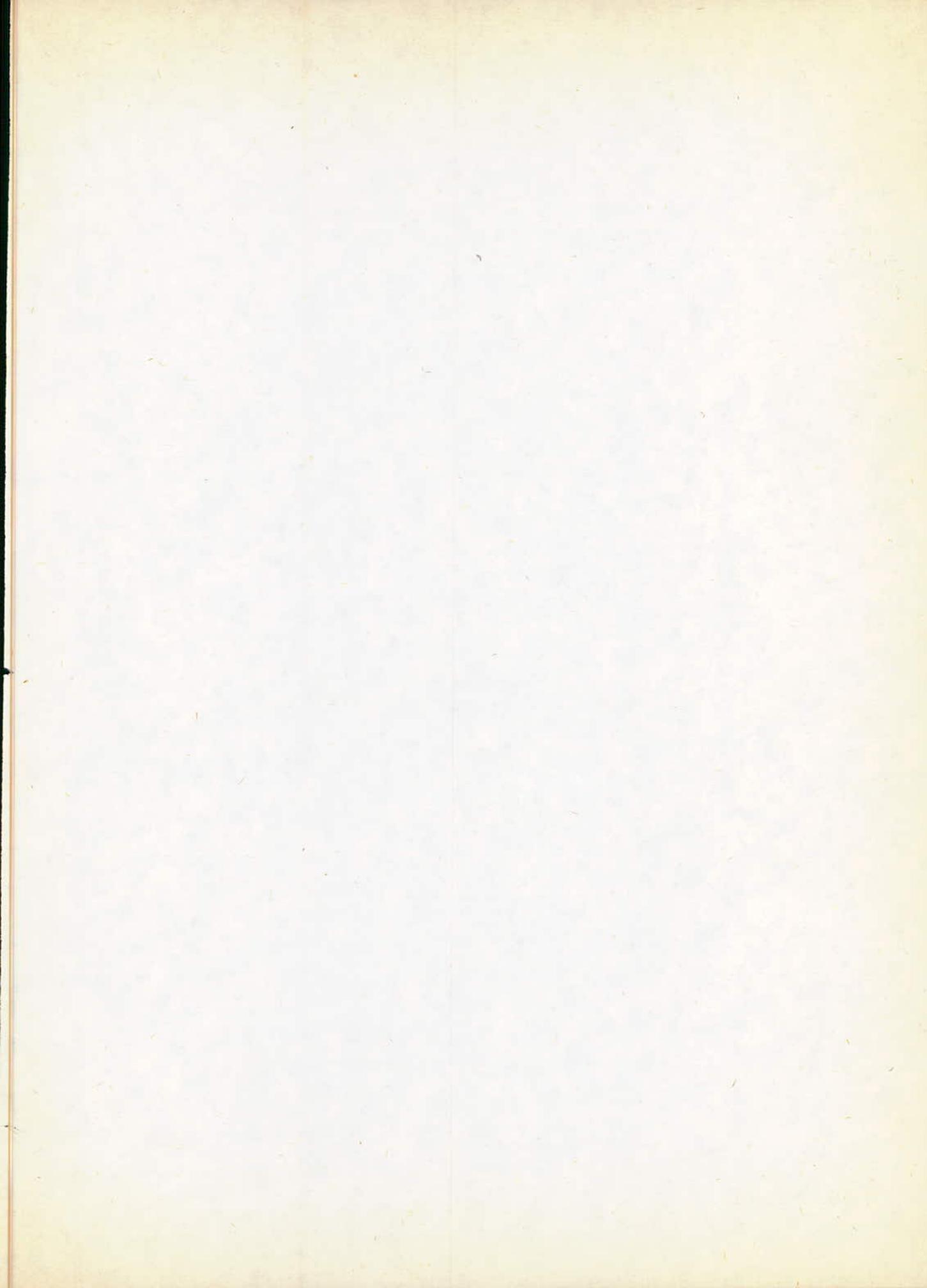
Etudié par :

M. BOUDJEMA

Dirigé par :

M. A. AIT ALI

Professeur à l' E - N - P



وزارة التعليم والبحث العلمي

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

POSTE DE GAZEIFICATION DE GPL
POUR ALIMENTER UNE CENTRALE
THERMIQUE DE 2 x 164 MWe

Proposé par :

Y. YADEL

Cadre a la sonelgaz

Etudié par :

M. BOUDJEMA

Dirigé par :

M. A. AIT ALI

Professeur a l' E. N. P

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

- à ma chère mère qui s'est tant sacrifiée
pour nous élever,
 - à la mémoire de mon père
 - à ma famille
 - à mes amis
-

R E M E R C I E M E N T S

Je remercie vivement Monsieur AIT ALI Professeur à l'E.N.P, pour l'aide qu'il m'a apportée, pour sa disponibilité permanente et ses conseils judicieux qui m'ont à chaque fois permis d'améliorer mon travail.

Je voudrai aussi remercier mon ami Saadedine SETTOUF pour sa fidélité et son concours précieux dans l'accomplissement cette tâche.

Je tiens également à exprimer ma reconnaissance à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation

AVANT PROPOS :

Ce travail a été fait à la demande de Monsieur YADEL de la SONEGAS, selon des directives et des données imposées.

Un certain nombre d'alternatives ont été proposées de façon sommaire pour considération éventuelle.

Les résultats de cette étude sont donc mis gratuitement à la disposition de SONEGAS pour être utilisées à des fins qu'ils jugeront les plus appropriées sous leur entière responsabilité.

Ministère de l'enseignement supérieur
Ecole Nationale Polytechnique

Département : MECANIQUE
Promoteur : M.A.AIT ALI
Éleve ingénieur : M. BOUDJEMAA

الموضوع: مركز تبخير غاز البترول المميع لتفذية محطة حرارية ذات طاقة
تقدر بـ 168 ميغاواط كهربائي
الملخص: تمثلت هذه الدراسة في تحليل ديناميكي حراري وتحديد أبعاد
العناصر الرئيسية لمنظومة تبخير البترول المميع لتفذية محطة
ذات طاقة تقدر بـ 168 ميغاواط كهربائي هذه العناصر هي مس
زوائيب وأسطوانة للتبادل الحراري ومبرد هوائي وقنوات
خاصة بسحب الغاز .
اقترح بديل يحدد أبعاده لتعويض المبرد الهوائي بدارة
حلقة مغلقة تمكن من اقتصاد 29 طن / يوم من البخار المعاد
ل : 75 مليون كيلوجول / يوم

Titre : Poste de gazeification de GPL pour l'alimentation d'une centrale thermique
de 168 MWe.

Résumé : L'étude à consister à analyser thermodynamiquement et dimensionner les éléments
principaux d'une installation de gazeification de GPL alimentant une centrale
d'une puissance de 168 MWe. Ces éléments sont l'évaporateur à tubes et calandres,
l'aerorefrigerant et les conduites d'amenées. Une variante a été proposée et
dimensionnée pour remplacer l'aerorefrigerant par un circuit à boucle fermée
afin d'économiser 29 tonnes/jour de vapeur saturée à 120° C ou encore l'équi-
valent de 75 E6 KJ/jour.

SUBJECT : LPG Gaseification installation for a 168 MWe power station.

ABSTRACT : This project concisred in a thermodynamic analysis and dimensionning of the
main components for a LPG gazeification installation feeding a 168 MWe. power
station. These components are shell and tube evaporator, the cooling tower
and the main lines.

An alternative solution is proposed and dimensionned to replace the cooling
tower by close loop cooling circuit which results in savings of 29 metric
tons/day of saturated steam at 120° C or equivalently 75 E6 KJ/day.

TABLE DES MATIERES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE
 Ecole Nationale Polytechnique

I. - INTRODUCTION	- 1.
- 1 - Généralités sur les hydrocarbures	- 2 -
- 2 - Procédés d'extraction et d'obtention des G.P.L.	- 2 -
- 3 - Composition des G.P.L.	- 3 -
- 4 - Caractéristiques physiques des G.P.L.	- 4 -
- 5 - Avantages que procure l'utilisation des G.P.L.	- 5 -
- 6 - Utilisation des G.P.L.	- 6 -
- 7 - Principe général de vaporisation	- 6 -
- 8 - Situation du marché domestique du G.P.L.	- 10 -
- 9 - Objectif de l'étude	- 10 -
II. - SITUATION DU PROBLEME	- 11 -
- 1 Position du problème	- 12 -
- 2 - Fonctionnement de l'installation de gazeification	- 16 -
- 3 - Description de l'installation de gazeification	- 18 -
III. - DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION :	- 19 -
- 1 - Dimensionnement de la conduite d'amenée	- 20 -
- 2 - Dimensionnement de la pompe de refoulement du G.P.L.	- 22 -
- 3 - Calcul du réservoir	- 27 -
- 4 - Calcul de la pompe G.P.L.	- 30 -
- 5 - Etude de l'évaporateur	- 32 -
- 6 - Etude de la tour de réfrigération	- 40 -
- 7 - Calcul de la pompe du condensat d'eau de l'évaporateur	- 42 -
- 8 - Calcul de la pompe de l'eau refroidie.	- 53 -
IV. - PRESENTATION DES RESULTATS	- 54 -
V. - CONCLUSIONS	- 59 -
- Appendice- A - Calcul de la température de bulle et de rosée	- 62 -
- Appendice- B - caractéristiques du mélange	- 64 -
- Appendice- C - Calcul de la quantité de chaleur	- 66 -
- Appendice- D - Calcul de l'évaporateur	- 68 -

- Appendice-E - Calcul de la tour de réfrigération - 81-
- Appendice-F - Etude de la solution alternative en circuit fermé - 89
- Appendice-G - Calcul économique - 103.

LEGENDE DES SYMBOLES

- A : - Surface d'échange
- A : - Largeur des lattes de la tour
- a : - Annuité de la serie économique
- B : - Pas entre lattes
- C : - Distance entre deux lattes
- d_e, d_i : Diamètre extérieur et intérieur du tube
- D : - Diamètre de dispersion de la tour
- D_j : - Diamètre du faisceau du tube
- D_c : - Diamètre de la calandre
- D.L.L.M : Différence de température logarithmique moyenne
- e : Epaisseur
- F : Valeur actualisée de la serie économique
- H : Hauteur total de la tour
- H : Hauteur manométrique d'une pompe
- ΔH : Hauteur de panache de la tour
- H_o : Hauteur utile de tirage
- h : Enthalpie du fluide
- h : Coefficient du film
- h_{i_g} : Chaleur latente de vaporisation
- h_e : Coefficient du film à la vaporisation
- i : Taux d'intérêt annuel
- M, m : Débit massique de liquide à vaporiser et du fluide chauffant
- L : Longueur du tube
- n : Nombre d'étages de dispersion
- N_t : Nombre de tubes de l'échangeur
- N_p : Nombre de passes de l'échangeur
- P : Pas des tubes de l'échangeur
- P : Pression
- P : Puissance
- P_r : Nombre de Prandtl
- Δp : Perte de charge
- Q : Débit de chaleur
- T, t : Température des deux fluides de l'évaporateur
- Δt_m : Ecart de température moyenne.

S : Entropie
 T : Taux de travail du métal
 U : Coefficient global d'échange
 R_o : Nombre de reynolds
 R : Resistance thermique
 R : Contrainte de traction
 V : Volume massique
 V : Vitesse
 \bar{X} : Composition centimolaire du mélange
 X : Coefficient de sécurité
 Z : Hauteur de dispersion
 α : Coefficient de soudure
 \bar{f} : Vitesse massique
 λ : Conductibilité thermique
 λ : Coefficient de pertes de charge
 ρ : Masse volumique
 ν : Viscosité cinématique
 φ : Angle que fait le cordon de soudure avec l'axe réservoir

INDICES :

1,2	: Entrée sortie	r	: Rosée
é,e	: Intérieur, extérieur	b	: Bulle
e	: Eau	T	: Total
a	: Air		
S	: Encrassement		
V	: Volumique		
V	: Vapeur		
L	: Liquide		
C	: Critique		
C	: Condensation		
C	: Calendre		
/	: Etat liquide		
//	: Etat vapeur		

CHAPITRE I

INTRODUCTION

I - INTRODUCTION

1 - Généralités sur les hydrocarbures

On distingue dans la pratique, les combustibles liquides (fuel) et gazeux (méthane) parce que ces corps se présentent sous cette forme physique lorsqu'ils sont soumis à la pression atmosphérique normale sous une température ambiante; mais tout corps change de phase si l'on fait varier sa pression.

Le méthane est généralement utilisé à l'état gazeux; dans la même série d'hydrocarbures paraffiniques de formule $C_n H_{2n+2}$, figure en particulier le propane et les butanes dont les points d'ébullition sous pression atmosphérique sont respectivement - 44° C et 0° C.

Il est donc aisé les emmagaziner et les transporter dans des réservoirs étanches sous des pressions suffisantes afin de les maintenir à l'état liquide jusqu'à une température de 50 °C.

Les tensions de vapeurs croissent avec la température.
Les gaz de pétrole liquifiés sont aussi utilisés à l'état gazeux.

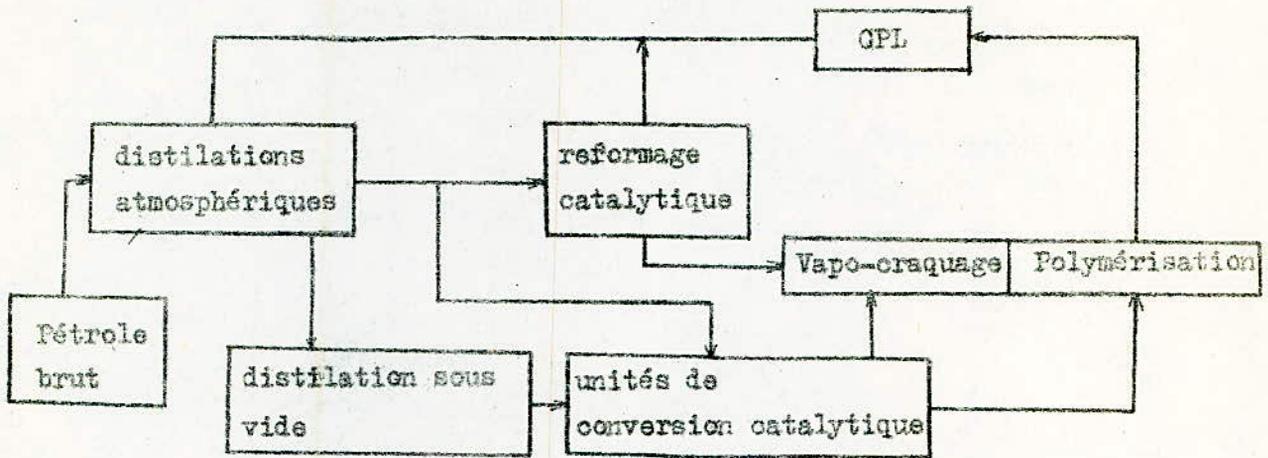
2 - PROCÉDE D'EXTRACTION ET D'OBTENTION DES G.P.L.

Les gaz de pétrole liquifiés sont des combustibles obtenus lors de la transformation des hydrocarbures bruts, dans les raffineries lors du traitement du gaz naturel humide sur les champs de production et lors de la liquéfaction du gaz naturel dans les usines de G N L.

Les principaux procédés d'obtention des GPL sont donc les suivants :

a/ EXTRACTION à partir du pétrole brut au cours des opérations de raffinage, suivant le brut traité on peut en extraire 2 à 3 % de son poids en moyenne dont 1/3 en propane et 2/3 en butane.

Le schéma de traitement est donné ci-dessous :



b/ traitement du gaz naturels par l'extraction des fractions humides;

les G.P.L en sont extraits après la gazaline. Cette source est loin d'être négligeable puisque le traitement du gaz fournit environ 1,1 % de son volume en G.P.L.

c/ étant facilement liquifiables les gaz de pétrole liquifiés apparaissent en premiers lors de la liquéfaction du gaz naturel, ils en sont extraits avant de poursuivre la liquéfaction pour l'obtention de l'éthane et du méthane.

3/ - COMPOSITIONS DES G.P.L.

Les combustibles vendues dans le commerce ne sont pas chimiquement purs. Le méthane commercial contient aussi de faibles proportions d'étane, de butane, de l'éthylène, du propène et des butènes. Les textes réglementaires fixant cependant d'une manière précise, les propriétés physiques et chimiques de ces combustibles et en général les teneurs en impuretés sont :

- a/ LE SOUFFRE : des dépôts de souffres libre peuvent gener la circulation des hydrocarbures, de plus le soufre est un solvant très nocif. des perturbations peuvent également être produites par formation de sulfure de cuivre.
- b/ L'EAU : la combinaison d'eau et d'hydrocarbures donnent naissance à des hydrate dont le point de congelation est supérieur à celui de l'eau.

4/ - CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES G.P.L

Les gaz de pétrole liquéfiés, essentiellement le propane, le butane commercial ne sont pas comme en vient de le voir des produits chimiquement purs.

Les hydrocarbures ayant plus de 3 atomes de carbone ont tendance à former deux ou plusieurs isomère, corps de même composition chimique mais de structure différente.

a/ - TENSION DE VAPEUR

Les gaz de G.P.L liquéfiés sont distribués dans des récipients sous pression, à l'intérieur desquels ils se présentent à l'état liquide avec une phase gazeuse en équilibre. La pression d'équilibre augmente avec la température et la teneur en propane.

Ainsi les pressions regnant dans les récipients sont :

- Suffisamment élevées aux températures ambiantes normales pour permettre une distribution facile dans les canalisations.
- Suffisamment faibles pour permettre l'utilisation de récipients relativement légers dont la tare est voisine de la charge.

b/ DILATATION

Il y a lieu de tenir compte du coefficient de dilatation très élevé de ces gaz lorsqu'il sont à l'état liquide. Aussi les récipients destinés à les emmagaziner ne doivent-ils jamais être remplis ~~complètement~~ sinon la dilatation consécutive à une augmentation de température pourrait en provoquer la rupture à moins que des organes de sûreté n'évacue l'excès de volume et limite ainsi la pression.

5/ - AVANTAGES QUE PROCURE L'UTILISATION DES G.P.L.

Les avantages sont des conséquences immédiates des caractéristiques des G.P.L.

1/ - AVANTAGE PRATIQUES :

- a/ - Les G.P.L sont utilisés sous une large gamme de pressions. Ce fait procure l'avantage d'alimenter tous les appareils d'utilisation rencontrés sans compression auxiliaire.
- b/ - Emmagasinés en phase liquide puis vaporisés par échange thermique, les gaz de pétrole liquéfiés permettent d'obtenir de gros débits à partir d'un stockage réduit et facilement renouvelable.
- c/ Ces gros débits sont accommodés par des canalisations réduites en diamètre grâce à la pression élevée de passage et à la faible viscosité du G.P.L.
- d/- Les G.P.L. constituent dans l'usine une source d'énergie autonome pouvant être amenée sous diverses formes, assurant une autonomie suffisante ce qui met l'industriel à l'abri des soucis de rupture d'approvisionnement en gaz.

2/ - AVANTAGES TECHNIQUES

- a/ Leur composition constante permet d'obtenir des produits de combustion réguliers et précis, ce qui leur ouvre de larges possibilités dans le domaine de la chauffe à la flamme directe
- b/ Pureté, les G.P.L Algériens ne contiennent que des quantités négligeables d'impuretés, notamment le soufre.
- c/ Vitesse de combustion : les G.P.L ont une grande aptitude à former des mélanges stochiométriques homogènes avec l'air atmosphérique.

Cette particularité permet d'obtenir des vitesses de combustion assez élevées sans apport d'excès d'air qui est néfaste au rendement de la combustion.

A ces avantages, on peut ajouter le pouvoir calorifique élevés des G.P.L. qui sont en outre très facilement liquéfiables.

6 - UTILISATION DES G.P.L.

Les domaines d'utilisation des G.P.L. sont nombreux outre les utilisations domestiques, l'industrie en fait un usage en attention continue

- Métallurgie
- Forge
- Sidérurgie
- Céramique
- Verrerie
- Fonderie

7/- ÉTUDE DE LA VAPORISATION

a/ principes générale de la vaporisation

Dans une chaudière ou un évaporateur, la vaporisation est la transformation d'une phase liquide en phase vapeur.

En étudiant l'ébullition des liquides saturés sur les surfaces immergées on met en évidence l'existence de plusieurs régimes d'ébullition NYKIYAMA à le premier démontré clairement l'existence de plusieurs régimes d'ébullition.

Considérons par exemple, l'ébullition d'une certaine masse d'eau au contact d'un fil de platine horizontal chauffé électriquement, le flux calorifique transmis à l'eau (Q/A), peut s'évaluer par la mesure de l'énergie électrique dissipée dans le fil.

$2,71 \cdot 10^6$
 Q/A
 (Kcal/h.m²)

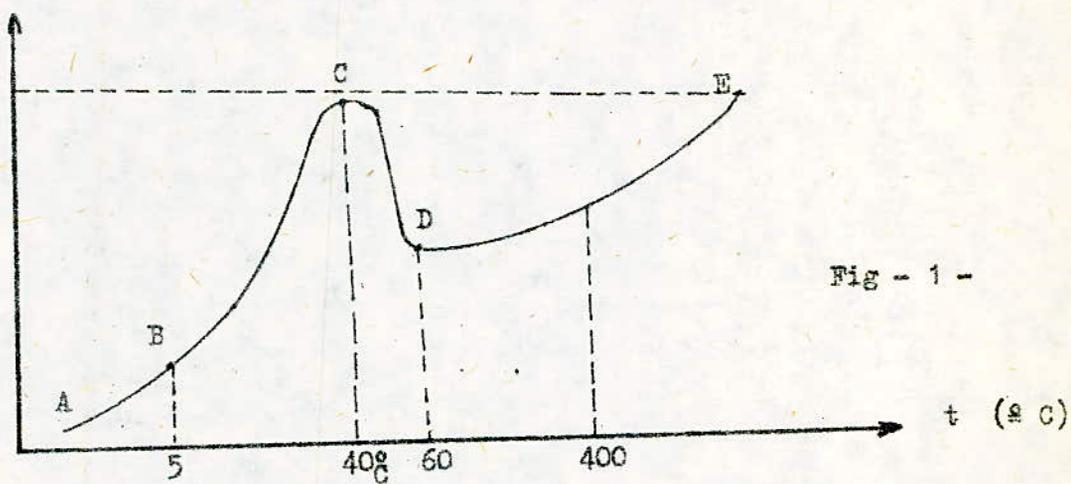


Fig - 1 -

avec $\Delta t = T - T_{sat}$
 ou T : température de la plaque
 T_{sat} : température de saturation du liquide.

La figure 1 monte graphiquement le résultat des variantes de Q/A en fonction de Δt pour de l'eau en ébullition sous la pression atmosphérique.

Cette courbe à une forme semblable aux courbes d'ébullition pour les autres fluides et sous différentes pressions.

