

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE DE THIES
DEPARTEMENT GENIE ELECTROMECHANIQUE



Gm. 0129

PROJET DE FIN D'ETUDES

en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur de conception

Sujet :

DIAGNOSTICS DU RESEAU DE VAPEUR DE LA SONACOS EID

Auteur

M. Abdou THIAM

Directeur interne
M. Paul DEMBA

Directeurs externes
M. Elimane DIOP
M. Fadel FALL

REMERCIEMENTS

J'aimerais exprimer ma reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce projet de fin d'études :

◆ Monsieur René NDOUR, directeur d'usine, d'avoir accepté ma demande de faire mon PFE à la SONACOS E.I.D.

◆ Monsieur Paul DEMBA, mon directeur interne, pour sa grande disponibilité et ses conseils techniques.

◆ Monsieur Elimane DIOP, mon directeur externe, chef du département Energie Maintenance.

◆ Monsieur Mamadou BA, chef du département Sécurité Formation

◆ Monsieur Fadel FALL, mon eo-directeur, chef de service Maintenance.

◆ Monsieur Massamba TOURE, ingénieur Fabrication

◆ Monsieur Lamine DIAGNE, contremaître au bureau d'étude, pour sa grande disponibilité.

◆ Monsieur Souleymane DIALLO, contremaître responsable service Energie, pour sa disponibilité.

Je remercie aussi tous les professeurs et travailleurs de l'école Supérieure Polytechnique de Thies pour tous les sacrifices qu'ils ne cessent de consentir pour notre formation.

SOMMAIRE

Ce projet de fin d'études porte sur le dimensionnement du circuit vapeur de la nouvelle chaudière Wanson et, du by-pass entre Raffinage et Rond-Point et le bilan énergétique des turbines, condenseurs et des chaudières.

Le premier chapitre porte sur le dimensionnement du circuit vapeur de la nouvelle chaudière Wanson.

Le second chapitre est réservé au dimensionnement du by-pass entre Raffinage et Rond-Point.

Dans le troisième chapitre, il est question du bilan énergétique des turbines, condenseurs, et chaudières.

En fin, des conclusions seront tirées, suivies d'un certain nombre de recommandations permettant :

- de faire une installation économique
- d'améliorer le rendement des turbines, condenseurs et des chaudières

DEDICACES

Je dédie ce projet à :

Ma mère Fama DIANKHA

Mon père EL Hadji Abdou THIAM

Mon oncle El Hadji Ousmane TOP décédé le 06 juin 1998

Tous mes camarades de promotion

Toute ma famille

Tous mes amis

TABLE DES MATIERES

| Titre | page |
|---|------|
| <hr/> | |
| DEDICACES | I |
| REMERCIEMENTS | II |
| SOMMAIRE | III |
| LISTE DES TABLEAUX | VIII |
| LISTE DES FIGURES | IX |
| TABLE DES MATIERES | IV |
| <hr/> | |
| INTRODUCTION | 1 |
| <hr/> | |
| Chapitre I Dimensionnement du circuit vapeur de la nouvelle chaudière | |
| Wansou | 3 |
| 1.1 Calcul du diamètre de tuyauterie | 3 |
| 1.2 Calcul des pertes de charge | 5 |
| 1.2.1 Calcul de la longueur droite fictive de la tuyauterie | 6 |
| 1.2.2 Calcul des pertes de charge | 7 |
| 1.3 Epaisseur du calorifuge | 9 |
| 1.3.1 Epaisseur suffisante du calorifuge | 10 |
| 1.3.1.1 Calcul du coefficient de conductivité du calorifuge | 11 |
| 1.3.1.2 Calcul du coefficient de transmission de chaleur | 12 |
| 1.3.1.3 Calcul de la quantité de chaleur perdue | 13 |
| 1.3.1.4 Longueur fictive de tuyauterie a calorifuger | 13 |
| 1.3.2 Epaisseur optimal de calorifuge | 15 |
| 1.3.2.1 Coût du calorifuge | 16 |
| 1.3.2.2 Coût de l'exploitation | 17 |