Dans la zone AB, l'eau liquide est réchauffé par convection naturelle et l'évaporation se produit seulement en surface. Dans cette zone on a $\frac{Q}{A}$ proportionnel à $\Delta t^{0,25}$ dans la zone BC, des bulles se forment au niveau des noyaux actifs existant sur la surface de transmission, et s'élève à travers la masse liquide produisant des courants de circulation naturelle. Dans cette zone d'ébullition nucléaire déclenchée à partir des noyaux, $\frac{Q}{A}$ varie comme Δt^n , n étant compris entre 3 et 4, au point C le flux calorifique passe par un maximum, appelé flux maximum, pour une différence de température appelée " Δt critique".

Dans la zone CD, ou une partie de la surface est isolée par le film de vapeur, $\frac{Q}{A}$ diminue quand Δt augmente. au point D, le flux calorifique passe par un minimum.

Dans cette zone ou on observe une génération aleatoire d'un film de vapeur à la surface chauffante. Ce film isole la surface de chauffe à partir de là, les équipements thermiques ne doivent pas opérer dans cette zone.

Dans la zone D.E, dite de vaporisation pelliculaire, la chaleur se transmet à travers le film de vapeur par conduction et rayonnement.

En E, Δt correspondant au point de fusion du fil électrique un nouvel apport de chaleur produirait alors sa destruction la courbe de la fig - 4 est réversible si elle est parcourue de façon régulière sauf si dans la zone C E des variations irréversibles peuvent se produire.

De ces faits on déduit qu'on faisant bouillir un liquide sous une pression lorsque Δt augmente, le flux calorifique augmente, d'abord légèrement dans la zone d'échauffement par convection naturelle, puis rapidement dans la zone de l'ébullition nucléaire, passe par un maximum pour le Δt critique, décroît ensuite et atteint un minimum lorsque la surface de chauffe est isolée par un film de vapeur; il augmente alors de nouveau dans la zone de vaporisation pelliculaire pour des Δt élevées.

Sur le principe de l'ébullition nucléée, fonctionnent tous les appareils générateurs de vapeur : chaudières, bouilleurs, rebouilleurs de fond de

de colonne de distillation, évaporateurs, vaporiseurs.

En pratique, on est intéressé pour un régime de flux maximum pour autant que les conditions opératoires correspondantes sont stables et sûres. On obtient ainsi le débit maximum de vapeur par unité de surface d'échange de l'évaporateur.

b/ VAPORISATION DES G.P.L

Les brûleurs consomment ces hydrocarbures à l'état gazeux, il faut donc le soutirer sous cette forme d'un réservoir où ils sont contenus à l'état liquide. La simple ouverture du réservoir entraîne une détente; donc un début de vaporisation; mais cette vaporisation refroidit le liquide par perte de la chaleur latente de vaporisation, chaleur qui augmente en même temps que la température décroît. Cette tendance est indiquée par l'examen d'un diagramme P - h.

Le liquide emprunte des calories au milieu extérieurs par l'intermédiaire des parois, cet échange de chaleur se fait principalement par la paroi mouillée car le gaz est mauvais conducteur de la chaleur.

Par suite plus le niveau du liquide baisse, plus l'apport calorifique de l'extérieur diminue, il arrive donc au moment où la vaporisation cesse. Un autre inconvénient de cette vaporisation sous température décroissante, est que les composants de l'hydrocarbure.

Ayant des tensions de vapeur différentes pour une même température, les fractions les plus volatiles se vaporisent avant les plus lourdes; les gaz fournis à l'utilisateur n'est pas homogène et par suite n'a pas le même pouvoir calorifique.

Dans les petites installations utilisant des bouteilles de butane de faibles dimensions, on se contente d'une utilisation discontinue.

Comme cela est impossible dans les grandes installations on place à côté du récipient de stockage un vaporisateur qui est en fait une

petite chaudière alimentée en hydrocarbure liquide à partir du réservoir, une source de chaleur (vapeur, eau chaude, électricité) vaporisé ce liquide qui est alors transporté dans les conduites vers son utilisation.

- Recement on a pu l'utiliser comme carburant.

8 --- SITUATION DU MARCHÉ DOMESTIQUE DU G.P.L

Dans le domaine du G.P.L on remarque deux tendances.

a/ La difficulté de satisfaire la demande nationale en butane du fait que 96 % des ventes de G.P.L. sont du butane.

b/ Desequilibre du rapport offre/demande du propane en faveur de l'offre
Celle-ci est due :

- à une forte production du propane

- Intégration insuffisante du propane dans l'effort de développement national.

- à la faiblesse des exportations nationales en propane liquide

Cette situation à inciter Naftal à demander à la sonelgaz de faire utiliser le propane comme combustible dans ses centrales thermiques.

Afin d'obtenir un meilleur équilibre entre les besoins en énergie et les produits disponibles.

c/ Difficultés et coût élevé du stockage du propane du fait qu'à la pression atmosphérique la température de saturation du propane est de -44° C et la production des G.P.L n'est pas fonction de la demande.

9 - OBJECTIF DE L'ETUDE.

Ce sujet de projet de fin d'étude a été proposé par la Direction technique sonelgaz. Il consiste à :

dimensionner les éléments essentiels d'une installation de gazeification du G.P.L. ainsi que les éléments de transport pour son utilisation comme source d'énergie de la centrale thermique.

D'une façon générale l'utilisation du G.P.L est possible dans les chaudières puisque les brûleurs d'allumage sont fréquemment alimentés au moyen de ce combustible.

CHAPITRE II

SITUATION-DU- PROBLEME

II. - SITUATION DU PROBLEME

1. - Position du problème

Afin de consommer l'excédant de production du G.P.L., et pour une intégration rationnelle de l'économie nationale le Ministère de Tuelle a demandé à Sonelgaz d'étudier la possibilité d'utiliser du G.P.L dans ses centrales thermiques.

Sachant que l'utilisation du G.P.L comme source d'énergie pour l'alimentation d'une chaudière se fait avantageusement sous forme gazeuse et au vu de l'utilité de l'utilisation du G.P.L, énoncé au chapitre précédent.

Sonelgaz nous a demandé de dimensionner les éléments essentiels de l'installation de gazeification du G.P.L pour son utilisation à la centrale thermique de Mers El - Hadjadj.

Ces éléments sont les canalisations de transport et de distribution, les deux évaporateurs à tube et calandre et une tour de réfrigération.

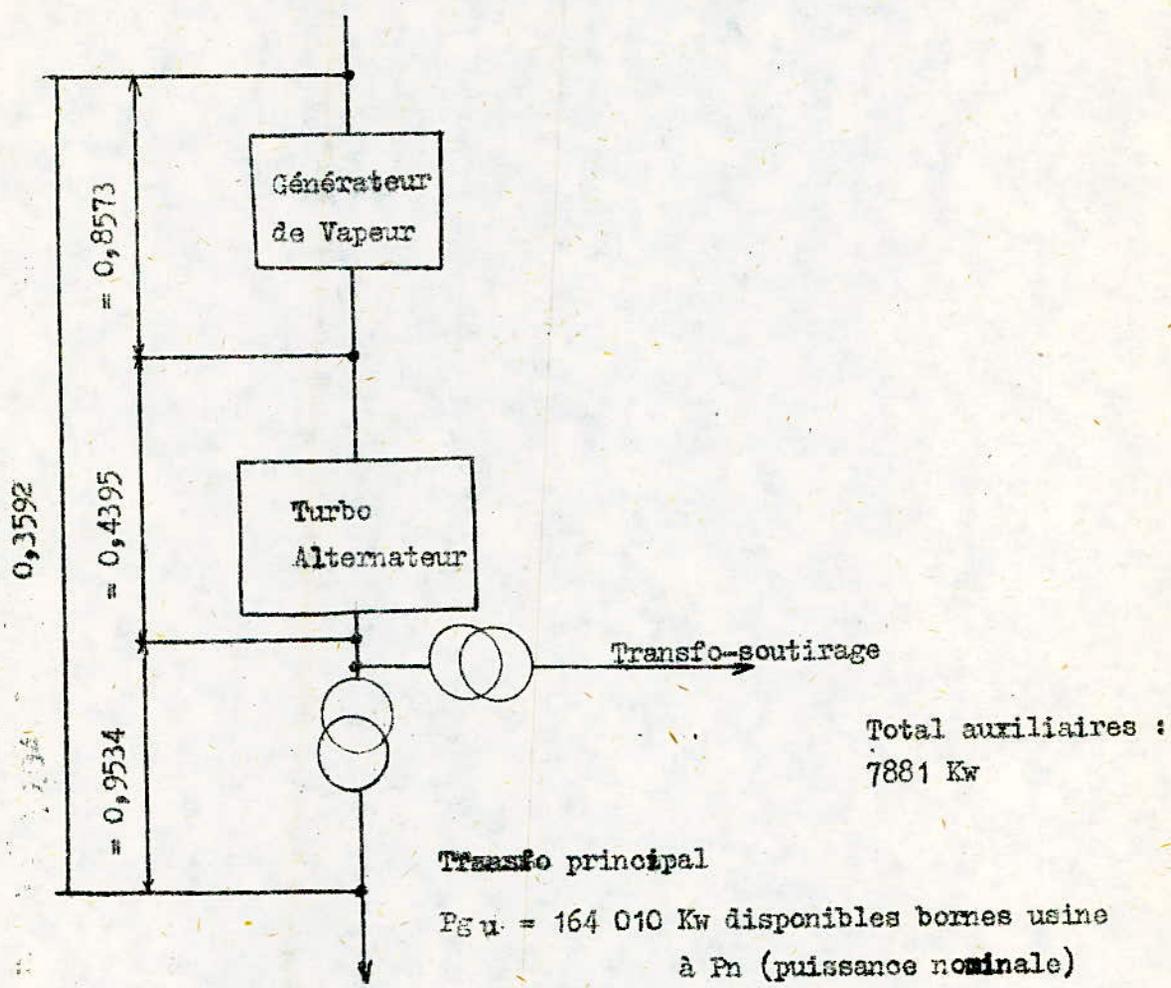
On les dimensionne en fonction du débit de G.P.L. correspondant à la charge nominale de la chaudière et d'une source de chauffage constituée par de la vapeur auxiliaire saturée à 120° c.

Les approvisionnements en G.P.L., sont tirés de limite de production de jummo situé à 4 km de la centrale thermique de Mers El-Hadjadj.

Les données de base de l'installation sont :

- Le rendement global combiné d'une tranche et de la puissance, disponible au borne de l'usine électrique.
- Les caractéristiques générales de l'installation.
- Les caractéristiques chimiques de l'installation.

Le schéma d'une tranche de la centrale est donnée par ~~le schéma~~
Puissance combustible : Kw et Kcal/heure.



Le rendement de la chaudière: calculé sur le P.C.S

- CARACTERISTIQUES GENERALES D'UNE TRANCHE :

- Puissance maximale bornes usine : 168 MW
- Puissance nominale " " : 164,010 MW
- Tension bornes usine " " 220 KV
- Transformateur 220 KV à 2 en roulements (refroidi à l'air)
- Alimentation des auxiliaires par soutirage MT avec disjoncteur d'isolement de l'alternateur.
- Alternateur refroidi à l'hydrogène.

- Chaudière à circulation naturelle, pressurisée et à résurchauffé (9 brûleurs disposés sur une façade)
- Combustible principal = GAZ naturel
- Combustible de secours = Fuel - oil domestique.
- Combustible auxiliaire = propane gazeux
- Pression chaudière sortie surchauffeur = 143 bars
- Température vapeur surchauffée : 542° C
- Pression vapeur sortie résurchauffeur à puissance nominale : 32,5 bars.
- Température vapeur résurchauffée : 342° C
- Turbine à deux corps
- Nombre de soutirage : 6
- Température entrée économiseur à pn : 241 °C
- Température sortie fumée à pn = 115/121 °C
- Vide au condenseur : 0,0482 bar
- Condenseur refroidi à l'eau de mer : Débit d'eau de circulation : 6,14 m3/s.

II. 2 - Fonctionnement de l'installation (voir schéma de gazeification)
poste de 1ère détente.

Le combustible G.P.L. arrive à la station de dégazeification à l'état liquide et à une pression de 20 bars environ.

Pour l'alimentation de la chaudière, il est nécessaire de le transformer à l'état gazeux à une pression de 3 bars environ, pour alimenter la station de 2ème détente.

La station de dégazeification comprend :

Un piège d'arrivée.

Une bache de stockage G.P.L. liquide

Les pompes de dépotage G.P.L. liquide

Les évaporateurs

Les groupes de pompage des condensats

La bache condensat. G.P.L.

La station de 1ère détente

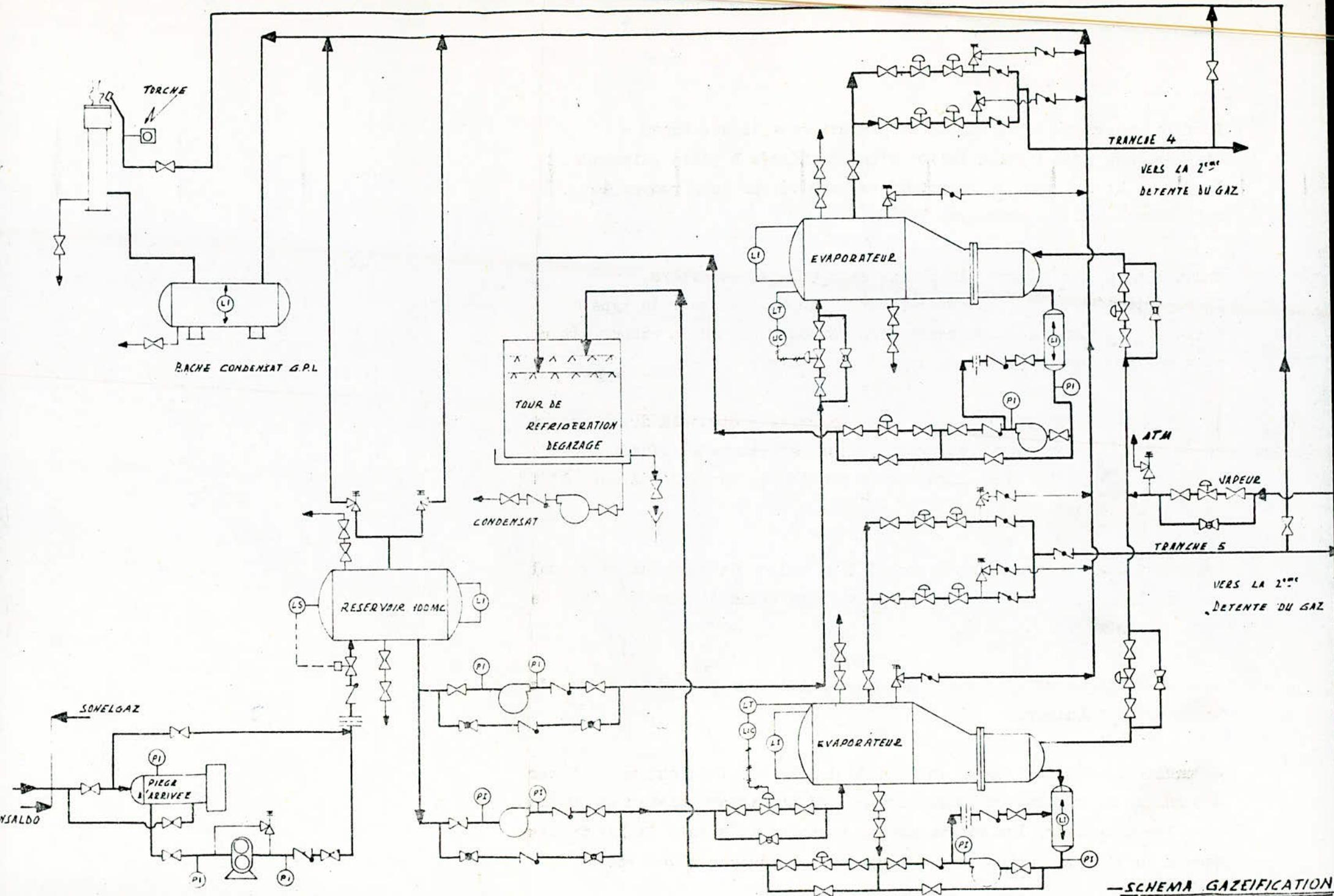
La torche

La tour de dégazage et réfrigération.

A l'entrée du G.P.L., dans la station est prévue un piège d'arrivée pour effectuer des chasses de la ligne d'alimentation à l'extérieur de la centrale.

Un piège similaire doit être prévu par sonelgaz sur le reflux de la station de pompage.

Après le piège d'arrivée le G.P.L. est stocké dans un réservoir de 100 m² environ sous pression, ce réservoir est équipé de toute l'instrumentation nécessaire y compris un transmetteur pour le contrôle du niveau.



-SCHEMA GAZEIFICATION

Pour la vaporisation du G.P.L. on prévoit deux lignes chacune dimensionnée pour l'alimentation d'une chaudière à pleine puissance. le G.P.L. stocké dans le reservoir est aspiré par deux pompes de refoulement aux evaporateurs.

Chaque pompe peut assurer la pleine charge de la chaudière. La vaporisation du G.P.L. sera effectués par un échangeur du type à faisceau tubulaire, le faisceau sera parcouru par de la vapeur saturée soutirée par le collecteur de vapeur auxillaire.

Le G.P.L réchauffé par la vapeur, est vaporisé côté calandre à pression de 15 bars, et est envoyé vers des vanes de détente et réduit à une pression suffisante pour alimenter la station de deuxième détente déjà prévue pour l'exploitation à gaz naturel.

Le condensat. de vapeur est déchargé à un ballon de contrôle et refoulé par une pompe à la tour de dégage et réfrigération et récupère dans le cycle thermique.

La tour de dégazage à la fonction de sécurité pour le cas de pertes dans le faisceau tubulaire.

La variation du débit selon la demande de la chaudière est assurée par une chaine de régulation commandée par les conditions biphasées du fluide dans l'évaporateur, les décharges des soupapes de sureté et les fuites des vanes de l'implantation sont collectés et conduites à une torche de combustion.

POSTE DE 2EME DETENTE

On utilisera le même dispositif déjà prévu pour le gaz naturel. Pour chaque tranche le poste de 2ème détente régulation comporte essentiellement.

- Une station de détente et de régulation secondaire munie d'organes d'isolement, deux détendeurs régulations à grand débit (avec un de secours) permettant d'ajuster la pression et le débit nécessaire en fonction du nombre de brûleurs en service.

II. - 3 - DESCRIPTION DE L'INSTALLATION DE LA PREMIERE DETENTE G.P.L. :

Le poste comporte essentiellement :

- Ensembles d'accessoires pour la trappe d'arrivée du G.P.L. comprenant
- Un réservoir d'emmagasinage du G.P.L. construit en tôle en acier sablée et vernissée, du type à axe vertical à fond sphérique d'une capacité de 100 m³; le réservoir est complété d'un ensemble d'accessoire.
- Deux groupes de pompage du G.P.L. chacune se composant essentiellement d'une pompe centrifuge, de clapets sphériques, et de soupapes de retenue.
- Deux groupes d'évaporations du G.P.L. chacun se composant essentiellement d'un évaporateur du type Kettle à axe cylindre horizontal avec réduction tronçonnique, à tubes et calandre ; la calandre sera entièrement calorifugés avec laine salamandre de 2" d'épaisseur, avec finissage en tôle minée d'aluminium.

- * D'un ensemble d'équipement des colonnes hydrométriques
- * D'un système d'alimentation en vapeur l'évaporateur
- * D'un groupe de réduction du gaz d'alimentation.
- * D'un groupe de réduction de la vapeur
- * D'un système d'écoulement des eaux condensées des évaporateurs.
- 1 Aerorefrigérant atmosphérique humide du type à tirage naturel équipé d'un ensemble d'écoulement pour écoulement et transport des eaux condensées.
- Ensembles d'équipements permettant l'élimination des gaz déchargés.

CHAPITRE III

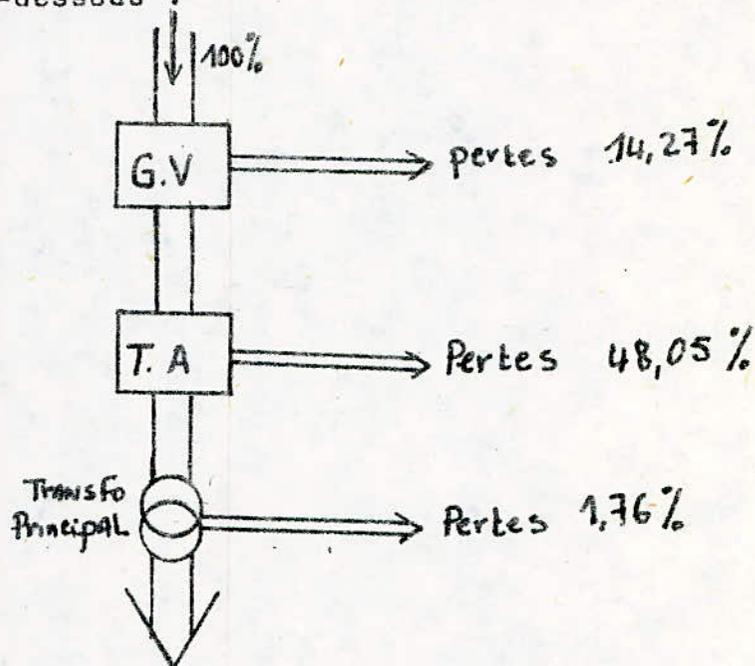
DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION

III - DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION

1 - Dimensionnement de la conduite d'amenée :

Dans la partie transport la conduite d'amenée est la plus importante, car elle représente la source d'alimentation en combustible de la centrale thermique.

Le schéma d'une tranche de la centrale est donnée par la figure ci-dessous :



P_{gu} : Puissance disponible au borne de l'usine.

Le rendement global combiné du poste de transformation, du turbo alternateur, et de la chaudière est de :

$$= 35,9 \%$$

$$\text{avec : } \eta = \frac{P_{gu}}{P_c} \quad \text{d'où : } P_c = \frac{P_{gu}}{\eta}$$

on obtient ainsi : $P_c = 456,598 \text{ MW} = 393\,242\,293 \text{ Kcal/h}$

avec : $P_{gu} = 164,01 \text{ MW}$

Calcul du débit de gaz à l'entrée de la chaudière :
 connaissant le pouvoir calorifique du mélange, on déduit le débit massique et volumique nécessaire à la charge nominale de la chaudière.

Le pouvoir calorifique est :

11 900 Kcal/Kg à l'état liquide
22 300 m³/h à l'état gazeux

alors le débit massique est donnée par : $\dot{M} = \frac{P_c}{(P.C.S)}_{\text{liquide}}$

le débit volumique du gaz est donné par : $\dot{M}_G = \frac{P_c}{(P.C.S)}_{\text{gaz}}$

Calcul du diamètre de la conduite :

d'après l'équation de continuité on a :

$$\dot{M}_T = \rho V.S$$

où : ρ : masse volumique du liquide

V : vitesse d'écoulement

S : section de la conduite

\dot{M}_T = débit total des deux sections de la tranche

soit : $\dot{M}_T = 2 \dot{M} = 66\ 000 \text{ Kg/h}$

La masse volumique du mélange est obtenue en supposant qu'on a un mélange idéal.

Soit : $\rho = 452,49 \text{ Kg/m}^3$ pour : P = 20 bars T = 50°C

La vitesse d'écoulement conseillée par les constructeurs 2 m/s on prend une deuxième alternative, soit : V = 1 m/s

donc : $S = \frac{\dot{M}}{\rho \cdot V}$ avec : $S = \frac{\pi D^2}{4}$

alors : $D = \left(\frac{4 \dot{M}}{\pi \cdot \rho \cdot V} \right)^{\frac{1}{2}}$

L'épaisseur du pipe line est donnée par la méthode de Barlow :

Soit :

$$\frac{P}{R} = \frac{2 \cdot e}{D_{\text{ext}}} = \text{d'où} : e = \frac{P}{R} \cdot \frac{D_{\text{ext}}}{2} = \frac{P D_{\text{int}}}{2R - P}$$

où :

P : pression admissible avec P = 20 Kg/cm²

R : contrainte admissible

e : épaisseur du pipe line

D : diamètre extérieur du pipe line

Le matériau choisi est un acier de traitement thermique
x c 25 soit : $R = 470 \text{ Kg/cm}^2$

Les résultats sont donnés au tableau suivant :

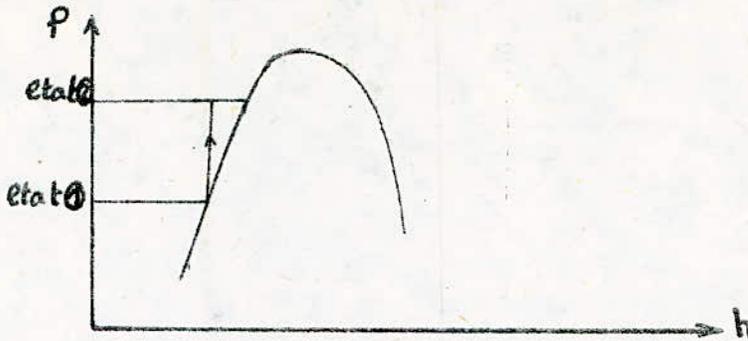
Quantité	Relation	Valeur
Débit massique	$\dot{M} = \frac{P_c}{(P.C.S)_{\text{liquide}}}$	33 000 Kg/h
Débit volumique du gaz	$\dot{M}_G = \frac{P_c}{(P.C.S)_{\text{gaz}}}$	17 550 N.m ³ /h
Masse volumique	$P = \frac{1}{V}$	452,49 Kg/m ³
Volume spécifique	$V = \sum x_i V_i$	0,00221 m ³ /Kg
Diamètre interne de la conduite avec $V = 2 \text{ m/s}$	$D_{\text{int}} = \left(\frac{4 \dot{M}_T}{\pi P \cdot V} \right)^{\frac{1}{2}}$	0,161 m
Diamètre interne pour $V = 1 \text{ m/s}$	-	0,227 m
Epaisseur de la conduite avec $V = 2 \text{ m/s}$	$e = \frac{D_{\text{int}}}{2 R - P}$	0,0072 m
Epaisseur de la conduite avec $V = 1 \text{ m/s}$	-	0,011 m

III - 2 - Dimensionnement de la pompe de refoulement du G.P.L :

Il s'agit de dimensionner la pompe de la station de pompage situé au niveau du jumbo, permettant l'acheminement du combustible vers l'installation de gazeification.

La pompe est choisie du type centrifuge, travaillant à charge

Le diagramme thermodynamique de la pompe est donnée ci-dessous :



On suppose que le pompage est isentropique et que le liquide est incompressible.

Calcul du travail de la pompe :

Pour application du 1er principe de la thermodynamique on a : le travail de la pompe :

$$W_{12} = \Delta H = \int_1^2 V dp = V (P_2 - P_1)$$

V : volume spécifique du mélange

P_2 : pression à la sortie de la pompe

P_1 : pression à l'entrée de la pompe

Calcul de la variation de pression :

La hauteur manométrique de la pompe est donnée par la formule suivante :

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1$$

où :

ρ : masse volumique du mélange soit : $\rho = 452,49 \text{ Kg/m}^3$

C_2 : vitesse à la sortie de la pompe on l'estime égale à la vitesse d'écoulement dans la conduite.

C_1 : vitesse à l'entrée de la pompe $C_1 \approx 0$ car la pompe est en charge.

$Z_2 - Z_1$: hauteur géométrique de la pompe avec : $Z_2 - Z_1 = 0$

La hauteur H est tirée d'un abaque des caractéristiques des pompes en fonction du débit volumique du liquide :

Soit pour :

$$M_{VT} = \frac{\dot{M}_T}{\rho} = 146 \text{ m}^3/\text{h} = 40,52 \text{ l/s}$$

On tire : H = 60 m

La variation de pression est donnée par :

$$P_2 - P_1 = \rho \left(g.H - \frac{C_2^2}{2} \right)$$

alors le travail idéal de la pompe :

$$W_{1-2} = V \rho \left(g.H - \frac{C_2^2}{2} \right) = g.H - \frac{C_2^2}{2}$$
$$W_{12} = g.H - \frac{C_2^2}{2}$$

Le travail réel de la pompe :

$$W_{réel} = \frac{1}{\eta_P} W_{1-2}$$

où : η_P représente le rendement de la pompe.

Les catalogues des pompes nous recommandent un rendement de 70 %.

Calcul de la puissance de la pompe :

La puissance idéal de la pompe est :

$$P_{1-2} = \dot{M}_T g.H$$

où : \dot{M}_T = débit massique total de la pompe.

La puissance réelle de la pompe est donnée par :

$$P_{réelle} = \frac{P_{1-2}}{\eta_P}$$

- Calcul de la pression de sortie de la pompe de refoulement : la pression au niveau du pièce d'arrivée est égale à :

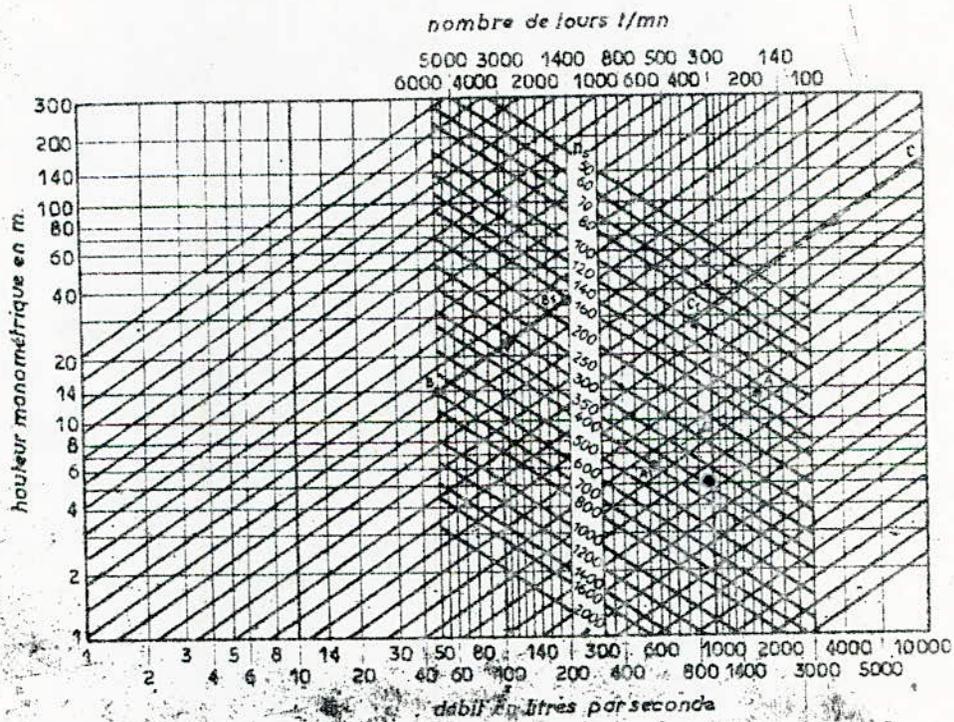
$$P_1 = 20 \text{ bars}$$

la pression à la sortie de la pompe de refoulement est égale à : $P = P_1 + \Delta P$

ou ΔP : représente la perte de charge dans la conduite nature de l'écoulement dans la conduite :

V.11 . POMPES, COMPRESSEURS, TURBINES ET ÉJECTEURS

140



- FIG. 1.

La nature de l'écoulement est fonction du nombre de Reynolds tel que :

$R_e < 2\,300$ l'écoulement est laminaire

$R_e > 3\,000$ l'écoulement est turbulent

avec :

$$R_e = \frac{C \cdot d}{\nu}$$

ou :

C : vitesse d'écoulement

d : diamètre de la conduite

ν : viscosité cinématique

La viscosité cinématique est donnée pour le mélange :

$$\nu = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Les résultats sont données au tableau suivant :

vitesse	d (m)	R_e
1 m/s	0,24765	1.238.250
2 m/s	0,19367	1.936.700

Conclusion :

$R_e \gg 2\,300$ l'écoulement est turbulent.

Calcul de la perte de charge pour une conduite linéaire l'expression donnant la perte de charge est donnée par la formule suivante :

$$\Delta P = P \cdot g \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2}$$

où : P : masse volumique, soit $P = 452,49 \text{ Kg/m}^3$

λ : coefficient de perte de charge qui dépend de la nature de l'écoulement avec :

$$\lambda = \frac{0,316}{R_e^{0,25}}$$

Les résultats sont donnés au tableau suivant :

Vitesse	R_e	$\lambda (\times 10^3)$	ΔP N/m ²	bar	P
1 m/s	1.238.250	9,473	34 617	3,394	23,394
2 m/s	1 936.700	8,471	158 333	15,09	35,09

Les principales caractéristiques de la pompe sont données dans le tableau suivant :

Vitesse	$P_2 - P_1$ (bar)	W_{1-2} (joule)	$W_{réelle}$ (joule)	P_{1-2}	$P_{réelle}$	d (m)	P_2 (bar)
1 m/s	2,726	588,1	840,14	11.056	15 794	0,227	23,394
2 m/s	2,719	586,6	838	11 056	15 794	0,162	35,09

III - 3 - CALCUL DES RESERVOIRS

Dans une installation, le réservoir de stockage du gaz constitue l'élément principal.

Divers type de réservoir peuvent-être utilisés suivant l'importance de la quantité à stocker.

L'industrie gazière utilise couramment deux types de réservoirs :

- Les uns cylindriques à axe horizontal ou vertical destiné à l'emmagasinage ou au transport des gaz liquéfiés ou dissous.
- Les autres sphériques :

Dans notre installation on choisit un réservoir de type cylindrique à axe vertical au vu de la quantité à stocker. L'utilité du réservoir dans notre installation est secondaire, du fait que l'alimentation en combustible est continue ; il permet d'avoir une quantité de sécurité en cas d'une interruption dans l'approvisionnement combustible. En premier lieu, il s'agira de dimensionner sa capacité (charge nominale) afin d'assurer une autonomie relative et permettre à un changement de combustible au moment opportun.

Pour le stock au cours d'un fonctionnement nominal :

soit : $t = 0,5$ heures

on sait que : $M_{VT} = 176 \text{ m}^3/\text{h}$

La capacité du réservoir est donnée par : $V \geq M_{VT} \cdot t$

on trouve : $V \geq 88 \text{ m}^3$

On choisit une capacité de 100 m^3

Choix du métal :

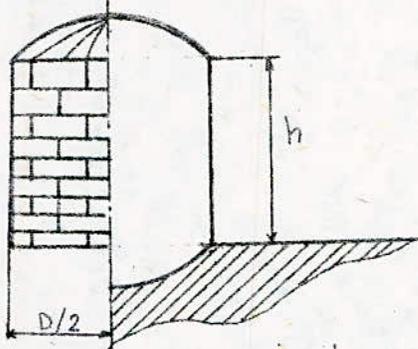
Le métal utilisé est l'acier A - 48 - P 2 , de qualité pour réservoirs sous pression.

Cet acier est le plus utilisé et donne en plus de satisfaction pour les appareils fixes.

Ces caractéristiques mécanique sont :

Résistance de la rupture à la traction	: R = 47 ÷ 55 dan/mm ²
Limite élastique	: R _e = 28,5 da
Allongement	: A = 25 %

Caractéristiques géométriques normalisées des réservoirs cylindriques à axe vertical :



Le bureau français de normalisation du pétrole recommande :

Pour une capacité de 100 m³

Diamètre du réservoir	D = 6 m
Hauteur de la robe	h = 3,6 m
Surface du fond	A = 28,3 m ²

Règle de calcul :

Avant de passer au calcul des épaisseurs des réservoirs, il semble indispensable de donner un aperçu de la réglementation concernant la construction et l'aménagement de ces réservoirs ; les réservoir sont calculés d'après l'Arrêté Ministériel du 23 Juillet 1943.

Article 4 :

§-1 - Le métal doit être exempt de fragilité, à la température et à la pression d'épreuve, d'une part.

Dans le domaine des pression et des températures de service d'autre part..

§-2 - Pour les parties en acier, les caractéristiques mécaniques du métal, mesurées sur des éprouvettes prélevées en direction des contraintes maxima, tous recuits, revenus ou traitements thermiques éventuels terminés, devront satisfaire aux deux inégalités :

$$R > 1\ 050$$

$$A > 14$$

Dans lesquelles R représente la résistance de rupture à la traction, exprimée en myriapiège et A l'allongement relatif exprimé en centièmes.

§ 3 - Le taux de travail du métal doit être inférieur au tiers de la résistance à la rupture, sous l'action et à la température maxima susceptibles d'être atteintes en service.

Méthode de calcul :

Les épaisseurs ainsi que le taux de travail du métal sont donnés par les formules suivantes :

$$e = \frac{P \cdot D_i \cdot X}{200 \cdot R \cdot \alpha} \left(1 - \frac{\sin^2 \varphi}{2} \right)$$

$$t = \frac{P \cdot D_i}{e \cdot 200} \left(1 - \frac{\sin^2 \varphi}{2} \right)$$

Dans lesquelles :

P : représente la pression de service (bar)

D_i : diamètre intérieur du réservoir

R : résistance de rupture à la traction

X : coefficient de sécurité ; (X = 3)

α : coefficient de soudure ; (= 0,7)

φ : Angle que fait le cordon de soudure de forme hélicoïdale avec l'axe du réservoir : (= 67,1°)

soient :

$$P = 20 \text{ bar}$$

$$D_i = 6\ 000 \text{ mm}$$

$$R = 47 \text{ daN/mm}^2$$

d'où :

$$e = 55 \text{ mm}$$

$$t = 2,36 \text{ daN/mm}^2 < \frac{R}{3} = 15,66 \text{ daN/mm}^2$$

Tableau récapitulatif

Charge nominale	100 m ³
D _i : diamètre intérieur	6 000 mm
h : hauteur de la robe	3 600 mm
A : surface du fond	28,3 m ²
P : pression de service	20 bars
R : résistance de rupture à la traction de l'acier	47 daN/mm ²
e : épaisseur	55 mm
t : taux de travail du métal	2,36 daN/mm ²

à la sortie du réservoir, le mélange aura changé de composition, du fait de la présence de l'éthane à l'état gazeux.

La nouvelle composition est :

Propane : 99 %

Isobutane : 1 %

III - 4 - CALCUL DE LA POMPE G.P.L

On dispose de deux pompes G.P.L, alimentant les deux évaporateurs de l'installation, on les a choisi de type centrifuge en raison du débit à respecter.

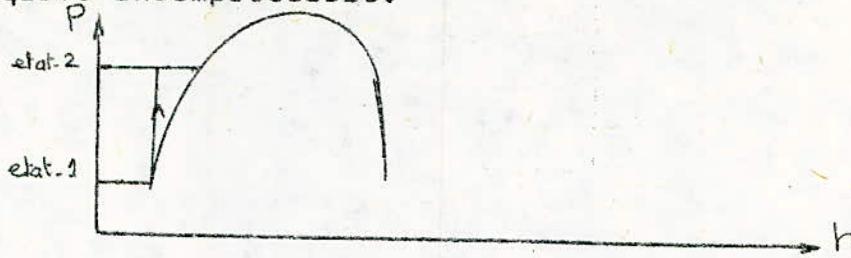
Soit :

$$\dot{M} = 33\,000 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{M}_V = \frac{\dot{M}}{\rho} \quad \text{avec : } \rho = 452,49 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{d'où : } \dot{M}_V = 73 \text{ Kg/h} = 20,26 \text{ l/s}$$

Le diagramme thermodynamique de la pompe est donné ci-dessous en en supposant que le pompage est isentropique utilisant un liquide incompressible.



Calcul du travail de la pompe :

En appliquant le 1er principe de la thermodynamique ; on trouve le travail de la pompe :

$$W_{1-2} = \Delta H = V (P_2 - P_1)$$

Calcul de la variation de pression :

La hauteur manomètre que de la pompe est donnée par l'expression suivante :

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1)$$

Pour C_2 = vitesse à la sortie de la pompe, on l'estime à : 4 m/s

C_1 = vitesse à l'entrée de la pompe, soit $C_1 \approx 0$

$$Z_2 - Z_1 = 0$$

La hauteur H est tirée d'un abaque par l'abaque - 1 -

Pour : $\dot{M}_v = 20,26 \text{ L/s}$ on tire $H = 30 \text{ m}$

La variation de pression est donnée par :

$$P_2 - P_1 = \rho \left(g \cdot H - \frac{C_2^2}{2} \right)$$

alors le travail idéal est donné par :

$$W_{1-2} = g \cdot H - \frac{C_2^2}{2}$$

Le travail théorique est donnée :

$$W_{\text{réelle}} = \frac{W_{1-2}}{M_P}$$

Calcul de la puissance de la pompe :

La puissance idéale est donnée par :

$$P_{1-2} = \dot{M} \cdot g \cdot H$$

La puissance réelle est donnée par :

$$P_{réelle} = \frac{P_{1-2}}{\eta_p}$$

Les résultats sont donnés au tableau suivant :

$P_2 - P_1$ (bar)	W_{1-2} (joule)	$W_{réelle}$	P_{1-2} (W)	$P_{réelle}$ (W)
1,327	286,3	409	2 764	3 949

III - 5 - ETUDE DE L'EVAPORATEUR

1 - Méthode de calcul :

On propose un évaporateur genre Keettle avec une ébullition du type piscine (pool boiling).

Nous allons établir un modèle de calcul d'un appareil devant assurer un transfert de chaleur donné pour estimer la surface d'échange.

Calcul de la quantité de chaleur nécessaire :

$$Q = M \cdot h_{fg}$$

M : débit du gpl (Kg/h)

h_{fg} : chaleur latente de vaporisation du mélange

Calcul de la chaleur latente du mélange :

1.1 - Calcul de la température de bulle :

on dispose d'un mélange dont la composition est :

propane : 95 % = x_1
 isobutane : 1 % = x_2
 ethane : 4 % = x_3

Connaissant la pression à laquelle se produit le changement de phase : $P = 15$ bars

$$P_b = \sum P_i^s x_i$$

P_i^s : pression de saturation de fluide i

x_i : composition de l'élément

après plusieurs calculs itératives on trouve que :

$$P_b = 15 \text{ bars} = \sum P_i^s x_i \text{ pour } T_b = 45^\circ\text{C}$$

.2 - Calcul de la température de rosée :

Pour le calcul de la température de rosée, on procéderait de manière analogue, par itération en utilisant l'équation suivante donné par Raoult :

$$\frac{1}{P_r} = \sum \frac{x_i}{P_i^s}$$

P_r : pression de rosée

P_i^s : pression de saturation du fluide

après plusieurs calcul itératives on trouve :

$$P_r = \frac{1}{\sum \frac{x_i}{P_i^s}} = 15 \text{ bars pour } T_r = 45^\circ\text{C}$$

Remarque :

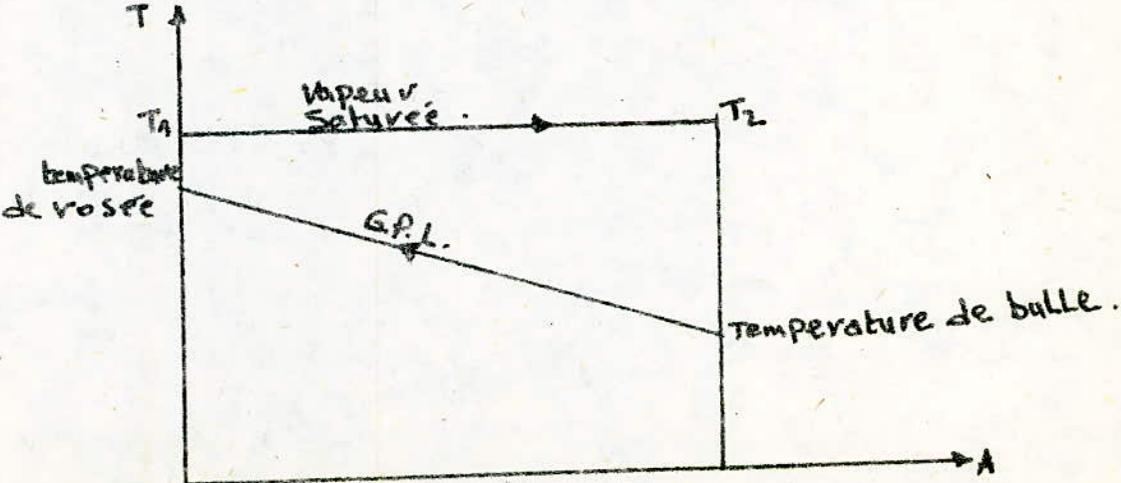
On a calculer les tensions de vapeur par l'équation d'Antoine donnée par :

$$\text{Log}_{10} P_{SAT} = A - \frac{B}{C + t}$$

A, B, C : constantes relatives à chaque fluide

t : température de service

ps: pression de saturation du fluide (mm) Hg



La chaleur latente de vaporisation du mélange est calculée en supposant qu'on a un mélange idéal.