| | | |
|---|--|----|
| 1.3.2.3 | Cout annuel de l'installation | 18 |
| 1.3.3 | Vérification des hypothèses | 19 |
| 1.4 | Choix des purgeurs | 21 |
| 1.5 | Contraintes mécaniques | 23 |
| <hr/> | | |
| Chapitre II Dimensionnement du by-pass entre Raffinage et Rond-Point | | 29 |
| II.1 | Calcul du diamètre de la tuyauterie | 29 |
| II.2 | Calcul des pertes de charge | 32 |
| II.2.1.7 | Calcul des pertes de charge locales | 32 |
| II.2.2 | Calcul des pertes de charge linéaires | 33 |
| II.2.3 | Calcul des pertes de charge totales | 34 |
| II.3 | Épaisseur du calorifuge | 35 |
| II.3.1 | Épaisseur suffisante de calorifuge | 35 |
| II.3.1.1 | Calcul du coefficient de conductivité | 36 |
| II.3.1.2 | Coefficient de transmission de chaleur | 38 |
| II.3.1.3 | Pertes de chaleur C | 38 |
| II.3.1.4 | Longueur fictive de tuyauterie à calorifuger | 39 |
| II.3.2 | Épaisseur optimale de calorifuge | 42 |
| II.3.2.1 | Cout du calorifuge | 42 |
| II.3.2.2 | Cout de l'exploitation | 44 |
| II.3.2.3 | Cout annuel de l'installation | 44 |
| II.3.3 | Vérification des hypothèses | 46 |
| II.4 | Choix des purgeurs | 47 |
| II.5 | Contraintes mécaniques | 51 |
| II.5.1 | Efforts dans les lyres | 54 |
| II.5.2 | Calcul des efforts dans les coudes | 54 |
| II.5.3 | Calcul de l'effort maximal dans la tuyauterie | 57 |
| II.6 | Calcul des pertes de charge en tenant des lyres installées | 58 |
| Chapitre III Bilan énergétique des turbines, condenseurs et des chaudières. | | 59 |

| | |
|---|----|
| III.1 / Bilan et rendements énergétiques des turbines..... | 59 |
| III.1.1/ Bilan énergétique..... | 59 |
| III.1.2/ Rendements des turbines..... | 60 |
| III.1.2.1/ Rendement brut des turbines..... | 61 |
| III.1.2.2/ Rendement effectif absolu des turbines..... | 62 |
| III.1.2.3/ Rendement électrique de l'installation turbo-génératrice..... | 63 |
| III.1.2.3.1/ Rendement relatif de l'installation turbo-génératrice..... | 63 |
| III.1.2.3.2/ Rendement électrique de l'installation turbo-génératrice..... | 63 |
| III.1.2.3.3/ Rendement absolu net de l'installation turbo-génératrice..... | 64 |
| III.1.2.3.3.1/ Energie consommée par les pompes..... | 64 |
| III.1.2.3.3.2/ Rendement électrique absolu net de l'installation..... | 65 |
| III.1.3 Bilan exergetique..... | 66 |
| III.1.4/ Rendement exergetique..... | 67 |
| III.2/ Bilan et rendements énergétiques du condenseur..... | 68 |
| III.2.1/ Bilan énergétique du condenseur..... | 68 |
| III.2.2/ Efficacité du condenseur..... | 69 |
| III.2.2.1/ Calcul du NUT..... | 69 |
| III.2.2.2/ Calcul de l'efficacité du condenseur..... | 72 |
| III.2.3/ Bilan et rendement exergetiques du condenseur..... | 73 |
| III.3/ Bilan et rendements énergétiques des chaudières..... | 74 |
| III.3.1/ Bilan énergétiques des chaudières..... | 74 |
| III.3.2/ Rendements des chaudières..... | 75 |
| III.3.2.1/ Rendement de la combustion..... | 76 |
| III.3.2.2/ Rendement de la chaudière..... | 77 |
| III.3.4/ Bilan et rendement exergetiques..... | 78 |
| III.3.4.1/ Bilan exergetique..... | 78 |
| III.3.4.2/ Rendement exergetique..... | 79 |
| III/ Commentaires des résultats et choix de la pression finale de vapeur..... | 80 |

| | |
|-----------------------------------|----|
| Conclusion | 83 |
| Recommandations | 85 |
| REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES | 87 |

LISTE ES FIGURES

| | |
|--|----|
| Figure I.1 : Choix de l'épaisseur optimal de calorifuge (laine roche+ tôle aluminium)..... | 18 |
| Figure I.1 : Choix de l'épaisseur optimal de calorifuge (laine roche+tôle galvanique..... | 19 |
| Figure II.1 : Choix de l'épaisseur optimal de calorifuge (laine roche+tôle aluminium)..... | 45 |
| Figure II.2 : Choix de l'épaisseur optimal de calorifuge (laine roche+tôle galvanique)..... | 46 |