Soit : $h_{fg} = h_v - h_L$; enthalpie de vaporisation

où : h_v : enthalpie de la vapeur du mélange

h_L : enthalpie du liquide du mélange

avec : $h_v = \sum x_i h_{vi}$

$h_L = \sum x_i h_{Li}$

ou : h_{vi} : enthalpie de la vapeur du constituant

h_{Li} : enthalpie du liquide du constituant

on trouve : $h_{fg} = 71,17 \text{ Kcal/Kg}$

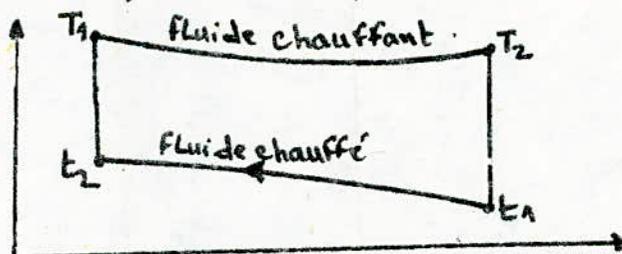
on prend : $h_{fg} = 80 \text{ Kcal/Kg}$

alors la quantité de chaleur nécessaire est :

$$Q = \dot{M} h_{fg} = 2\,640\,000 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 2\,640\,000 \text{ Kcal/h} \\ = 3\,069\,000 \text{ W}$$

2 - Différence moyenne de température :



soient : $T_1 = 120^\circ\text{C}$ $T_2 = 120^\circ\text{C}$

• $t_1 = 46^\circ\text{C}$ $t_2 = 46^\circ\text{C}$

avec : $\Delta t_m = \text{D.T.L.M} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2,3 \text{ Log } \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$

ou : $\Delta t_1 = T_1 - t_2 = 74$

$\Delta t_2 = T_2 - t_1 = 75$

soit : $\Delta t_m = 75^\circ\text{C}$

3 - Coefficient de transfert global :

$$\text{soit : } U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \frac{r_e}{r_i} + \frac{r_e}{\lambda} \ln \frac{r_e}{r_i} + R_{se} + R_{si} \frac{r_e}{r_i}}$$

a) Calcul du coefficient de transfert thermique en ébullition piscine sur un faisceau de N tubes - h_e - :

on choisit la corrélation de Mostinski :

soit l'équation de Mostinski généralisée :

$$h_e = h_{nb} \times F_b \times F_c + h_{nc}$$

h_{nb} : coefficient de transfert en ébullition nucléée pour 1 (un) tube

F_b : facteur de correction du faisceau

F_c : facteur de correction du mélange

h_{nc} : coefficient de transfert en convection naturelle

avec :

$$F_b = 1,5$$

$$F_c = 1 \quad \text{pour mélange idéal}$$

$$h_{nc} = 250 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} = 205 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{pour HC}$$

$$h_{nb} = 3,75 \cdot 10^{-5} \frac{Q}{A}^{0,7} \cdot P_c^{0,69} \cdot F_p \cdot F_c \cdot F_s$$

où :

$$\frac{Q}{A} : \text{flux de chaleur } [W/m^2]$$

P_c : pression critique du mélange pas

F_p : correction de pression

F_c : coefficient du mélange

F_s : correction d'effet de surface

avec :

$$F_p = 1,8 (P/P_c)^{0,17}$$

$$F_c = \exp(-0,27 BR)$$

$$F_s = 1 \quad \text{pour un tube lisse courant}$$

Après plusieurs itérations dues à l'effet de pression sur le calcul du coefficient h_e on trouve :

$$h_e = 7\,527,82 \text{ Kcal/h } ^\circ\text{C}$$

pour une surface d'échange estimée égale à : $53,28 \text{ m}^2$

$$\text{donc : } h_e = 7\,527,82 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calcul du coefficient de condensation de la vapeur d'eau dans les tubes.

d'après une corrélation donnée par Eagle et Fergusson :

L = vitesse massique

$$\frac{h_c d_i}{\lambda_L} = 0,021 R_{ec}^{0,8} \cdot P_{rL}^{0,4} \cdot \text{const}$$

P_{rL} : nombre de Prandtl

: facteur de condensation

$$\begin{aligned} \text{d'où : } h_c &= 7\,766 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K} \\ &= 6\,680 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{K} \end{aligned}$$

$$R_{ec} = \frac{4 \cdot \Gamma_L}{\mu_L}$$

$$\Gamma_L = \frac{\dot{M} N_p}{d_i N_T}$$

$$= 0,5 \left[1 + x \left(\frac{P_L}{P_v} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N_T \geq \frac{A}{\pi d_e L} \quad \text{avec } L = 12 \text{ ft} = 3,6576 \text{ m}$$

on trouve : $N_T \geq 191$ tubes on prend : $N_T = 196$

d'après les valeurs normalisées des nombres de tube on a :

pour des tubes de $(\frac{3}{4})''$, un pas de $1''$, une disposition des tubes en Δ et un nombre de passe : $N_p = 2$

$$N_T = 196, \quad D_b \text{ (diamètre du faisceau)} = 0,439 \text{ m}$$

on trouve :

$$\Gamma_L = \frac{6\,200 \cdot 2}{(14,85 \cdot 10^{-3}) 196 \cdot 3600} = 0,3767$$

$$\mu_L = 2,405 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m}^2$$

$$R_{ec} = \frac{4 (0,3 \cdot 767)}{2,405 \cdot 10^{-4}} = 6 \cdot 265$$

$$\lambda_L = 0,685 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

M : débit massique de l'eau

R_e : nombre de Reynolds

μ_L : viscosité dynamique

λ_L : facteur de conduction de l'eau

N_p : nombre de passe

N_T : nombre de tube

d_i : diamètre intérieur du tube

D_b : diamètre du faisceau

où :

$$N_T = 196 \text{ tubes}$$

$$N_p = 2 \text{ passes}$$

$$L = 3,6 \cdot 576 \text{ m}$$

$$d_i = 14,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_b = 0,439 \text{ m}$$

on a alors :

$$\frac{1}{h_e} = \frac{1}{7527,82} = 0,00013284$$

$$\frac{1}{h_i} \frac{r_e}{r_i} = \frac{1}{6700} \frac{19,05}{14,85} = 0,000191466$$

$$\frac{r_1}{\lambda} \text{ in } r_e/r_1 = \frac{3,6 \cdot 10^{-3}}{45} = 0,0000467$$

$$R_{si} \frac{r_e}{r_i} = 4 \cdot 10^{-4} \frac{19,05}{14,85} = 0,000513$$

$$R_{se} = 4 \cdot 10^{-4} = 0,0004$$

$$\sum R = 0,001289 \quad U = 775,8$$

$$\text{d'où : } A_{\text{nécessaire}} = \frac{Q}{U \cdot \Delta t_m} = 42,31 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{inst}} = \pi \cdot d \cdot L \cdot N = 42,91 \text{ m}^2$$

$$\text{donc : } A_{\text{nécessaire}} < A_{\text{installation}}$$

2 - Vérification du flux :

l'étude fondamentale de l'ébullition a montré que la différence de température Δt_m entre le fluide chauffant et le fluide à vaporiser devait être inférieure à un seuil spécifique au delà duquel le flux de chaleur décroît très rapidement et la coagulation apparaît.

Mostinski a donné une corrélation qui permet d'avoir le flux

$$\text{maximum : } q_{b\text{max}} = q_{1\text{max}} \Phi_b$$

$$q_{1\text{max}} = 367 P_c P_r^{0,35} (1 - P_r)^{0,9}$$

$$q_{1\text{max}} : \text{flux max pour un tube } [W/m^2]$$

$$P_c : \text{pression critique } [Kpascal]$$

$$P_r : \text{pression réduite}$$

$$\Phi_b : \text{facteur de correction du faisceau}$$

$$\text{d'où : } q_{1\text{max}} = 738 514 W/m^2$$

$$\Phi_b = 2,2 \Psi_b$$

$$\Psi_b = \frac{\pi \cdot D_b \cdot L}{A}$$

$$A : \text{surface d'échange}$$

$$\Psi_b : \text{paramètre de géométrie du faisceau}$$

$$L : \text{longueur du tuyau}$$

$$D_b : \text{diamètre du faisceau}$$

$$\text{on trouve : } \Psi_b = 0,118$$

$$\text{d'où : } \Phi_b = 0,26$$

alors :

$$q_{bmax} = 192\ 014\ \text{W/m}^2$$

$$\Delta T_m = 75^\circ\text{C}$$

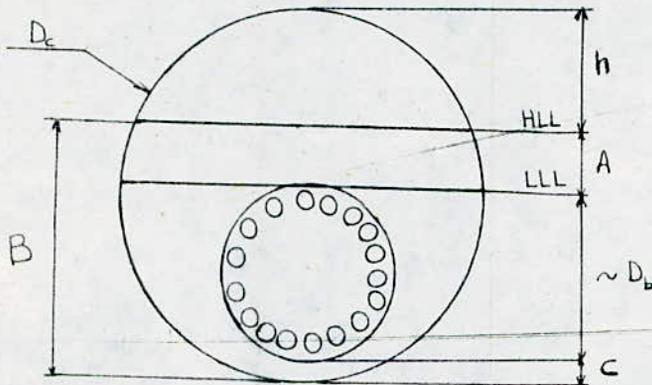
$$q_{inst} = \frac{Q}{A} = \frac{2\ 640\ 000}{42,91} = 61\ 524\ \text{Kcal/h.m}^2 = 71\ 505\ \text{W/m}^2 \approx 71\ 505\ \text{W/m}^2$$

Conclusion : $q_{inst} < q_{bmax}$

pour : $\Delta T_m = 75^\circ\text{C}$

3 - Calcul du diamètre de la calandre :

Le diamètre de la calandre de l'évaporateur n'est pas normalisé; pour cela on doit l'estimer à partir de certaine donnée pratique utilisé dans l'industrie.



Les données de construction les plus sévères donnent :

$$A_{min} = 0,2\ \text{m}$$

$$C_{min} = 0,05\ \text{m}$$

on a aussi : $B = \frac{2}{3} D_c$

on trouve après estimation : $D_c = 1,5\ \text{m}$

4 - Vérification de la vitesse d'écoulement du gaz :

La vitesse d'écoulement est donnée :

$$V_v = \frac{\dot{M}}{S \cdot P_v \cdot 2 N_p} = \frac{\dot{M} \cdot V_v}{5,2 N_p}$$

S : surface libre au dessus du niveau du G.P.L

P_v : masse volumique de vapeur du G.P.L

N_p : nombre de passe de l'évaporateur côté tube

V_v : volumique massique du G.P.L

On trouve :

$$V_v \approx 0,116 \text{ m/s}$$

La vitesse critique de l'écoulement du gaz est donnée par :

$$V_c = 0,0479 \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v}} = 0,0479 \sqrt{\frac{V_v - V_L}{V_L}}$$

on trouve : $V_c = 0,174$

Conclusion :

$$V_v < V_c$$

Pour des données pratiques on doit avoir $V_v > 0,8 V_c$

avec : $0,8 V_c = 0,1392$

alors : $V_v < 0,8 V_c$

on conclut que la conception est bonne et qu'à la sortie du gaz on n'aura pas de gouttelettes de G.P.L.

III - 6 - CALCUL DE LA POMPE DU CONDENSAT D'EAU DE L'EVAPORATEUR

On dispose de deux pompes de type centrifuge, qui servent à évacuer le condensat d'eau sortant de chaque évaporateur.

Le débit minimal que doit fournir chaque pompe est :

$$\dot{M} = 5\,018 \text{ Kg/h}$$

soit un débit volumique de $\dot{m}_v = \frac{\dot{m}}{\rho}$

où : ρ représente la masse volumique de l'eau à $120 \pm c$

soit : $\rho = 943,4 \text{ Kg/M}^3$

alors : $\dot{m}_v = 5,32 \text{ M}^3/\text{h} = 1,5 \text{ l/s}$

l'abaque de sélection de la fig.-1- nous donne pour : $\dot{m}_v = 2 \text{ l/s}$
une hauteur manométrique : $H = 6 \text{ m}$

La vitesse de sortie de la pompe est estimée à : 4 m/s

Les résultats principaux concernant la pompe sont donnés dans le tableau suivant :

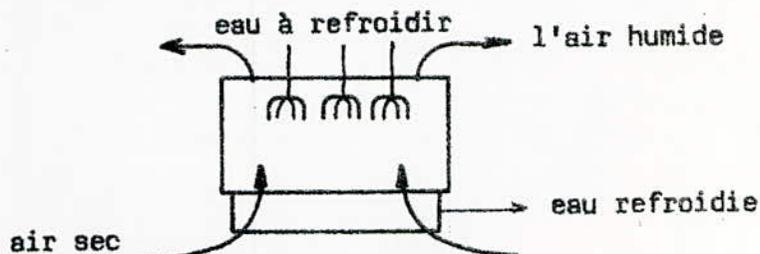
Quantité	Formule	Valeur
$P_2 - P_1$ [N/M ²]	$\rho \cdot (g \cdot H - \frac{C_2^2}{2})$	47 961
W_{1-2} [J]	$g \cdot H = \frac{C_2^2}{2}$	50,86
$W_{réelle}$ [J]	$\frac{1}{\eta_p} W_{1-2}$	72,66
P_{1-2} [W]	$\dot{m} g H$	82,04
$P_{réelle}$ [W]	$\frac{P_{1-2}}{\eta_p}$	117

III - 7 - ETUDE DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT

1 - Principe de fonctionnement :

Le refroidissement de l'eau s'effectue par échange thermique avec l'air atmosphérique que l'on fait circuler à contre courant avec l'eau pulvérisée.

L'air au contact de l'eau s'échauffe et augmente son humidité relative à une humidité proche de celle de la saturation en évap. évaporant une partie de l'eau à refroidir.



Les avantages des aéroréfrigérants sont :

- L'air est disponible et ne coûte pas encore cher.
- L'implantation de l'usine n'est pas conditionnée par l'installation des aéroréfrigérants.
- L'air est rarement corrosif et il n'est pas nécessaire de prévoir un nettoyage ou l'encrassement fréquent.
- Les coûts d'entretien des systèmes d'aéroréfrigérants représentent généralement 20 à 30 % du coût des systèmes de réfrigération à l'eau.

1.1 - Trajet de l'air :

L'air est admis horizontalement sur toute la périphérie de la tour à travers le persiennage, il traverse la dispersion (ou aura lieu l'échange de chaleur avec l'eau) puis il passe dans un séparateur de gouttelettes qui arrête les gouttes d'eau entraînés par le courant d'air.

1.2 - Trajet de l'eau de circulation :

L'eau à refroidir est amenée vers un château d'eau situé au dessus du système de ruissellement.

De ce château partent des tubes perforés jusqu'à la paroi de la tour, au delà, l'eau arrive dans une piscine périphérique supérieure.

L'eau qui sort des tubes perforés va chuter d'une manière homogène, et va s'éparpiller en fines gouttelettes qui vont sautiller de latte en latte jusqu'au bassin d'eau froide ou elle sont recueillies.

1.3 - Système de dispersion :

Le système de dispersion doit assurer une surface et un temps de contact entre l'air et l'eau aussi importants que possible, sans pour cela entraîner une perte de charge excessive.

La surface d'échange est obtenue par celle des gouttes d'eau forcées par l'éclatement de l'eau sur des lattes qui sont suffisamment écartées pour éviter tout risque de bouchage.

1.4 - Séparateur de gouttelettes :

Il est situé dans le circuit d'air en aval de la dispersion, son rôle est d'arrêter les gouttelettes d'eau entraînées par l'air de refroidissement.

Il est constitué en profilés de chlorure de polyvinyle rigide.

1.5 - La tour :

Elle est en béton et d'une forme hyperbolique ceci pour des considérations aérodynamique et de prix de revient.

1.6 - Le bassin :

Il est placé à la base de l'appareil, il recueille l'eau froide et constitue un stockage d'eau indispensable pour palier les aléas d'exploitation et pour faciliter les réglages chimiques.

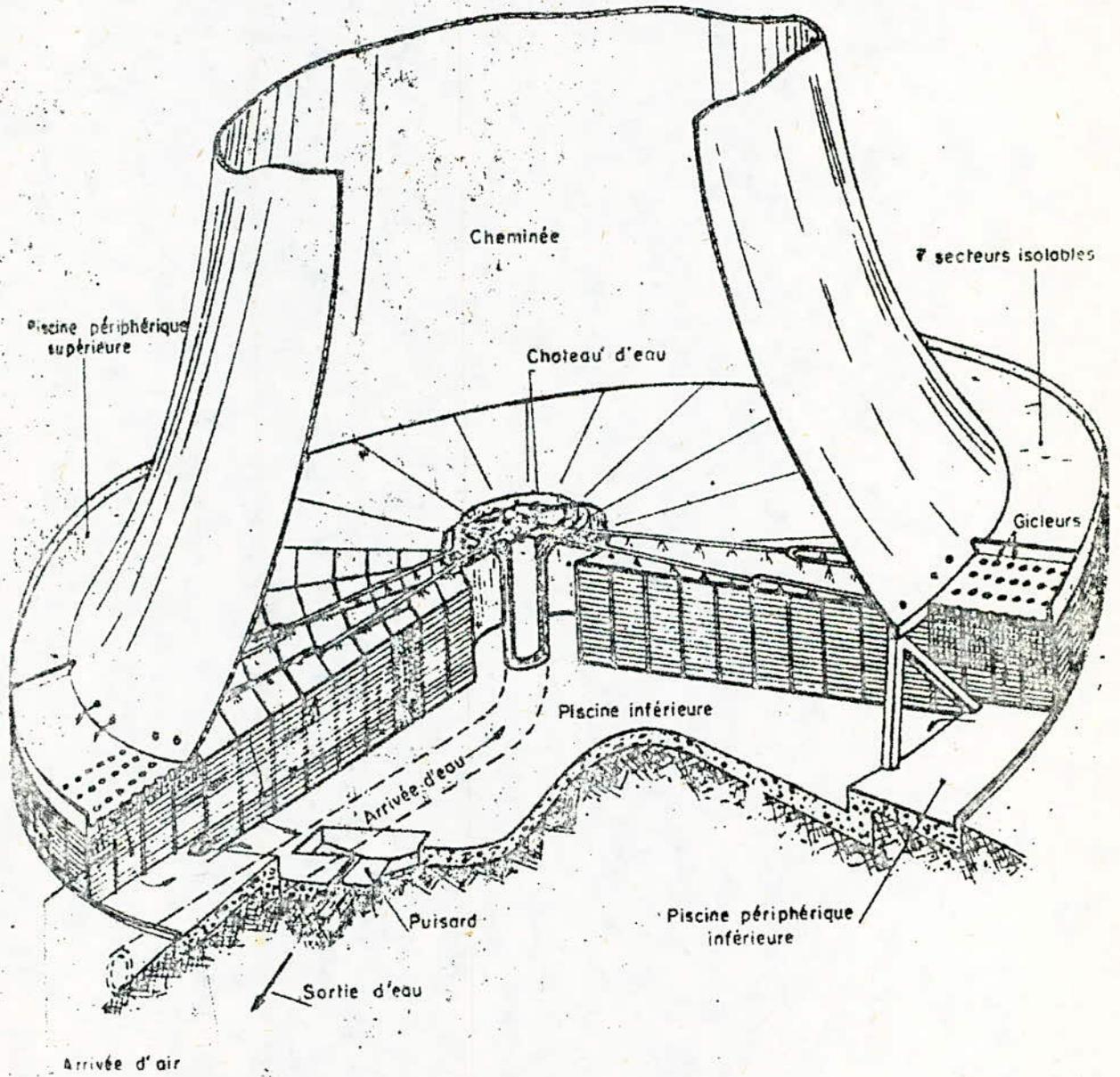
Ce bassin comporte une arrivée d'eau d'appoint et des prises de déconcentration et de vidange.

1.7 - Persiennage :

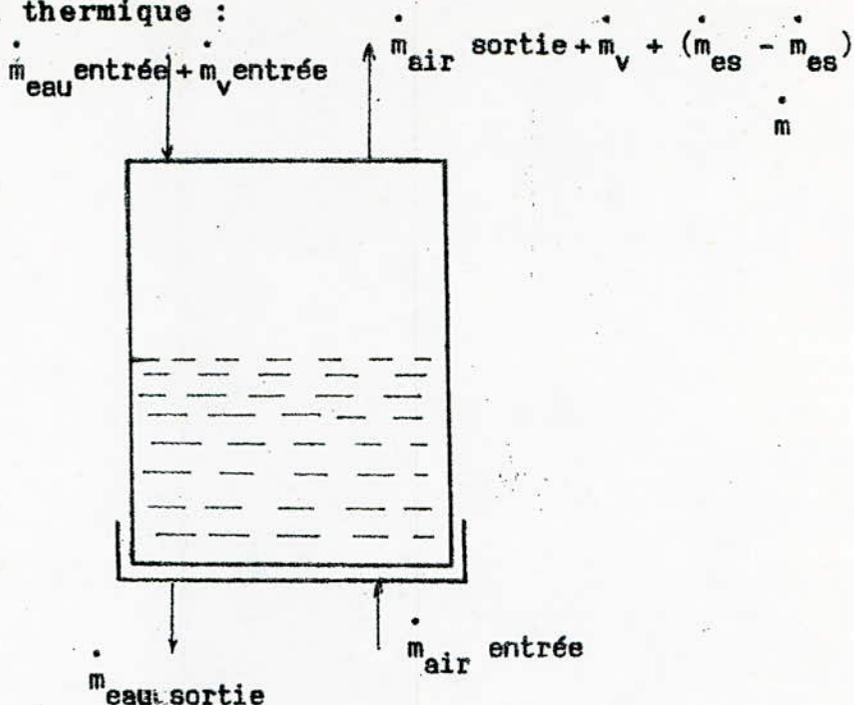
On entoure le système de dispersion sur les 4/5 de sa hauteur d'un persiennage fait en plaques planes d'amiante ciment.

Le rôle du persiennage est double, il évite les pertes d'eau à l'extérieur par vent fort, il assure aussi une protection de la dispersion contre toute prise de glace par temps de gel.

TOUR DE REFROIDISSEMENT HUMIDE
POUR EVACUATION DE $75 \cdot 10^6$ KJ / JOUR



2 - Bilan thermique :



Les bilans d'énergie et de matière sont :

$$\dot{m}_{e1} h_{e1} + \dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_a h_{v1} \delta_1 = \dot{m}_{e2} h_{e2} + \dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_a \delta_2 h_{v2}$$

et

$$(\dot{m}_{e1} - \dot{m}_{e2}) = \dot{m}_a (\delta_2 - \delta_1)$$

où :

\dot{m}_a : débit d'air sec

\dot{m}_{e1} : débit d'eau à l'entrée de la tour

\dot{m}_{e2} : débit d'eau à la sortie de la tour

h_{e1} : enthalpie de l'eau à l'entrée de la tour

h_{e2} : enthalpie de l'eau à la sortie de la tour

h_{a1} : enthalpie de l'air sec à l'entrée de la tour

h_{a2} : enthalpie de l'air sec à la sortie de la tour

δ_1 : humidité de l'air à l'entrée de la tour

δ_2 : humidité de l'air à la sortie de la tour

h_{v1} : enthalpie de la vapeur d'eau contenue dans l'air à l'entrée de la tour.

h_{v2} : enthalpie de la vapeur d'eau contenue dans l'air à la sortie de la tour.

de ces deux équations d'équilibres thermiques on détermine :

- Le débit d'air nécessaire à la tour :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{e1} (h_{e1} - h_{e2})}{h_{a2} - h_{a1} + \delta_2 h_{v2} - \delta_1 h_{v1} - (\delta_2 - \delta_1) h_{e2}}$$

- Le débit d'eau à la sortie de la tour :

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_{e1} \left(1 - \frac{(h_{e1} - h_{e2}) (\delta_2 - \delta_1)}{h_{a2} - h_{a1} + \delta_2 h_{v2} - \delta_1 h_{v1} - (\delta_2 - \delta_1) h_{e2}} \right)$$

Le deuxième terme de la parenthèse constitue le débit d'eau évaporé ou le débit d'appoint.

Les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour sont respectivement :

$$T_1 = 99^\circ\text{c} \quad (\text{obtenue après détente de l'eau})$$

$$T_2 = 40^\circ\text{c} \quad (\text{valeur recommandée})$$

Pour cela on prend trois variantes de l'air ambiant à savoir :

$$15^\circ\text{c} ; 25^\circ\text{c} ; 35^\circ\text{c}$$

et une humidité relative pratiquement constante prise égale à 75 %
A la sortie de l'évaporateur on procède à une détente isentropique jusqu'à la pression atmosphérique.

Les conditions d'entrée de l'eau sont :

$$\dot{m}_{e1} = 9\,796 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{m}_v = 2\,604 \text{ Kg/h}$$

Calcul de l'humidité de l'air

L'humidité de l'air à pression atmosphérique est donnée par l'équation :

$$\delta = \frac{P_v}{760 - P_v} \frac{M_e}{M_{\text{air}}}$$

où :

P_v : représente la pression partielle de la vapeur d'eau mm Hg telle que :

$$P_v = \varphi \cdot P_g$$

avec :

P_g : pression de saturation de la vapeur mm Hg

φ : humidité relative %

M_e : masse molaire de l'eau avec $M_e = 18$ g

M_{air} : masse molaire de l'air avec $M_{air} = 29$ g

La température de sortie de l'air est prise $t_2 = t_1 + \Delta t$

avec : $\Delta t = 3 \div 5$ °c

Les valeurs des pressions de saturation correspondant au températures d'entrée et de sortie de l'air des tables thermodynamiques. L'humidité relative de l'air à la sortie de la tour est prise égale à 95 %.

La variation d'enthalpie de l'air est donnée par :

$$h_{a2} - h_{a1} = C_{P2} t_2 - C_{P1} t_1$$

avec :

C_P : chaleur spécifique de l'air à la température t.

Les enthalpies de la vapeur sont données par les diagrammes thermodynamiques.

La quantité de vapeur perdue dans la tour :

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_v + (\dot{m}_{e1} - \dot{m}_{e2})$$

Les résultats obtenus sont donnés au tableau suivant :

t_1 °c	t_2 °c	Kg/Kg d'air	Kg/Kg d'air	$h_{a2} - h_{a1}$ Kcal/Kg	\dot{m}_a Kg/h	\dot{m}_{e2} Kg/h	\dot{m} Kg/h
35	40	0,0269	0,0462	1,25	46863	8854	3 546
25	29	0,01519	0,02469	1	91211	9063	3 337
15	18	0,00794	0,01225	0,711	183687	900431	3 396

Pour limiter la perte d'eau, on change la valeur du débit de vapeur en prenant $\dot{m} = 5.018 \text{ Kg/h}$.

On obtient ainsi des pertes d'eau plus faibles données dans le tableau suivant :

t_1 °C	$\dot{\Delta m}$ Kg/h
35	1 097
25	1 154
15	1 214

3 - Disposition constructives :

L'eau est distribuée à l'aide de tuyaux en amiante de ciments, ces tuyaux sont pourvus de gicleurs qui assurent l'homogénéisation de la pulvérisation de l'eau.

- La dispersion est réalisée au moyen de plusieurs planchers de lattes horizontales sur lesquelles l'eau vient s'éclater.
- Le séparateur de gouttelettes est fait de profilés en matière plastique maintenu entre eux par des entretoises également en matière plastique.

4 - Dimensionnement de l'aéroréfrigérant :

Pour le dimensionnement on choisit le cas le plus défavorable auquel correspond le plus grand débit d'air.

4.1 - Système de dispersion :

Les lattes sont en matière plastique, ces lattes reposent sur des poutres horizontales faites dans le même matériau que les lattes.

L'espacement entre les lattes est très important car il doit assurer un ruissellement homogène de l'eau sans créer une perte de charge importante.

Les lattes ont en général une largeur de 10 cm et un écartement de 30 cm.

Le pas entre lattes et approximativement égal à $C = 30 \text{ cm}$

Après plusieurs itérations la hauteur de dispersion a été choisie à Z = 3 m

d'où le nombre d'étage est égal à :

$$n = \frac{Z}{B}$$

d'où : n = 10 étages

4.2 - Diamètre de la dispersion :

L'équation du tirage est donnée par :

$$H_0 (P_1 - P_2) = C \frac{P_1 \cdot V^2}{2g}$$

où :

- H₀ : hauteur utile du tirage
 - P₁ : masse volumique de l'air au condition d'entrée
 - P₂ : " " " " " de sortie
 - V : vitesse de l'air dans la dispersion
 - C : coeficient de perte de charge de l'air.
- Pour les systèmes de dispersion par lattage on prend C = 36

La vitesse de l'air est donnée par :

$$V = \frac{\dot{m}_a}{P_1 \cdot \pi \cdot D \cdot Z}$$

- D : diamètre de la dispersion
- Z : hauteur de la dispersion
- \dot{m}_a : débit d'air nécessaire à la tour

On obtient :

$$D \cdot \sqrt{H_0} = \frac{\sqrt{C} \cdot \dot{m}_a}{4,44 Z \cdot g \cdot \sqrt{P_1 (P_1 - P_2)}}$$

La conception optimale correspond à H₀ = D

d'où :

$$D^{3/2} = \frac{1,35 \dot{m}_a}{Z \cdot g \cdot \sqrt{P_1 (P_1 - P_2)}}$$

Le diamètre de dispersion est égal à :

$$D = 13 \text{ m}$$

4.3 - Diamètre de base de la coque :

Soient :

D : diamètre de la dispersion et D_1 diamètre de la coque à la base.

Le rapport $D_1/D = 0,55 \div 0,08$

Nous prenons dans notre cas : $D_1/D = 0,6$

Donc : $D_1 = 7,8 \text{ m}$

4.4 - Hauteur de la tour :

La hauteur de la tour est supérieure à la hauteur utile de tirage, on ajoute à cette dernière $Z/3$ pour avoir la hauteur réelle de la cheminée.

La relation suivante découle d'un programme d'optimisation du fonctionnement sur ordinateur.

$$H = H_0 + Z/3$$

On obtient ainsi : $H = 14 \text{ m}$

4.5 - Vitesse au dessus de la dispersion :

Le débit d'air est donné par l'équation de continuité :

$$\dot{m}_a = \rho_2 V_1 S_1$$

où :

V_1 : vitesse à la sortie de la dispersion

S_1 : surface de base de la coque

alors :

$$V_1 = \frac{\dot{m}_a}{\rho_2 S_1} = \frac{4 \dot{m}_a}{\rho_2 \cdot \pi \cdot D_1^2}$$

soit :

$$V_1 = 0,852 \text{ m/s}$$

4.6 - Diamètre du sommet :

Pour limiter le bruit de l'air à la sortie et les pertes de charge, et pour avoir une forme parabolique de la cheminée, on limite la vitesse d'éjection de l'air au sommet qui est fonction des caractéristiques de fonctionnement de l'aéro-réfrigérant.

Dans notre cas on prend : $V_2 = 2 \text{ m/s}$

soient :

S_1, D_1, V_1 : respectivement surface, diamètre et vitesse à la base de la coque.

S_2, D_2, V_2 : respectivement surface, diamètre et vitesse au sommet de la coque.

On peut écrire d'après l'équation de continuité :

$$V_1 S_1 = V_2 S_2 \quad (\rho_1 = \rho_2)$$

Ou encore :

$$V_1 D_1^2 = V_2 D_2^2$$

On tire ainsi le diamètre du sommet :

$$D_2 = D_1 \cdot \sqrt{\frac{V_1}{V_2}}$$

On trouve : $D_2 = 5,1 \text{ m}$

4.7 - Hauteur du panache :

Bryan et Davidson ont proposé la formule suivante pour évaluer la valeur du panache qui s'ajoute à la hauteur de la cheminée pour obtenir la hauteur effective de tirage.

Soit :

$$\Delta H = \frac{D_2 V_2}{V_S} \left(1 + \frac{t_2 - t_1}{T_o + t_2} \right)$$

Où :

ΔH : valeur moyenne du panache

D_2 : diamètre du sommet de la coque

V_2 : vitesse d'éjection de l'air au sommet de la coque

t_2 : température de l'air après la dispersion °C

t_1 : " " à l'entrée °C

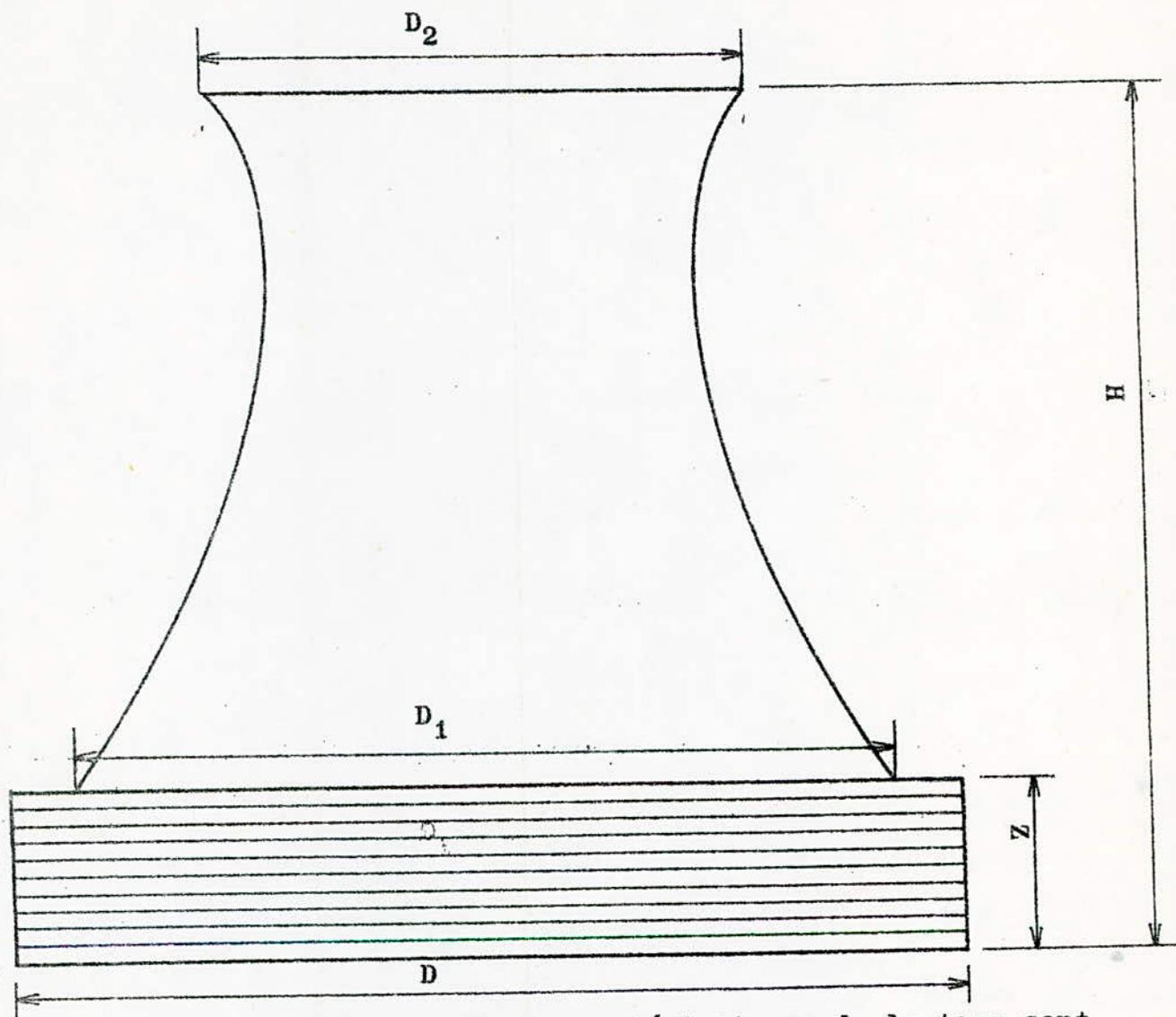
T_o : " absolue (273°K)

V_S : vitesse moyenne du vent soit : $V_S = 2,5 \text{ m/s}$

On trouve :

$$\Delta H = 4,12 \text{ m}$$

Dimensions de la tour :



Les données dimensionnelles caractéristiques de la tour sont données au tableau suivant :

G : Distance séparant 2 lattes horizontalement	30 cm
B : " " 2 " verticalement	30 cm
A : Largeur des lattes	10 cm
Z : Hauteur de dispersion	3 m
n : Nombre d'étage	10
D : Diamètre de dispersion	13 m
D ₁ : Diamètre de la base de la coque	7,8 m
H : Hauteur de la tour	14 m
D ₂ : Diamètre du sommet	5,1 m
H' : Hauteur du panache	4,12m

III - 8 - CALCUL DE LA POMPE DU CONDENSAT D'EAU DE LA TOUR

Il s'agit de dimensionner la pompe qui sert à évacuer le condensat d'eau refroidit de la tour de refroidissement.

La pompe est choisie de type centrifuge, travaillant sous charge.

Dont le débit est égal à :

$$\dot{m} = 8\,910,56 \text{ Kg/h}$$

équivalent à un débit volumique : $\dot{m}_V = \frac{\dot{m}}{\rho}$

ρ : tirée des diagrammes thermodynamiques pour $t = 40^\circ\text{C}$

$$\rho = 992 \text{ Kg/m}^3$$

d'où : $\dot{m}_V = 8,98 \text{ m}^3/\text{h}$

Les normes utilisées pour des pompes centrifuges de faible débit de type N.V.A avec moteur électrique donnent :

Pour : $\dot{m}_V = 9 \text{ m}^3/\text{h}$ on a $H = 28 \text{ m}$

La vitesse de sortie de la pompe est estimée à 5 m/s. Les résultats principaux concernant la pompe sont donnés dans le tableau suivant :

Quantité	Formule	Valeur
$(P_2 - P_1) \text{ [N/m}^2\text{]}$	$\rho \cdot (gH - \frac{C_2^2}{2})$	26 008
$W_{1-2} \text{ [J]}$	$gH - \frac{C_2^2}{2}$	264,18
$W_{réelle} \text{ [J]}$	$\frac{1}{\eta} W_{1-2}$	374,54
$P_{1-2} \text{ [W]}$	$\dot{m} g H$	686,7
$P_{réelle} \text{ [W]}$	$\frac{P_{1-2}}{\eta}$	981

CHAPITRE IV

PRESENTATION DES RESULTATS

IV - PRESENTATION DES RESULTATS

Ce chapitre est consacré aux principaux résultats et dimensions des différents éléments déterminés dans cette étude, afin de faciliter l'exploitation et les comparer à ceux que doit donner le constructeur de l'installation.

1 - Données principales de l'installation :

Quantité	Formule	Valeur
P_{gu} : Puissance au borne de l'usine	-	164,01 MW
η : Rendement global combiné de la centrale	-	35,9 %
P_c : Puissance calorifique du combustible	$\frac{P_{gu}}{\eta}$	456,598 MW
\dot{M}_T : Débit massique total de G.P.L	$\frac{P_c}{(P_{cs})_{liquide}}$	66 000 Kg/h
\dot{M} : Débit massique d'une tranche en G.P.L	$\frac{P_c}{(P_{cs})_{liquide}}$	33 000 Kg/h
\dot{M}_G : Débit volumique du GAZ d'une tranche	$\frac{P_c}{(P_{cs})_{Gaz}}$	17 550 m ³ /h

2 - Conduite d'amenée :

Le dimensionnement de la conduite d'amenée a été fait pour deux variantes de vitesse.

Quantité	Vitesse	Valeur
D_i : Diamètre intérieur de la conduite	1 m/s	0,227 m
	2 m/s	0,161 m
D_e : Diamètre extérieur de la conduite	1 m/s	0,238 m
	2 m/s	0,1682 m
ΔP : Perte de charge dans la conduite	1 m/s	3,394 bar
	2 m/s	15,088 bar

3 - Réservoir :

Quantité	Formule	Valeur
D_i : Diamètre intérieur	Bureau français de normalisation	6 m
h : Hauteur de la robe	" " "	3,6 m
A : Surface du fond	" " "	28,3 m ²
P : Pression de service	—	20 bars
R : Résistance de rupture à la traction de l'acier	—	47 daN/mm ²
e : Epaisseur du réservoir	$e = \frac{P D_i X}{200 R} (1 - \sin^2 \varphi)$	55 mm
t : Taux de travail du métal	$t = \frac{P D_i}{200 e} (1 - \sin^2 \varphi)$	2,36 daN/mm ²
V : Charge nominale	—	100 m ³

4 - Principaux résultats des différents pompes :

Pompes		H m	W_{1-2} J	$W_{réel}$ J	P_{1-2} W	$P_{réelle}$ W
Refoulement du G.P.L	1 m/s	60	588,1	840,14	11 056	15 794
	2 m/s	60	586,1	838	11 056	15 794
G.P.L		30	286,3	409	2 764	3 949
Condensat évaporateur		6	50,86	72,66	82,04	117
Condensat tour de réfrigération		28	262,18	374,54	686,7	981

5 - Evaporateur :

Quantité	Formule	Valeur
\dot{M} : Débit massique du G.P.L	$\dot{M} = \frac{P_c}{P_{cs}}$	33 000 Kg/h
h'_{fg} : Chaleur latente de vaporation du G.P.L	$h'_{fg} = h_v - h_L$	80 Kcal/Kg
Q : Quantité de chaleur nécessaire	$\dot{M} h'_{fg}$	2 640 000 Kcal/h
\dot{m} : Débit de vapeur d'eau	$\frac{Q}{H_{fg}}$	6 200 Kg/h
H_{fg} : Chaleur latente de vaporation de l'eau	—	536,1 Kcal/Kg
t_m : Ecart de température logarithmique	$\frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \right)}$	75 °c
A : Surface d'échange nécessaire	$\frac{Q}{U \cdot \Delta t_m}$	42,537 m ²
$A_{inst.}$: Surface d'échange de l'installation	$\pi \cdot d_e \cdot L \cdot N_t$	42,91 m ²
q_{bmax} : Flux de chaleur maximum du faisceau	$q_{1max} \Phi_b$	192 014 W/m ²
q_{1max} : Flux de chaleur maximum d'un tube	$367 P_c \left(\frac{P}{P_c} \right)^{0,35} \left(1 - \frac{P}{P_c} \right)^{0,9}$	738514 W/m ²
$q_{inst.}$: Flux de chaleur de l'installation	$\frac{Q}{A}$	61524 Kcal/h·m ²
D_b : Diamètre du faisceau	—	0,43 m
N_t : Nombre de tube	—	196

L	: Longueur des tubes	-	3,6576 m
D _c	: Diamètre de la calandre	-	1,5 m
V _v	: Vitesse d'écoulement du Gaz	$\frac{\dot{M}}{S \cdot \rho_v \times 2N_p}$	0,116 m/s
V _c	: Vitesse critique d'écoulement	$0,0479 \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v}}$	0,174 m/s

6 - Tour de réfrigération :

	Quantité	Formule	Valeur
A	: Largeur des lattes	-	10 cm
B	: Distance entre lattes verticalement	-	30 cm
C	: Distance entre lattes horizontalement	-	30 cm
Z	: Hauteur de dispersion	-	3 m
n	: Nombre d'étage	$\frac{Z}{B}$	10
D	: Diamètre de dispersion	$\left(\frac{1,35 \dot{m}_a}{Z g \sqrt{\rho_1 (\rho_1 - \rho_2)}} \right)^{2/3}$	13 m
D ₁	: Diamètre de base de la coque	K.D	7,8 m
H	: Hauteur de la tour	$H_o + \frac{Z}{3}$	14 m
D ₂	: Diamètre du sommet	$D_1 \sqrt{\frac{V_1}{V_2}}$	5,1 m
ΔH	: Hauteur de panache	$\frac{D_2 V_2}{V_s} \left(1 + \frac{t_2 - t_1}{T_o + t_2} \right)$	4,12

CHAPITRE V

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

V - CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Le domaine d'application des G.P.L est très vaste ; l'utilisation de ce combustible dans les centrales thermiques en est une extension. Elle répond à des considérations économiques et d'équilibre de la gestion énergétique à l'échelle nationale, une fois produit le G.P.L (Propane) doit être consommé car son emmagasinage nécessite un investissement supplémentaire. Son utilisation comme source d'énergie dans les centrales thermiques, nous permettra de faire une économie sur la consommation du gaz naturel dont on pourra dégager des quantités supplémentaires pour l'exportation.

Au cours de notre étude nous avons dimensionnés l'installation de gazeification du G.P.L de Mers-El-Hadjadj et en particuliers :

- La conduite d'amenée d'un diamètre de 0,23 m et d'une épaisseur de 0,011 m.
- Le réservoir de stockage d'une épaisseur de 55 mm.
- L'évaporateur d'une longueur d'environ 4,5 m et d'un diamètre de la calandre de 1,5 m.
- La tour de réfrigération humide à tirage naturel.
- Les différentes pompes d'alimentation et de refoulement de l'installation.

Le dimensionnement a été fait pour des conditions imposées qui ne nous semblent pas clairement explicite compte tenu de la pression d'entrée du gaz dans la chaudière qui est de 2 bars.

Pour cela on pourrait envisager une alternative basse pression susceptible d'être plus économique en investissement et en fonctionnement ; en particuliers en termes de réservoir sous pression et d'échangeurs évaporateur.

Par ailleurs, l'utilisation généralisée du propane à l'intérieur du pays permettrait de mieux satisfaire la demande en produit gaziers pendant les périodes de grosse demande.

Une analyse des capacités nationales, nous a montré que cette installation pourra être conçue avec fort pourcentage d'intégration par des moyens nationaux, en particulier avec l'apport de l'université et de l'industrie Algérienne.

APPENDICES

	A	B	C
Propane	6,82972	813,2	248
Iso-Butane	6,74808	882,8	240

après plusieurs itérations on trouve :

pour $T = 45^{\circ} \text{C}$.

$$P_{1s} : 11.332 \text{ mm Hg} = 15,02 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_{2s} : 4.472 \text{ mm Hg} = 5,92 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

à partir de ces résultats on obtient

$$\sum X_i P_{is} \approx 15 \cdot 10^5 = P_b.$$

$$\text{donc} : T_b = 45^{\circ} \text{C}.$$

2 - Température de rosée :

La température de rosée est la température du mélange auquel correspond au cours de la vaporisation, la dernière goutte du mélange.

Soit l'équation donnant la pression de rosée donnée par Raoult :

$$\frac{1}{P_r} = \sum \frac{X_i}{P_{is}}$$

où : P_r : Pression de rosée avec $P_r = 15 \text{ bars}$

X_i : Composition centimolaire du mélange.

Pour le calcul, on procède de manière analogue à celle du calcul de la température de bulle, par itérations portant sur l'équation de Raoult donnant la pression de rosée.

Pour $T : 46^{\circ} \text{C}$ on trouve.

$$P_{1s} : 11.580,93 \text{ mm Hg} = 15,34 \cdot 10^5$$

$$P_{2s} : 4585 \text{ mm Hg} = 6,07 \cdot 10^5$$

$$\text{d'où} \frac{X_i}{P_{is}} = 0,0662 \quad \text{Alors} \frac{1}{\sum \frac{X_i}{P_{is}}} = 15 \cdot 10^5 = P_r.$$

$$\text{on trouve ainsi} : T_r = 46^{\circ} \text{C}.$$

.../...

APPENDICE " B "

CARACTERISTIQUES DU MELANGE

On dispose d'un mélange dont les compositions chimique et les données thermodynamiques des constituants sont données par :

Constituant	Xi (%)		Pci (bar)	Tci (°C)
	initiale	D'utilisat.		
Propane	95	99	42,6	370
Ethane	4	/	48,8	305,5
Iso-butane	1	1	36	408,1

où : Xi : composition chimique du constituant.

Pci : pression critique du constituant.

Tci : Température critique du constituant.

Les conditions critiques du mélange sont données par la règle de kah :

$$P_c = \sum X_i P_{ci}$$

$$T_c = \sum X_i T_{ci}$$

où : Pc : Pression critique du mélange.

Tc : température critique du mélange.

ont obtenu ainsi :

Quantité	Conditions Initiales	Conditions D'utilisation
Température critique (° K)	368	370,381
Pression critique (bar)	42,8	42,534

On suppose qu'on à un mélange idéal, satisfaisant les caractéristiques thermodynamiques des mélanges qui sont données par :

$$V = \sum X_i V_i$$

$$P = \sum X_i P_i$$

- où
- V : volume spécifique du mélange.
 - V_i : volume spécifique du constituant.
 - P : pression de saturation du mélange.
 - P_i : pression de saturation du constituant.
 - X_i : composition centesimale du mélange.

Dans les conditions d'utilisation on a :

La composition centesimale du mélange change de valeur pour
 $T : 45^{\circ} \text{C}$ et $T : 46^{\circ} \text{C}$ (voir calcul du reservoir).

Température	V (m ³ /kg		P (bars)
	Liquide	Gaz	
$T = 50^{\circ} \text{C}$	0,00221	0,0215	17
$T = 46^{\circ} \text{C}$	0,002157	0,02983	15,21
$T = 45^{\circ} \text{C}$	0,002187	0,03062	14,98

APPENDICE " C "

CALCUL DE LA QUANTITE DE CHALEUR NECESSAIRE A LA VAPORISATION DU P.G.L.

Il s'agit de determiner la quantité de chaleur nécessaire à la vaporisation du G.P.L à partir des tubes de l'évaporateur chauffés interieurement par une condensation de vapeur la quantité de chaleur est donnée par l'expression suivante :

$$Q = \dot{M} \cdot h_{fg}$$

ou :

$$\dot{M} = \text{débit du G.P.L}$$

$$h_{fg} = \text{chaleur latente de vaporisation du mélange}$$

La chaleur latente est donnée par la formule :

$$h_{fg} = h_v - h_l$$

ou :

$$h_v = \text{L'enthalpie en phase liquide du mélange.}$$

$$h_l = \text{L'enthalpie en phase liquide du mélange.}$$

en adoptons l'hypothèse des mélanges idéaux on a

$$h_v = \sum X_i h_{vi}$$

$$h_l = \sum X_i h_{li}$$

ou :

$$X_i = \text{composition centisemiale du mélange.}$$

$$h_{vi} = \text{l'enthalpie en phase vapeur du constituant.}$$

$$h_{li} = \text{l'enthalpie en phase liquide du constituant.}$$

h_{li} et h_{vi} sont tirées des diagrammes thermodynamique

sachant que h_v est donnée pour $t = 46 \text{ } ^\circ\text{C}$

h_l est donnée pour $t = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$.

les résultats sont données au tableau suivant :

QUANTITES	FORMULES	VALEUR, KJ/KG
h_l (KJ/KG)	$\sum X_i h_{li}$	285,84
h_v (KJ/KG)	$\sum X_i h_{vi}$	583,75
h_{fg} (KJ/KG)	$\sum h_v - h_l$	297,914

soit $h_{fg} = 71,17 \text{ Kcal/kg.}$

on **sait** que la chaleur nécessaire d'un évaporateur se décompose en trois (3) parties :

- Chaleur nécessaire à la vaporisation du solvant.
- Chaleur de concentration des solutions.
- Chaleur de cristallisation des produits solides formés par l'évaporation.

à partir de ces quantités énumérés ci-dessus on prend :

$$h_{fg} = 80 \text{ kcal/KG.}$$

on déduit ainsi la quantité de chaleur nécessaire à la vaporisation du G.P.L

$$\begin{aligned} \text{soit } Q &= 2.640.000 \text{ Kcal/KG.} \\ &= 3.069.000 \text{ W.} \end{aligned}$$

Tableau récapitulatif :

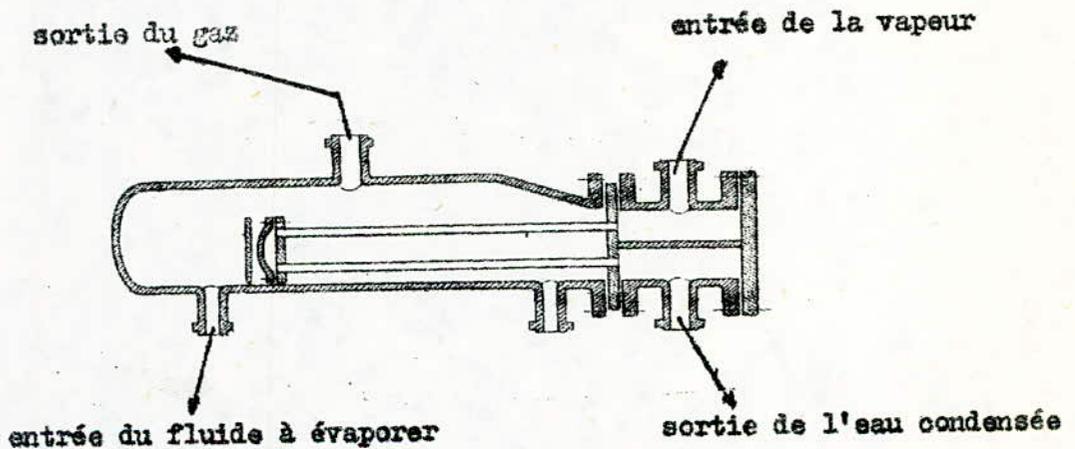
QUANTITE	VALEUR	FORMULE
\dot{M} : Débit du combustible (Kg/h)	33000	$\dot{M} = \frac{P_c}{P_{cs}}$
h_l : Enthalpie du liquide (Kj/Kg)	285,84	$h_l = \sum X_i h_i$
h_v : Enthalpie de la vapeur (Kj/Kg)	283,75	$h_v = \sum X_i h_v$
h_{fg} : Chaleur latente (Kcal/Kg)	80	$h_{fg} = h_v - h_l$
Q : Quantité de chaleur (Kcal/H).	2640.000	$Q = \dot{M} h.$

APPENDICE " D "

CALCUL DE L'EVAPORATEUR

On dispose d'un évaporateur de type kettle, en plus de sa fonction de vaporisation, l'appareil assure la séparation des deux phases. Il est conçu avec un réservoir dont la hauteur correspond environ au diamètre du faisceau afin que celui-ci soit constamment submergé.

La calandre est d'un diamètre nettement supérieur à celui du faisceau afin de mélanger en dessus du niveau liquide une zone de désengagement de la vapeur et éviter les entrainements de liquide, le faisceau est construit d'une manière classique avec deux plaques tubulaires, de même on pourrait utiliser des tubes en U, par ce que le fluide chauffant est la vapeur d'eau



A - Caractéristiques thermiques des évaporateurs :

1.1 Equation fondamentale :

Le transfert de chaleur dans un évaporateur comme dans tous les cas du transfert thermique est exprimé par la relation générale :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t_m$$

Q : quantité de chaleur exprimée en Kcal/H.

U : Coefficient global d'échange en Kcal/H

A : Surface de chauffe en m²

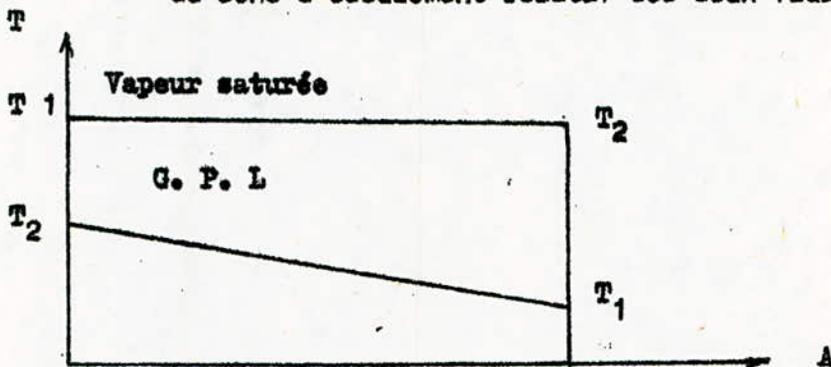
Δt_m : Ecart moyen de température entre le fluide, °C chauffant et le G.P.L en ébullition. °C

Pour un appareil donné dont la surface A est une caractéristique géométrique calculable, les valeurs des termes U , Δt_m ; sont fonction de la disposition interne des tubes, du nombre de passe et des caractéristiques de l'écoulement des fluides.

1.2 - Ecart moyen de température t

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrées T_1 et t_1 conditionnent directement la valeur moyenne de Δt . Elle est fonction :

- de la nature et des débit respectifs des deux fluides.
- du sens d'écoulement relatif des deux fluides

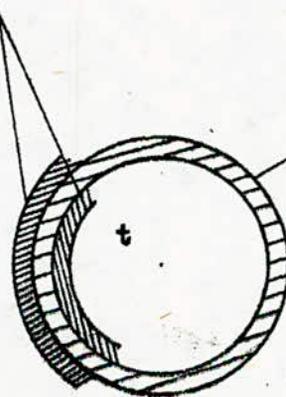


1.3 - Coefficient de transfert global :

Pour un élément de tube de longueur dL , le flux de chaleur correspondant dQ s'écoulera en rencontrant cinq résistances : (voir fig).

Film
d'encrassement

Surface extérieure du
tube



figures donnant les résistances au transfert

Re : $\frac{1}{h_e}$: résistance dans le fluide à l'extérieur du tube.
 (résistance) égale a l'inverse du coefficient du film externe.

Rse : : Resistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube.

RP : $\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}$: Résistance due à la paroi métallique.

Rsi : Résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube.

Ri : $\frac{1}{h_i}$: Resistance dans le fluide à l'intérieur du tube. égale à l'inverse du coefficient du film interne.

Comme ces résistances s'expriment en (H) (m²) (°C/kcal), il est nécessaire de rapporter tous ces termes à la même surface.

Il convient de choisir, en référence, la surface extérieure du tube, ce qui amène à corriger les résistances internes Rsi et Ri les multipliant par $\frac{d_e}{d_i}$ avec de, di respectivement diamètre extérieur et intérieur du tube.

Dans ces conditions la résistance globale au transfert est égale à :

$$R_s : \frac{1}{h_e} + R_{se} + R_{si} \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_i} \frac{d_e}{d_i} = \frac{R_{p1}}{\lambda} + \frac{R_{p2}}{r_1}$$

d'où

$$U_s : \frac{1}{R_s} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + R_{se} + R_{si} \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{d_i} + \frac{r_1}{\lambda} \ln \frac{r_1}{r_2}}$$

2 - ESTIMATION :

2.1 - ESTIMATION DU TYPE T.E.M.A.

- Estimation de la résistance d'encrassement.

R_{si} = 0,0004. h m² = C/Kcal.

R_{se} = 0,0004 h m² = C/Kcal.

- Dilatation.

Côté tube : T₁ = 120 °C.

T₂ = 120 °C.

Côté calandre : t₁ = 40 °C.

t₂ = 44 °C.

d'où $\Delta t_m = \frac{(T_2 - t_1) + (T_1 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}}$

Soit $\Delta t_m = 75 °C$.

- taux de vaporisation : pour un évaporateur on a

X entrée = 0

X sortie = 1

- Caractéristique des tubes :

on prend des tubes dont les caractéristiques sont :

Diamètre extérieur : de = 19,05 mm.

Diamètre intérieur : di = 14,85 mm.

épaisseur : e = 2,1 mm.

longueur : l = 3,6576 m.

2.2 - ESTIMATION DE LA SURFACE D'ECHANGE :

Le calcul qu'on va développer du calcul des coefficient de transfert thermique est itérative du fait que les correlation données sont fonction de la surface d'échange.

- ESTIMATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE EN EBULLITION :

Cette estimation est faite à partir de donnée pratique sous une pression atmosphérique.

he = 2000 ÷ 2.500

on prend he = 2.500 Kcal/h m² °C.

- ESTIMATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE EN CONDENSATION :

La valeur est estimée sous pression atmosphérique hi = 7500 ÷ 8500

on prend hi = 8000 Kcal/h m² °C.

- RESISTANCE DUE A LA PAROI METALIQUE DU TUBE CETTE RESISTANCE EST DONNEE PAR :

Rp = (r1 / λ) ln (r2 / r1)

e : Epaisseur du tube e = 2,1.10³ M.

λ : coefficient de conduction

la paroi est prise en acier doux avec :

: 54 W/m² °C = 45 Kcal / h m² °C.

- Coefficient de transfert global

Soit : U = 1 / (1/he + 1/hi + Re/Ri + (re/λ) ln(re/ri) + Rse + Rsi * re/ri)

he = 2500 Kcal/ h m² °C.

1/he = 0,0004

hi = 8000 Kcal/ h m² °C.

(re/ri) * 1/hi = 0,0001578

= 45 Kcal/ H m °C.

(1/λ) ln(re/ri) = 0,0000822

Rsi = 0,0004

(re/Ri) Rsi = 0,000513

Rse = 0,0004

Rse = 0,0004

Σ R = 0,0015307

D'où

U estimé = 1 / Σ R = 638,49 Kcal / h m² °C.

on déduit alors la surface estimée.

A estimée = 53,88 m²

3 - CALCUL THERMIQUE :

3.1 - Vérification du bilan thermique :

La quantité de chaleur utilisée est fonction de la quantité de G.P.L à évaporer.

avec : Q = 2.640.000 Kcal/h.

3.1.1 - Bilan thermique côté G.P.L :

Q = Ṁ hfg.

Ṁ = Débit massique du G.P.L avec Ṁ = 33.000 Kg/h

hfg = Chaleur latente de vaporisation du G.P.L avec hfg = 80 Kcal/Kg.

Donc : Q = 2.640.000 Kcal/h.

3.1.2 - Bilan thermique côté vapeur :

Q = (1 - x) ṁ hfg.

x = Titre de la vapeur.

ṁ = Débit de la vapeur avec ṁ = 6200 kg/h

hfg = Chaleur latente de la vapeur à 120 ° C. avec AH = 526,1 Kcal/hg

alors :

X = 1 - Q / (ṁ hfg).

on trouve : X = 0,19

3.2 - Calcul du coefficient d'ébullition

Pour le calcul de ce coefficient thermique on a choisit la corrélation de Mostinski :

he = hnb x Fc x Fb + hne

avec : hnb = 3,75 10⁻⁵ (Q / A)^{0,7} . Pc^{0,69} . Fp . Fc . Fs.

Fb = 1

Fp = 1,8 (P / Pc)^{0,17}.

P = 15 bars }
Pc = 42,8 bars } ----- Fp = 1,506.

$$F_c = \exp(-0,027 \text{ BR}) \quad \text{BR : Interval d'ébullition}$$

$$\text{avec : BR} = T_r - T_b = 44 - 40 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où : } F_c = 0,898$$

$$F_s = 1 \text{ pour un tube lisse courant.}$$

$$h_{nc} = 205 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Après plusieurs calculs itératifs (voir ~~tab~~) on trouve :

$$\text{pour : } h_e = 7527,82 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

ainsi la surface d'échange nécessaire est égale à

$$A = 41,70 \text{ m}^2.$$

h_e	U	A
2500	653,27	50,52
6600	779,9	42,31
7450	790	41,34
7522	791,32	41,70
7527,41	791,38	41,699
7527,79	791,387	41,6989
7527,82	791,388	41,6989
7527,83	791,39	41,6989

2.3 - CALCUL DU COEFFICIENT DE CONDENSATION DE LA VAPEUR :

à partir de la corrélation donnée par eagle et fergusson :

$$h_c = 0,021 \cdot \frac{\lambda_L}{d_i} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_L^{0,4} \cdot \xi$$

avec :

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \Gamma}{L}$$

L

$$\Gamma = \frac{M \cdot N_p}{T_i - d_i N_t}$$

$$\sum \dots = 0,5 \left[1 + X \left(\frac{A}{P} - 1 \right) \right]^{1/2}$$

Re

Soit :

$$\lambda_L = 0,685 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\mu_L = 2,405 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m}^2 \text{ (donné par des tableaux thermodynamiques)}$$

$$\text{Pr}_L = 1,43 \text{ (pour } T = 120 \text{ } ^\circ\text{C donné par des tableaux thermodynamiques)}$$

Calcul de N :

on a $A < A_{\text{Inst}}$

$$A = \frac{\pi \cdot d_e \cdot L \cdot N_t}{\text{Inst}}$$

$$\text{d'où : } N_t = \frac{A}{\pi \cdot d_e \cdot L}$$

on trouve : $N_t = 1910 \text{ tube}$

d'après la normalisation du nombre des tube.

on prend : $N_t = 196 \text{ tubes}$

× pour ~~100~~ pas : $P = 25,4 \text{ mm}$

un nombre de passe - $N_p = 2$

un diamètre du tube : $d_e = 19,05 \text{ mm}$

a ces conditions :

on a un diamètre du faisceau

$$D_b = 0,439 \text{ m}$$

avec :

$$\dot{M} = \frac{6200}{3600} = 1,722 \text{ kg/S}$$

Les valeurs des masses volumiques :

$$\rho_L = 943,4 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_V = 1,109 \text{ Kg/m}^3$$

Alors :

$$h_e = 0,023 \frac{\lambda_L}{d_i} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_L^{0,4} \cdot \sum$$

Re = 7917.

$\xi = 6,373$

d'où :

hc = 9365 W/m² °K
= 8073 Kcal/h m² °K.

3.4 - CALCUL DU COEFFICIENT GLOBAL :

soit : $U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} + \frac{r_e}{r_i} + \frac{\xi \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}}{\lambda} + R_{se} + \frac{r_e}{r_i} R_{si}}$

he = 7527,82 Kcal/ h m² °C 1/hc = 0,00013284

hi = 8073 Kcal/ h m² °C. $\frac{r_e}{r_i} \frac{1}{h_i} = 0,000191466$

= 45 Kcal/ h m °C. $\frac{r_1 \ln \frac{r_2}{r_1}}{\lambda} = 0,0000822$

Rsi = 0,0004 $\frac{r_e}{r_i} R_{si} = 0,000513$

Rse = 0,0004 Rse = 0,0004

$\Sigma R = 0,001289$

d'où $U = \frac{1}{\Sigma R} = 775,8 \text{ Kcal/ H m}^2 \text{ °C.}$

a partir de la on obtient la surface d'échange nécessaire.

$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t_m} = \frac{2.640.000}{(775,8) (75)} = 42,537 \text{ m}^2$

La surface d'échange de l'instalation est égale à :

A inst = π de L. NT.
= 42,91 m²

Donc : $A < A_{inst.}$

3.5 - VERIFICATION DU FLUX DE CHALEUR ;

Pour le calcul du flux de chaleur maximal on utilisera la correlation de Mastinski :

$$q_b \text{ max} = q_1 \text{ max} \cdot \Phi_b$$

avec :

$$q_1 \text{ max} = 367 \text{ Pc} \cdot \text{Pr}^{0,35} (1 - \text{Pr})^{0,9}$$

$$q_1 \text{ max} \quad [W/m^2]$$

$$\text{Pc} \quad [K.Pascal]$$

$$\Phi_b = 2,2 \psi_b \quad ; \quad b = \frac{\pi D_b \cdot L}{A}$$

On a :

$$D_b = 0,439 \text{ m.}$$

$$L = 3,6576 \text{ m.}$$

$$A = 42,91$$

$$\text{Pc} = 4280 \text{ Kpascal.}$$

$$\text{Pr} = \frac{P}{\text{Pc}} = \frac{15}{42,8} = 0,35$$

On obtient :

$$\psi_b = 0,118 \quad \text{D'où} \quad \Phi_b = 0,26$$

$$q_1 \text{ max} = 738.514 \text{ W/m}^2$$

Alors :

$$q_b \text{ max} = 192.014 \text{ W/m}^2$$

$$= 165.529 \text{ Kcal/h m}^2$$

Le flux de chaleur de l'installation est donné par

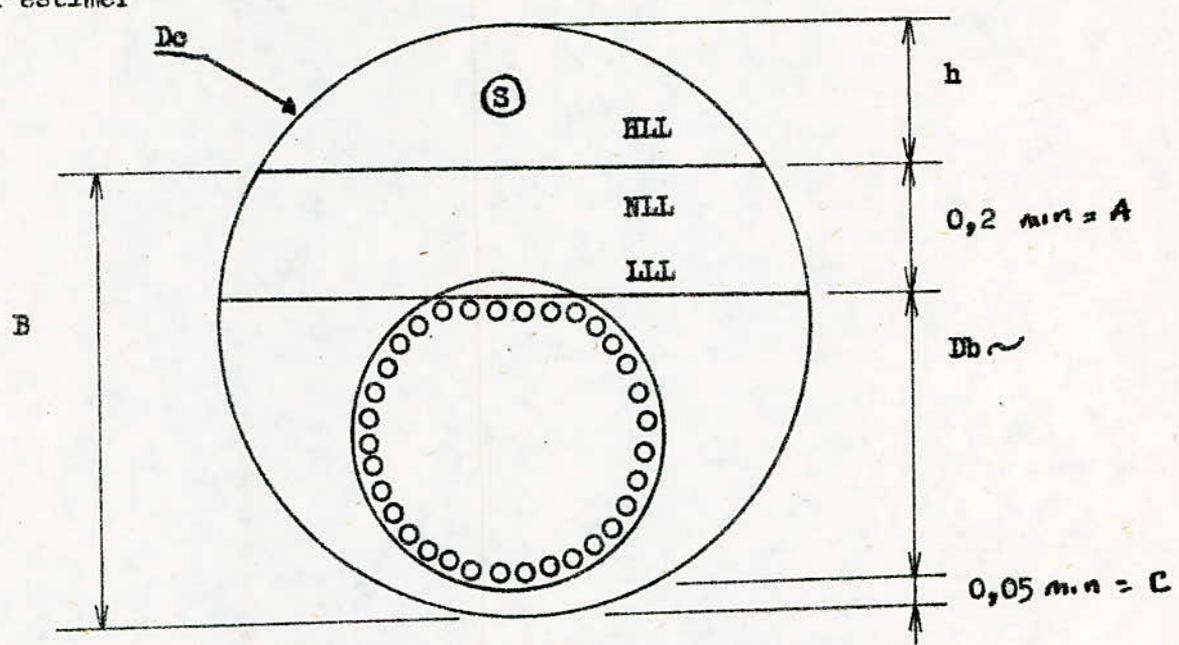
$$q_{\text{Inst}} = \frac{Q}{A} = \frac{2.640.000}{42,91} = 61.524 \text{ Kcal/h m}^2$$

on trouve alors :

$$\underline{q_{\text{Inst}} < q_b \text{ max}}$$

4 - CALCUL DU DIAMETRE DE LA CALANDRE :-Dc-

Le diamètre de la calandre n'est pas normalisé, pour cela on doit l'estimer



On prend :

$$\begin{array}{l}
 A = 0,30 \text{ m} \\
 C = 0,2 \text{ m} \\
 D_b = 0,439 \text{ m}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} A \\ C \\ D_b \end{array}} \right\} \quad B = 0,939$$

On a : $B = \frac{2}{3} D_c \implies D_c = \frac{3}{2} B = 1,41$

On prend : $D_c = 1,5 \text{ m.}$

d'où $h = 0,561 \text{ m.}$

5 - VERIFICATION DE LA VITESSE D'ÉCOULEMENT DU GAZ :

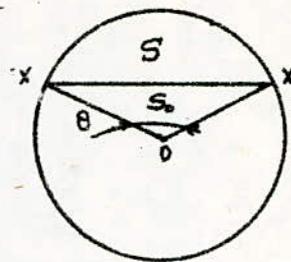
La vitesse d'écoulement est donné par : $V_v = \frac{M}{S \cdot P_v \cdot 2 \cdot N_p} = \frac{M \cdot V_v}{S \cdot 2 \cdot N_p}$

Calcul de S :

Soit : $S_1 = S_0 + S.$

$$S1 = \int_0^R r \cdot d\theta \cdot dr = \frac{R^2 \cdot \theta}{2} = \frac{Dc^2 \cdot \theta}{8}$$

$$\cos \frac{\theta}{2} = \frac{\frac{Dc}{2} - h}{\frac{Dc}{2}} = \frac{Dc - 2h}{Dc}$$



$$\cos \frac{\theta}{2} = 0,252 \Rightarrow \frac{\theta}{2} = 75,4 \Rightarrow \theta = 150,8^\circ = 0,838 \pi \text{ rd.}$$

d'où $S1 = 0,74 \text{ m}^2$

Calcul de S_0 :

$$\text{On : } R^2 = \frac{(XX')^2}{4} = (R-h)^2 \Rightarrow XX' = 2 \sqrt{h(2R-h)} = 2 \sqrt{h(Dc-h)}$$

d'où : $XX' = 1,452 \text{ m.}$

$S_0 = 0,137$

Alors : $S = S1 - S_0 =$

Soit : $S = 0,603 \text{ m}^2$

$$\dot{M} = \frac{33.000}{3600} = 9,167 \text{ Kg/S.}$$

$$Uv = 0,02983 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

$$Vv = 0,119 \text{ m/S.}$$

La vitesse d'écoulement critique du Gaz est donnée par

$$Vc = 0,0479 \cdot \sqrt{\frac{P_L - P_v}{P_v}} = 0,0479 \cdot \sqrt{\frac{Uv - U_L}{U_L}}$$

Soient :

$$Uv = 0,02983 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

$$U_L = 0,021870 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

Alors : $Vc = 0,162 \text{ M/S.}$

Les données de construction nous imposent

Soit : $V_v = 0,8 V_c$.

$$0,8 V_c = 0,1296 \text{ m/s}$$

On a alors :

$V_v = 0,8 V_c$

APPENDICE - E -

A la sortie de l'évaporateur on procède à une détente éisentropique de $P = 2 \text{ bar}$ à $P = 1 \text{ bar}$

En posant :

h' : l'enthalpie de l'état liquide ;

S' : entropie de l'état liquide

h'' : l'enthalpie de l'état vapeur ;

S'' : entropie de l'état vapeur

Pour $P = 2 \text{ bar}$, $T = 120^\circ\text{C}$

$$h'_0 = 119,94 \text{ Kcal/Kg} \quad S'_0 = 0,3639$$

$$h''_0 = 646,3 \quad " \quad " \quad S''_0 = 1,7039$$

Pour $P = 1 \text{ bar}$, $T = 99^\circ\text{C}$

$$h'_1 = 99,19 \text{ Kcal/Kg} \quad S'_1 = 0,3097 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$h''_1 = 638 \quad " \quad " \quad S''_1 = 1,7593 \quad " \quad " \quad "$$

Détente isentropique :

$$S_I = S_{II}$$

$$S_I = X_I (S''_0 - S'_0) + S'_0 \quad \text{avec } X_I = 0,19$$

$$\text{D'où : } S_I = 0,6185$$

$$S_{II} = X_{II} (S''_1 - S'_1) + S'_1 = S_I \quad \text{=} \quad X_{II} = \frac{S_I - S'_1}{S''_1 - S'_1}$$

$$\text{On trouve : } \quad \underline{X_{II} = X = 0,21}$$

Calcul des débits de la tour :

Le débit de vapeur perdue :

$$\dot{m}_v = X \dot{m} = 2604 \text{ Kg/h}$$

Le débit d'eau à l'entrée de la tour :

$$\dot{m}_e = (1 - X) \dot{m} = 9796 \text{ Kg/h}$$

Calcul des enthalpies d'entrée et de sortie de l'eau de la tour :

$$T_1 = 99^\circ\text{C} \quad \text{d'où } h_{e1} = 99,19 \text{ Kcal/Kg}$$

$$T_2 = 40^\circ\text{C} \quad \text{d'où } h_{e2} = 40,01 \quad " \quad "$$

Etude de la 1ère variante :

La première variante correspond au condition de l'air ambiant suivantes :

Entrée : t₁ = 35°C φ₁ = 75 %

Sortie : t₂ = 40°C φ₂ = 95 %

Calcul de l'humidité relative :

soit l'équation donnant l'humidité de l'air à pression atmosphérique

$$\delta = \frac{P_v}{760 - P_v} \frac{M_e}{M_{air}}$$

avec : P_v = φ P_g

P_g : est tirée des diagrammes thermodynamiques.

P_{g1} = 5,628 . 10³ N/m² = 42,227 mm Hg

P_{g2} = 7,384 . 10³ N/m² = 55,4 mm Hg

d'où :

P_{v1} = φ₁ P_{g1} = 31,67 mm Hg

P_{v2} = φ₂ P_{g2} = 52,63 mm Hg

Ainsi on obtient :

δ₁ = 0,0273 Kg d'eau/Kg d'air

δ₂ = 0,0465 Kg d'eau/Kg d'air

La variation de l'enthalpie de l'air est donnée par :

$$h_{a2} - h_{a1} = C_{p2} t_2 - C_{p1} t_1$$

C_p : est tirée des diagrammes thermodynamiques

avec C_{p1} = C_{p2} = 0,25 Kcal/Kg °K

on trouve : h_{a2} - h_{a1} = 1,25 Kcal/Kg

Les enthalpies de la vapeur sont données par les diagrammes thermodynamique telle que :

h_{v2} = 614,88 Kcal/Kg h_{v1} = 612,73 Kcal/Kg

Le débit d'air nécessaire est donné par l'expression :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{e1} (h_{e1} - h_{e2})}{(h_{a2} - h_{a1}) + \delta_2 h_{v2} - \delta_1 h_{v1} - (\delta_2 - \delta_1) h_{e2}}$$

on obtient : $\dot{m}_a = 46\,863 \text{ Kg/h}$

Le débit à la sortie de la tour est donné par :

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_{e1} \cdot \left[1 - \frac{(h_{e1} - h_{e2}) (\delta_2 - \delta_1)}{(h_{a2} - h_{a1}) + \delta_2 h_{v2} - \delta_1 h_{v1} - (\delta_2 - \delta_1) h_{e2}} \right]$$

on trouve ainsi :

$$\dot{m}_{e2} = 8\,854 \text{ Kg/h}$$

La quantité d'eau perdue est donnée par :

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_v + (\dot{m}_{e1} - \dot{m}_{e2})$$

$$\Delta \dot{m} = 3\,546 \text{ Kg/h}$$

Pour éviter cette immense perte d'eau on pourrait changer la valeur du débit de vapeur de façon à avoir un titre à la sortie de l'évaporateur égal à zéro.

Alors : $\dot{m} = \frac{Q}{L_v} = \frac{2\,640\,000}{526,1} = 5\,018 \text{ Kg/h}$

avec $x = 0$

où : Q = quantité de chaleur nécessaire à la vaporisation.

L_v = la chaleur latente de condensation.

On a alors un débit total à l'entrée de la tour :

$$\dot{m} = 2 (5018) = 10\,036$$

On effectue une détente jusqu'à la pression atmosphérique avec :

$$S_I = S'_1 = 0,3639$$

$$S''_{II} = X (S''_1 - S'_1) + S'_1 = S_I \quad \text{---} \quad X = \frac{S_I - S'_1}{S''_1 - S'_1} = 0,037$$

$$X = 0,037$$

Calcul des débits de la tour :

$$\dot{m}_v = X \dot{m} = 371,33 \text{ Kg/h}$$

Le débit d'eau à l'entrée de la tour :

$$\dot{m}_{e1} = 9\,664,67 \text{ Kg/h}$$

On tire :

$$\dot{m}_a = 38\,208 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{m}_{e2} = 8\,939 \text{ Kg/h}$$

La quantité d'eau perdue est égale à :

$$\dot{m}_v + (\dot{m}_{e2} - \dot{m}_{e1}) = 1\,097 \text{ Kg/h}$$

On remarque que par la réduction du débit on a réduit de trois fois la quantité d'eau perdue.

De ce fait on prendra un débit de 5 018 Kg/h

Si on prenait une autre variante des températures de l'air à l'entrée et à la sortie pour un débit de vapeur de 6 200 Kg/h :

$$\text{soient : } t_1 = 15^\circ\text{c} \quad \varphi_1 = 75 \% \text{ et } t_2 = 18^\circ\text{c} \quad \varphi_2 = 95 \%$$

$$\text{avec : } T_1 = 99^\circ\text{c} \quad T_2 = 40^\circ\text{c}$$

Calcul de l'humidité de l'air.

Soit l'équation donnant l'humidité de l'air à pression atmosphérique

$$\gamma = \frac{P_v}{760 - P_v} \frac{18}{29}$$

$$\text{Pour : } t_1 = 15^\circ\text{c} \quad \varphi_1 = 75 \%$$

La pression de saturation est :

$$P_{g1} = 12,8 \text{ mm Hg}$$

d'où :

$$P_{v1} = 9,6 \text{ mm Hg alors } \gamma_1 = 0,00794 \text{ Kg d'eau/Kg d'air}$$

$$\text{Pour } t_2 = 18^\circ\text{c} \quad \varphi_2 = 95 \%$$

La pression de saturation est :

$$P_{g2} = 15,48 \text{ mm Hg}$$

D'où :

$$P_{v2} = 14,706 \text{ mm Hg alors } \delta_2 = 0,01225 \text{ Kg/Kg d'air}$$

$$\text{donc : } \delta_1 = 0,00794 \text{ Kg/Kg d'air}$$

$$\delta_2 = 0,01225 \quad " \quad "$$

Calcul de la variation d'enthalpie de l'air :

$$h_{a2} - h_{a1} = C_{p2} t_2 - C_{p1} t_1$$

avec :

$$C_{p2} = C_{p1} = C_p = 0,237 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

alors :

$$h_{a2} - h_{a1} = C_p (t_2 - t_1) = 0,711 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

Les enthalpies de la vapeur sont données par les diagrammes thermodynamiques :

$$h_{v2} = 605,1 \text{ Kcal/Kg pour } t_2 = 18^\circ\text{C}$$

$$h_{v1} = 603,9 \text{ Kcal/Kg pour } t_1 = 15^\circ\text{C}$$

on tire :

$$\dot{m}_a = 183\,687 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{m}_{e2} = 9\,004,31 \text{ Kg/h}$$

Pour cela on a une perte d'eau équivalente à :

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_v + (\dot{m}_{e1} - \dot{m}_{e2}) = 3\,396 \text{ Kg/h}$$

Dans le cas où on prendrait un débit de vapeur égal à 5 018 Kg/h

On trouve :

$$\dot{m}_a = 179\,944 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{m}_{e2} = 8\,882,21 \text{ Kg/h}$$

d'où une perte :

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_v + (\dot{m}_e - \dot{m}_{e2}) = 1\,154 \text{ Kg/h}$$

En prenant une troisième variante de la température de l'air à l'entrée et à la sortie de la tour :

Soit : $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$ et $t_2 = 29^{\circ}\text{C}$

avec : $T_1 = 99^{\circ}\text{C}$ et $T_2 = 40^{\circ}\text{C}$

Calcul de l'humidité de l'air :

Pour : $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$ $\varphi_1 = 75\%$

La tension de vapeur $P_{g1} = 0,03229 \text{ bar} = 24,2 \text{ mm Hg}$

d'où :

$$P_{g1} = 18,15 \text{ mm Hg alors } \delta_1 = 0,01519 \text{ Kg/Kg d'air}$$

pour : $t_2 = 29^{\circ}\text{C}$ $\varphi_2 = 95\%$

La pression de saturation :

$$P_{g2} = 0,04083 \text{ bar} = 30,60 \text{ mm Hg}$$

d'où :

$$P_{v2} = 29,07 \text{ mm Hg alors } \delta_2 = 0,02469 \text{ Kg/Kg d'air}$$

Calcul de la variation d'enthalpie de l'air :

$$h_{a2} - h_{a1} = C_{p2} t_2 - C_{p1} t_1$$

avec :

$$C_{p1} = C_{p2} = 0,25 \text{ Kcal/Kg } ^{\circ}\text{C}$$

alors :

$$h_{a2} - h_{a1} = 1 \text{ Kcal/Kg}$$

Les enthalpies de la vapeur d'eau sont données dans les diagrammes thermodynamiques :

$$h_{v2} = 610 \text{ Kcal/Kg pour } t_2 = 29^{\circ}\text{C}$$

$$h_{v1} = 608,2 \text{ Kcal/Kg pour } t_1 = 25^{\circ}\text{C}$$

d'où :

$$\dot{m}_a = 91\,211 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{m}_{e2} = 9\,063 \text{ Kg/h}$$

on tire ainsi la quantité d'eau perdue :

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_v + (\dot{m}_{e1} - \dot{m}_{e2}) = 3\,337 \text{ Kg/h}$$

Au cas où on prendrait un débit de vapeur de : 5 018 Kg/h

on trouve :

$$\dot{m}_a = 88\ 785\ \text{Kg/h}$$

$$\dot{m}_{e2} = 8\ 822\ \text{Kg/h}$$

d'où une perte d'eau équivalente à :

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_v + (\dot{m}_{e1} - \dot{m}_{e2}) = 1\ 214\ \text{Kg/h}$$

Dimensionnement de l'aéroréfrigérant :

Dans le dimensionnement de la tour, on a choisi le cas le plus défavorable pour lequel correspond le plus grand débit d'air à savoir $\dot{m}_a = 183\ 687\ \text{Kg/h}$ correspondant à: $t_1 = 15^\circ\text{c}$ et $t_2 = 18^\circ\text{c}$

Calcul du diamètre de la dispersion :

l'équation du tirage nous donne :

$$H_0 (\rho_1 - \rho_2) = C \frac{\rho_1 \cdot V^2}{2 g}$$

avec :

$$V = \frac{\dot{m}_a}{\rho_1 \cdot \pi D Z}$$

on obtient :

$$D \sqrt{H_0} = \frac{\sqrt{C} \cdot \dot{m}_a}{4,44 Z g \cdot \sqrt{\rho_1 (\rho_1 - \rho_2)}}$$

pour : $D = H_0$ et $C = 36$

on trouve :

$$D = \left(\frac{1,35 \dot{m}_a}{Z g \sqrt{\rho_1 (\rho_1 - \rho_2)}} \right)^{2/3}$$

avec :

$$\dot{m}_a = 183\ 687\ \text{Kg/h} = 51\ \text{Kg/s}$$

$$Z = 3\ \text{m}$$

Z a été choisi après plusieurs itérations dans le calcul de D tel que Z doit satisfaire : $D/Z = 4$

$$\rho_1 = 1,255\ \text{Kg/m}^3$$

$$\rho_2 = 1,253\ \text{Kg/m}^3$$

tirées du diagramme de l'air humide.

Soit : $D = 13 \text{ m}$

Le diamètre de base de la coque est fonction du diamètre de dispersion tel que :

$$\frac{D_1}{D} = 0,55 \div 0,80$$

on prend :

$$\frac{D_1}{D} = 0,6$$

d'où : $D_1 = 7,8 \text{ m}$

La hauteur de la tour est donnée par :

$$H = H_0 + \frac{Z}{3} = 13 + \frac{3}{3} = 14 \text{ m}$$

La vitesse au dessus de la dispersion est donnée par :

$$V_1 = \frac{4 \dot{m}_a}{\rho_2 \cdot \pi \cdot D_1^2}$$

on trouve : $V_1 = 0,852 \text{ m/s}$

Le diamètre du sommet est donnée par :

$$D_2 = D_1 \cdot \sqrt{\frac{V_1}{V_2}} \quad \text{avec } V_2 = 2 \text{ m/s}$$

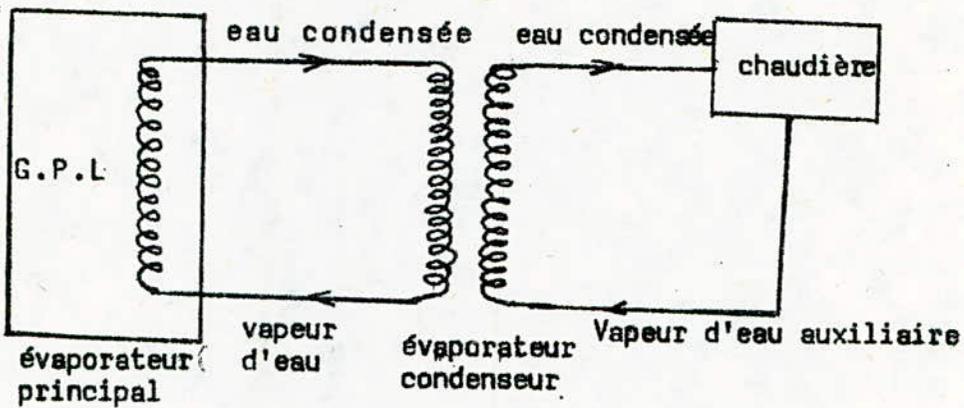
on obtient : $D_2 = 5,1 \text{ m}$

La hauteur du panache est donnée par la formule suivante :

$$\begin{aligned} \Delta H &= \frac{D_2 V_2}{V_s} \left(1 + \frac{t_2 - t_1}{T_0 + t_2} \right) \\ &= \frac{(5,1)(2)}{2,5} \left(1 + \frac{18 - 15}{273 + 18} \right) = 4,12 \text{ m} \end{aligned}$$

APPENDICE - F -

Au vu de la quantité impressionnante d'eau perdue on devrait proposer une solution alternative qui nous permet d'éviter la perte de la vapeur d'eau qui s'élève à 1,2 t/h.
 On propose pour cela d'utiliser cette eaux en cycle fermé selon par le schéma suivant :



La solution permet d'utiliser un échangeur tampon qui assure les avantages suivants :

- L'eau du cycle est conservé intégralement.
- Possibilité de vérifier l'intégrité des tubes de l'évaporateur en surveillant la pression dans le circuit fermé.
- Il évapore l'eau du cycle d'évaporation et condense l'eau du cycle à vapeur, le seul inconvénient réside dans l'investissement supplémentaire.

Calcul de l'échangeur tampon :

Cet échangeur dont on calcul doit nous permettre d'avoir une condensation totale à sa sortie dans la partie cycle de vapeur. Les conditions de pression de cette échangeur tampon sont conditionné par la quantité de chaleur utilisé dans l'évaporateur.

$Q = 2\ 640\ 000\ \text{Kcal/h}$

$Q = \dot{m}_v \cdot L_c$ L_c : Chaleur latente de condensation

$Q = \dot{m}_c \cdot L_v$ L_v : Chaleur latente de vaporisation

A - On prend comme pression de la vapeur à l'entrée de l'échangeur tampon, de la vapeur détendu jusqu'à 5 bars.

La pression de l'eau condensé est : $P = 2$ bars

1 - Caractéristique thermique de l'évaporateur :

1.1 - Equation fondamentale :

Le transfert thermique dans l'évaporateur est donnée par l'équation :

$$Q = U.A. \Delta t_m$$

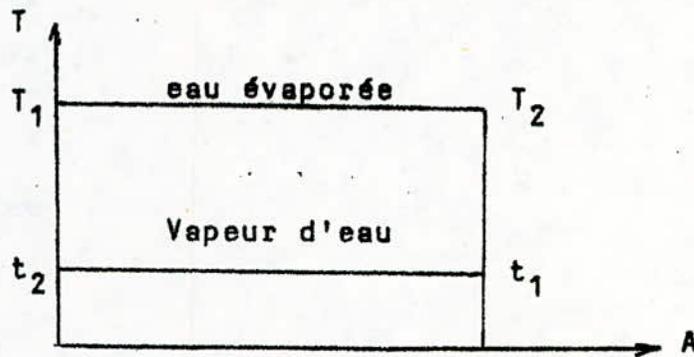
U : Coefficient d'échange global

A : Surface d'échange

Δt_m : Différence de température moyenne entre le fluide chauffant et le fluide en ébullition.

1.2 - Différence moyenne de température :

Le système est représenté par le diagramme T - A suivant :



Côté tube : $T_1 = 152^{\circ}\text{c}$ $P = 5$ bar $X_1 = 1$

$T_2 = 152^{\circ}\text{c}$ $P = 5$ bar $X_2 = 0$

Côté calandre :

$t_1 = 120^{\circ}\text{c}$ $P = 2$ bar $X_1 = 0$

$t_2 = 120^{\circ}\text{c}$ $P = 2$ bar $X_2 = 1$

$$\Delta t_m = 32^{\circ}\text{c}$$

1.3 - Coefficient de transfert global :

Soit :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \frac{r_e}{r_i} + \frac{r_i}{\lambda} \ln \frac{r_e}{r_i} + R_{se} + R_{si} \frac{r_e}{r_i}}$$

2 - Mode de calcul :

On se propose un évaporateur genre Keettle avec une ébullition de type piscine.

Nous allons établir un modèle de calcul d'un échangeur devant assurer un transfert de chaleur donné pour estimer la surface d'échange.

2.1 - Calcul de la quantité de chaleur nécessaire :

Le calcul de cet évaporateur à eau est lié à l'évaporateur de G.P.L.

Du fait que la quantité de chaleur nécessaire à l'évaporation du G.P.L est égale pour une tranche à la quantité de chaleur cédée lors de la condensation de la vapeur d'eau utilisé lors du chauffage.

Pour une tranche $Q = 2\,640\,000$ Kcal/h

Pour les deux tranche $Q = 2 Q_1 = 5\,280\,000$ Kcal/h

Donc la quantité de chaleur nécessaire dans l'échangeur tampon est : $Q = 5\,280\,000$ Kcal/h

2.2 - Calcul des débits :

Côté calandre :

$$Q = \dot{M}_v L_v$$

\dot{M}_v = Débit massique de l'eau à évaporer

L_v = Chaleur latente de vaporisation de l'eau

Pour P = 2 bar on a $L_v = 526,3$ Kcal/Kg

$$\text{d'où : } \dot{M}_v = \frac{Q}{L_v} \approx 10\,032,3 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{M}_v = 10\,032,3 \text{ Kg/h}$$

Côté tube :

$$Q = \dot{M}_c \cdot L_c$$

\dot{M}_c = Débit massique de la vapeur à condenser

L_c = Chaleur latente de condensation

à $P = 5$ bars $L_c = 504$ Kcal/Kg

d'où : $\dot{M}_c = 10\,476,2$ Kg/h

3 - Calcul de la surface d'échange :

3.1 - Estimation de la surface d'échange :

$$h_e = 7\,500 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \quad \frac{1}{h_e} = 0,000133$$

$$h_i = 7\,500 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \quad \frac{r_e}{r_i} \frac{1}{h_i} = 0,000171$$

$$\lambda = 45 \text{ Kcal/h m }^\circ\text{C} \quad \frac{r_i}{\lambda} \ln \frac{r_1}{r_2} = 0,0000822$$

$$R_{si} = 0,0004 \quad \frac{r_e}{r_i} R_{si} = 0,000513$$

$$R_{se} = 0,0004$$

$$\sum R = 0,001264$$

$$U_{\text{estime}} = 791 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

d'où : $A_{\text{estimée}} = \frac{Q}{U \cdot \Delta t_m} = 208,6 \text{ m}^2$

soit : N_T estimé pour $L = 4,8768$

$$N_T \geq \frac{A}{\pi \cdot d_e \cdot L} = 714,71 \text{ tubes}$$

d'après les valeurs normalisées des nombres de tube on prend :

$$N_t = 728 \text{ tubes}$$

Un pas $P = 1''$ et un diamètre du faisceau $D_b = 78,8$ cm

3.2 - Calcul du coefficient d'ébullition :

soit : $h_e = h_{nb} \cdot F_b \cdot F_c + h_{nc}$

$$h_{nb} = 3,75 \cdot 10^{-5} \left(\frac{Q}{A} \right)^{0,7} P_c^{0,69} \cdot F_p \cdot F_c \cdot F_s$$

$$\frac{Q}{A} = 25\,311,6 \text{ Kcal/h m}^2 = 29\,361,46 \text{ W/m}^2$$

$$P_c = 220,9 \text{ bar}$$

$$F_p = 1,8 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{0,17} = 0,81$$

$$F_c = 1 \quad (F_c = \exp(-0,027 BR)) / BR : \text{interval d'ébullition} = 0$$

$$F_s = 1 \text{ pour tube lisse courant}$$

$$h_{nb} = 4\,759 \text{ W/m}^2 \text{ } \Delta K$$

$$h_e = 1,5 \cdot h_{nb} + h_{nc} / h_{nc} = 1\,000 \text{ W/m}^2$$

Après plusieurs itérations on obtient une surface d'échange :

$$A = 210,24 \text{ m}^2$$

Pour un coefficient d'échange global :

$$U = 784,8 \text{ Kcal/h m}^2$$

et un coefficient d'ébullition de la vapeur :

$$h_e = 8\,100 \text{ W/m}^2 \text{ } \Delta K$$

$$= 6\,983 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } \Delta K$$

3.3 - Calcul du coefficient de condensation de la vapeur :

Soit la corrélation donnée par Eagle et Fergusson :

$$\frac{h_c \cdot d_i}{\lambda L} = 0,0021 R_{ec}^{0,8} \cdot P_{rL}^{0,4} \cdot \frac{\rho}{\rho_s}$$

$$R_{ec} = \frac{4 \Gamma}{L} \quad \text{avec} \quad \Gamma = \frac{\dot{M} \cdot N_p}{\pi d_i N_T}$$

$$\dot{M} = \frac{10\,476,2}{3\,600} = 2,91 \text{ Kg/s}$$

$$\Gamma = \frac{2,91 \times 2}{(14,85 \cdot 10^{-3})(728)} = 0,171 \text{ Kg/m.s}$$

$$\mu_L = 1,87 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$$

$$Re_c = \frac{4\Gamma}{\mu_L} = \frac{4(0,171)}{1,87 \cdot 10^{-4}} = 3\,658$$

$$= 0,5 \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{Pr_L}{Pr_V}} \right] = 0,5 \left[1 + \sqrt{\frac{V_V}{V_L}} \right] = 0,5 \left(1 + \left(\frac{0,3749}{0,00109} \right)^{\frac{1}{3}} \right)$$

$$= 9,76$$

Les tables thermodynamiques nous donnent :

$$\lambda_L = 0,684 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$Pr_L = 1,18$$

alors :

$$h_c = 0,021 \frac{\lambda_L}{d_i} Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad \text{Lund}$$

$$h_c = 7\,151 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K} = 6\,165 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$\frac{1}{h_c} = 0,0004622 \quad \text{d'où} \quad \Sigma R = 0,001265 \quad U = 790 \text{ Kcal/mm} \cdot \text{°C}$$

d'où : une surface d'échange globale :

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t_m} = 208,86 \text{ m}^2$$

La surface d'échange de l'installation :

$$A_{inst} = \pi \cdot d_e \cdot L \cdot N_t = 212,48 \text{ m}^2$$

$$A < A_{inst}$$

Vérification du flux :

L'étude fondamentale de l'ébullition a montré que la différence de la température t_m entre le fluide chauffant et le fluide à vaporiser devrait être inférieure à un seuil spécifique au delà duquel le flux de chaleur décroît très rapidement et la caléfaction apparaît.

Mostinski a donné une corrélation qui permet d'avoir le flux maximum :

$$q_{bmax} = q_{1max} \bar{\Phi}_b$$

$$q_{1max} = 367 P_c P_r^{0,35} (1 - P_r)^{0,9}$$

Où : P_c : pression critique (Kpas)

P_r : pression réduite

$\bar{\Phi}_b$: facteur de correction

avec :

$$P_c = 220,9 \text{ bar} = 22\,090 \text{ Kpascal}$$

$$P_r = \left(\frac{5}{220,9}\right) = 0,023$$

d'où :

$$q_{1max} = 2\,120\,175 \text{ W/m}^2$$

soit :

$$\bar{\Phi}_b = 2,2 \psi_b \quad / \quad \psi_b : \text{paramètre de géométrie du faisceau}$$

$$\psi_b = \frac{\pi D_b L}{A} = \frac{\pi (0,788) (4,8768)}{212,48} = 0,057$$

d'où :

$$q_{bmax} = 120\,466 \text{ W/m}^2 = 103\,850 \text{ Kcal/h.m}^2$$

Le flux de chaleur de l'installation est égal à :

$$q_{inst} = \frac{Q}{A} = \frac{5\,280\,000}{212,48} = 24\,850 \text{ Kcal/h.m}^2 = 28\,888 \text{ W/m}^2$$

donc : $q_{inst} < q_{bmax}$

5 - Calcul du diamètre de la calandre :

Le diamètre de la calandre n'est pas normalisée, mais ses dimensions sont fonction de certaines données constructives donnant les conditions minimales de construction : (voir calcul de l'évaporateur principal).

On prend :

$$A = 0,30$$

$$C = 0,20$$

$$D_b = 0,788$$

d'où :

$$B = 1,288 \text{ m}$$

on a :

$$B = \frac{2}{3} D_c \quad D_c = 1,932 \text{ m}$$

on prend : $D_c = 2 \text{ m}$

d'où : $h = 0,712 \text{ m}$

6 - Vérification de la vitesse d'écoulement :

$$V_v = \frac{\dot{M}}{S \cdot v \cdot 2 \cdot N_p}$$

Calcul de la section S :

$$\text{soit : } S_1 = S_0 + S$$

$$S_1 = \int_0^{\theta} \int_0^R r \, d\theta \, dr = \int_0^{\theta} \frac{R^2}{2} \, d\theta = \frac{R^2}{2} \theta$$

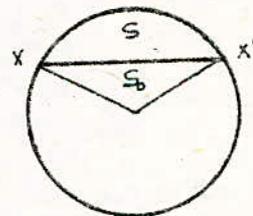
$$\cos \frac{\theta}{2} = \frac{D_c - 2h}{D_c} = \frac{2 - 2(0,712)}{2} = 0,288$$

d'où :

$$\frac{\theta}{2} = 73,26^\circ \quad \theta = 146,52^\circ = 0,814 \text{ Radians}$$

$$\text{d'où : } S_1 = 1,279 \text{ m}^2$$

Calcul de $S_0 =$



soit :

$$r^2 = \frac{(xx')^2}{4} + (r - h)^2 \quad xx' = 2 \sqrt{h (D_c - h)}$$

d'où : $xx' = 4,762 \text{ m}$

alors :

$$S_0 = \frac{xx' \left(\frac{D_c}{2} - h \right)}{2} = 0,253 \text{ m}^2$$

d'où :

$$S = S_1 - S_0 = 1,026 \text{ m}^2$$

soient :

$$\dot{M} = \frac{10\ 032,3}{3\ 600} = 2,787 \text{ Kg/s}$$

$$\rho_v = \frac{1}{V_v} = 2,667 \text{ Kg/m}^3$$

Alors :

$$V_v = \frac{2,787}{(1,026)(2,667)(2)(2)} = 0,255 \text{ m/s}$$

Calcul de la vitesse critique :

$$V_c = 0,0479 \cdot \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v}} = 0,0479 \cdot \sqrt{\frac{V_v - V_L}{V_L}}$$

V_v, V_L : sont donnés dans les diagrammes thermodynamiques
avec :

$$V_v = 0,3749 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V_L = 0,001093 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Ainsi :

$$V_c = 0,886 \text{ m/s} \quad \text{et} \quad V_v < 0,8 V_c$$

B - Dans le même cadre de solution on pourra disposer de la vapeur auxiliaire de la chaudière à 15 bars comme source chaude de l'échangeur tamen.

1 - Caractéristiques thermiques

1.1 - Equation fondamentale : $Q = U.A. \Delta t_m$

1.2 - Différence de température moyenne :

Côté tube :

$$P_1 = 15 \text{ bars} \quad T_1 = 198,32^\circ\text{C} \quad x_1 = 1$$

$$T_2 = 198,32^\circ\text{C} \quad x_2 = 0$$

côté calandre :

$$P_2 = 2 \text{ bars} \quad t_1 = 120^\circ\text{C} \quad x_1 = 0$$

$$t_2 = 120^\circ\text{C} \quad x_2 = 1$$

ainsi : $\Delta t_m = 78,32^\circ\text{C}$

1.3 - Coefficient de transfert : $U = \frac{1}{\sum R_{\text{thermiques}}}$

2 - Mode de calcul

2.1 - Calcul de la quantité de chaleur : $Q = 5\,280\,000 \text{ Kcal/h}$

2.2 - Calcul des débits :

Côté calandre : $\dot{M}_v = 10\,032,3 \text{ Kg/h}$

Côté tube :

$$Q = \dot{M}_c \cdot L_c \quad \text{d'où : } \dot{M}_c = \frac{Q}{L_c}$$

pour $P = 15 \text{ bars}$ $L_c = 465,12 \text{ Kcal/h}$

alors : $\dot{M}_c = 11\,352 \text{ Kg/h}$

3 - Calcul de la surface d'échange :

3.1 - Estimation de la surface d'échange :

d'après le calcul de la partie A on a :

$$U_{\text{estimée}} = 791 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A_{\text{estimée}} = 85,228 \text{ m}^2$$

3.2 - Calcul du coefficient d'ébullition du G.P.L :

$$h_e = h_{nb} \cdot F_b \cdot F_c + h_{nc}$$

avec :

$$h_{nb} = 3,75 \cdot 10^{-5} \frac{Q}{A}^{0,7} P_c^{0,69} F_p F_c F_s$$

$$\frac{Q}{A} = 61\,951 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ }^\circ\text{C} = 71\,863,3 \text{ W/m}^2$$

$$P_c = 220,9 \text{ bar}$$

$$F_p = 1,8 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{0,17} = 0,81$$

$$F_c = 1$$

$$F_s = 1$$

$$\text{d'où : } h_{nb} = 8903,61 \text{ W/m}^2 \quad h_e = 13\,605,42 \text{ W/m}^2 \\ = 11\,728,81 \text{ Kcal/h.m}^2$$

ainsi la somme des résistances thermiques nous donne :

$$\Sigma R = 0,00121596 \text{ h.m}^2 \text{ } \frac{\text{°C}}{\text{Kcal}}$$

alors :

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = 822,40 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } \frac{\text{°C}}{\text{Kcal}}$$

$$\text{d'où une surface échange estimée : } A_{\text{estimée}} = 81,97 \text{ m}^2$$

après plusieurs itérations on trouve :

$$h_e = 14\,088 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } \frac{\text{°C}}{\text{Kcal}} \quad \text{alors : } U = 832,17 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } \frac{\text{°C}}{\text{Kcal}}$$

$$\text{d'où : } A = 81,01 \text{ m}^2$$

$$\text{pour un nombre de tube : } N_t > \frac{A}{\pi d_e L} = 275$$

$$\text{On prend : } N_t = 282 \text{ tubes}$$

$$\text{avec : } P = 15/16''$$

$$D_b = 0,489 \text{ m}$$

3.3 - Calcul du coefficient de condensation de la vapeur :

soit la corrélation donnée par Eagle et Fergusson :

$$h_e = 0,021 \frac{\lambda_L}{d_i} R_e^{0,8} P_{rL}^{0,4} \quad \left. \vphantom{h_e} \right\}$$

$$R_{ec} = \frac{4}{M^2 N} \\ = \frac{p}{\pi d_i N_t}$$

$$= 0,5 \left(1 + \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_V}} \right)$$

$$\text{tel que : } \dot{M} = 3,153 \text{ Kg/s}$$

$$\Gamma = 0,479 \text{ Kg/s.m}$$

$$J = 5,84$$

Sachant que les diagrammes thermodynamiques nous donnent :

$$\rho_L = 1,364 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m}^2 \quad \text{alors : } R_e = 14\,046,92$$

$$\lambda_L = 0,663 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$$

$$P_{rL} = 0,93$$

d'où :

$$h_c = 11\,063 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C} = 12\,860 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

d'où un coefficient d'échange global : $U = 861,39 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$

et une surface d'échange nécessaire $A = 78,26 \text{ m}^2$

la surface d'échange de l'installation est donné par :

$$A_{inst} = \pi d_e L N_t = 82,306 \text{ m}^2$$

4 - Vérification du flux :

d'après la corrélation donnée par Mostinski :

$$q_{bmax} = q_{1max} \Phi_b$$

$$q_{1max} = 367 P_c P_r^{0,35} (1 - P_r)^{0,9}$$

avec :

$$P_r = \frac{P}{P_c} = \frac{15}{220,9} = 0,0679$$

ainsi :

$$q_{1max} = 2\,968\,469 \text{ W/m}^2$$

$$\Phi_b = 2,2 \psi_b$$

avec :

$$\psi_b = 0,096 \quad \text{d'où : } \Phi_b = 0,211$$

on obtient ainsi le flux de chaleur maximum du faisceau :

$$q_{bmax} = 625\,186 \text{ W/m}^2$$

Le flux de chaleur de l'installation est donné par :

$$q_{binst} = \frac{Q}{A} = 67\,468 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}^2 \\ = 78\,430 \text{ W/m}^2$$

ainsi :

$$q_{inst} < q_{bmax}$$

5 - Calcul du diamètre de la calandre :

Les données constructives choisies sont :

$$A = 0,25$$

$$C = 0,15$$

avec : $D_b = 0,489$

ainsi : $B = 0,889$

sachant que : $D_c = \frac{3}{2} B = 1,334 \text{ m}$

on prend : $D_c = 1,35 \text{ m}$

d'où : $h = 0,461 \text{ m}$

6 - Vérification de la vitesse d'écoulement :

$$V_v = \frac{\dot{M}}{S \cdot \rho_v \cdot 2 N_p}$$

Calcul de la surface S :

soit :

$$S_1 = S_0 + S$$

$$D_c^2 \cdot 0$$

avec : $S_1 = \frac{D_c^3}{8}$

tel que :

$$\cos \frac{\theta}{2} = \frac{D_c - 2h}{D_c} = 0,317 \quad \text{alors : } \theta = 143^\circ = 0,795$$

d'où : $S_1 = 0,569 \text{ m}^2$

La section S_0 est donnée par la formule suivante :

$$S_0 = \sqrt{h (D_c - h)} \cdot \left(\frac{D_c}{2} - h \right)$$

on trouve : $S_0 = 0,137 \text{ m}^2$

d'où : $S = 0,364 \text{ m}^2$

on a :

$$\dot{M} = 2,787 \text{ Kg/s}$$

$$\rho_v = \frac{1}{V_v} = 2,667 \text{ Kg/m}^3$$

Ainsi on obtient la vitesse d'écoulement du gaz :

$$V_v = 0,708 \text{ m/s}$$

Calcul de la vitesse critique :

$$V_c = 0,0479 \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}} = 0,886 \text{ m/s}$$

(égale à la vitesse critique de la partie A)

On trouve ainsi : $V_V < 0,8 V_c$

APPENDICE - G -

CALCUL ECONOMIQUE

Dans cette tranche du calcul, on est amené à faire une comparaison économique entre la solution concernant l'utilisation de la tour de réfrigération avec ses inconvénients à savoir une perte d'eau de 29 tonnes/j et la solution alternative qui consiste à utiliser un échangeur tampon en boucle.

Dans cette comparaison, il s'agit de mettre en évidence la différence des charges de chaque solution.

En choisissant deux types de solutions contradictoires, on prend en considération :

Les investissements et les frais d'exploitation comparaison des investissements dégagés pour chacune des solutions :

Solution (1) :

Prix de la tour	:	500 000 DA
Coût de la pose	:	20 000 DA
Durée de vie	:	50 ans

TOTAL : $I_1 = 520 000$ DA

Solution (2) :

On donne un poids des tubes de 180 T/Km

Le prix d'une tonne de tube calorifugé est de 16 000 DA/tonne

L'installation de gazeification est distante environ de 0,300 Km

donc une longueur de tube de 0,6 Km d'où on obtient :

Prix de l'échangeur	:	450 000 DA
Prix des tubes calorifugés	:	288 000 DA
Coût de pose	:	80 000 DA

TOTAL : 818 000 DA

Comparaison des frais d'exploitation :

Solution (1) :

Dans la solution (1) on a besoin de deux (2) agents techniques moyennant un salaire de 3 500 DA/mois.

On estime que l'entretien de la tour est de 5 % du prix d'achat de la tour.

Ainsi on obtient :

Frais du personnel : $2 \times 3\,500 \times 12 = 84\,000$ DA

Entretien de la tour : 12 500 DA

TOTAL : $E_1 = 96\,500$ DA

Solution (2)

Dans la solution (2) on a besoin de deux agents technique on estime que l'entretien de l'échangeur et de la boucle est de 1 % du coût de l'échangeur, et l'entretien de la ligne est estimé également à 1 % du coût de la ligne.

Ainsi on obtient :

Frais du personnel : $2 \times 3\,500 \times 12 = 42\,000$ DA

Entretien de l'échangeur : 2 000 DA

Entretien de la ligne : 2 880 DA

TOTAL : $E_2 = 46\,880$ DA

La valeur de la charge est donnée par :

$$A = (I_2 + E_2) - (I_1 + E_1) = 248\,380 \text{ DA}$$

La somme A doit être comparé au coût de l'eau et de l'énergie perdue.

On sait que l'eau perdue représente 29 tonnes/jour.

L'équivalent de 75 millions de KJ/jour.

On suppose qu'on travaille à plein temps pour une durée de vie de l'installation de 50 ans.

Pour pouvoir donner une signification effective, on doit actualiser le prix global de l'eau et de l'énergie perdue, en adoptons une solution économique uniforme. Soit l'expression donnant la valeur actualisée :

$$F = a \frac{(1 + i)^n - 1}{i (1 + i)^n}$$

ou :

a : Annuité relative au perte d'eau et d'énergie

i : Taux d'intérêt annuel

n : Valeur actualisée

F : Valeur actualisée échelonnée sur une période n

avec :

$$i = 5 \%$$

$$n = 50 \text{ ans}$$

Calcul de a :

$$\text{soit } a = a_1 + a_2$$

ou a₁ : annuité des pertes d'eau

a₂ : annuité des pertes d'énergie

Calcul de a₁ :

L'eau perdue représente 29 tonnes/jour équivalent à 31 M³/jour.

La quantité d'eau perdue annuelle est : 11 315 M³/an ainsi l'annuité de l'eau perdue est égale à :

$$a_1 = 11\ 315 \times 15 = 169\ 725$$

$$a_1 = 169\ 725 \text{ DA}$$

Calcul de a_2 :

Pour un débit de vapeur perdue de 29 tonnes/jour à la pression de atmosphérique :

75 millions de KJ/jour

Connaissant le pouvoir calorifique du G.P.L égal à :

93 650 KJ/M³

On obtient la quantité de G.P.L nécessaire :

800 M³/jour

Représentant une quantité annuelle de :

292 315 M³/an

Le pris du M³ de G.P.L (propane) est estimé à :

040 DA/M³

Ainsi l'annuité de l'énergie est égale à :

$$a_2 = 292\ 315 \times 040 = 116\ 926\ \text{DA}$$

D'où :

$$\text{Une annuite totale : } a = a_1 + a_2 = 286\ 651\ \text{DA}$$

La valeur actualisée :

$$F = a \frac{(i + 1)^n - 1}{i (i + 1)^n} = 5\ 233\ 072\ \text{DA}$$

$$\text{avec : } \frac{(i + 1)^n - 1}{i (i + 1)^n} = 18,2559$$

Au vue des valeurs de la charge supplémentaire A et de celle de la valeur actualisée des pertes d'eau et d'énergie - F -

On remarque que $F \gg A$

A partir de là la contrainte économique nous impose de choisir la deuxième solution.

- 1 - André V DE Vrient "Transmission de la chaleur"
Edition : gaëten Morin - Quebec 1984
- 2 - J. VIDAL "Thermodynamique, méthodes appliquées ou raffinage
et au génie chimique"
Tome - 1 et 2
Edition : Technip Paris 1973
- 3 - D.Q KERN "Process heat transfert"
Edition : Mac graw Hill Book co - New-York - 1950
- 4 - Q. WUITHIER "Pétrole, Raffinage et Génie-Chimique"
Tome - 1 et 2
Edition : Technip - Paris - 1972
- 5 - Mac adams W.H : "Transmission de la chaleur"
Edision : Dunod - Paris - 1984
- 6 - M. AIT-ALI : "Cours de transferts thermiques"
Décembre 1983
- 7 - A. GRANGE : "Transfert thermiques dans les écoulements
diphasiques"
Edition : Technip, Avril 1986
- 8 - M. BOUKARI : "Evaluation de l'utilisation des butane-
propanes"
Projet de fin d'études
E.N.P : Janvier 1983
- 9 - S. BELAKHOVSKY : "Introduction au combustible et à la
combustion"
Edition : Techniques et documentation - Paris 1978
- 10 - RAZJEVIC : "Table et diagrammes thermodynamiques"
Edition : Dunod 1975