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|--|----|
| Tableau I.2 : Calcul du diamètre de la tuyauterie et des pertes de charge..... | 8 |
| Tableau I.3.1.4 : Nombre de suspension, patins, guidages, points fixes sur le tracé de la ligne de vapeur de la nouvelle chaudière Wanson..... | 14 |
| Tableau I.3.2 : Calcul de l'épaisseur suffisante de calorifuge..... | 15 |
| Tableau I.5 : Calcul des efforts aux enrages..... | 28 |
| Tableau II.1 : Calcul du diamètre de la tuyauterie..... | 31 |
| Tableau II.2.3 : Calcul des pertes de charge..... | 34 |
| Tableau II.3.1 : Calcul de l'épaisseur suffisante de calorifuge..... | 41 |
| Tableau I.5 : Calcul des efforts aux sommets..... | 54 |
| Tableau I.5 : Calcul des efforts aux ancrages..... | 54 |
| Tableau I.5 : Calcul des efforts aux ancrages des coudes..... | 56 |
| Tableau II.6.1 : Calcul des pertes de charge en tenant compte des lyre installés..... | 58 |
| Tableau III.1.1 : Calcul des rendements de la turbine..... | 66 |
| Tableau III.2 : Calcul du rendement et exergetique de la turbine..... | 68 |
| Tableau III.2.1 : Calcul de l'efficacité du condenseur..... | 72 |
| Tableau III.2 : Calcul du rendement exergetique du condenseur..... | 74 |
| Tableau III.1.1 : Calcul des rendements de la chaudière..... | 78 |
| Tableau III.2 : Calcul du rendement et exergetique de la chaudière..... | 80 |
| Tableau III.4.2 : Calcul du vide optimal..... | 82 |

Chapitre I : Dimensionnement du circuit vapeur de la nouvelle chaudière Wanson

INTRODUCTION

Les chaudières DUQUENNE et OMNICAL produisent la vapeur utilisée au niveau des alternateurs G3 et G4, du raffinage, de l'Extraction, de la Détox et de Rond-point. Les chaudières ne peuvent plus produire la vapeur nécessaire pour le fonctionnement normal de ces différentes unités. Pour palier à ce problème, la SONACOS envisage d'installer deux chaudières Wanson basse pression ; l'une au Rond-point et l'autre au Raffinage.

Ce chapitre porte sur le calcul du diamètre de la tuyauterie de vapeur, le calcul de l'épaisseur du calorifuge, le choix du purgeur, le calcul des pertes de charge et des contraintes mécaniques de la tuyauterie de vapeur

I.1 Calcul du diamètre de tuyauterie

La vapeur sort de la chaudière avec une pression de 12,5 bars et une température de 189,5°C.

Le diamètre de la tuyauterie est donné par la formule suivante :

$$d = \left(\frac{4I}{\rho V} \right)^{1/4}$$

où :

I : débit de vapeur, en kg/S

ρ : masse volumique, en kg/m³

V : vitesse de la vapeur, en m/s

d : diamètre de la tuyauterie, en m

Pour déterminer le diamètre, la plage de vitesses allant 25 à 40 m/s est utilisé (recommandée pour la vapeur saturée [1]).

Pour le dimensionnement de la tuyauterie, le débit utilisé pour le calcul des diamètres est le débit maximal de la chaudière c'est à dire 8t/h

Les diamètres trouvés sont normalisés. Les diamètres normalisés trouvés sont : $\Phi 152 \times 165$, $\Phi 127 \times 140$ et $\Phi 116 \times 127$

Les vitesses sont recalculées avec ces diamètres normalisés par la formule :

$$V = \frac{4I}{\pi d^2 \cdot \rho} \text{ (voir tableau 1.2 ci-dessus)}$$

I-2) les pertes de charge

L'efficacité et le rendement des unités de production dépendent beaucoup de la pression d'arrivée de la vapeur. Cette pression d'arrivée dépend de la longueur de parcours (les pertes de charge linéaires), des accidents de parcours (pertes de charge singulière). Le calcul des pertes tient compte de la nature de l'écoulement (linéaire, turbulent). La nature de l'écoulement

dépend du nombre de reynolds défini par $Re = \frac{10^3 \cdot V \cdot d}{\mu}$

Où

V : Vitesse moyenne du fluide, en m/s

d: diamètre de la conduite,, en mm

μ : vitesse cinématique, en CSt

Les pertes de charge sont données par : $\Delta p = \frac{J L_a \rho}{10^4}$ (formule de

Colebrook [2])

Où

Δp : perte de charge, en Kgf/cm² (1bar = 1,02 kgf/cm²)

L_a : longueur droite fictive de la tuyauterie, en m.

ρ : masse volumique du fluide, en kg/m³

J : coefficient de perte charge (cf annexe B)

I.2.1) Calcul de la longueur droite fictive de la tuyauterie

La longueur droite fictive s'obtient en faisant la somme des longueurs équivalentes des coudes et des vannes et de la longueur droite développée :

La tracé de la ligne de vapeur est donné à l'annexe A

Avec cette définition, l'expression de la perte de charge totale dans une conduite comportant n singularités s'écrit :

$$L_t = L + \sum_{i=1}^n (L_e)_i$$

Où

L = longueur droite développée, en m

L_e = longueur équivalente d'une singularité

a) Longueur équivalente d'un coude lisse à 90°

$L_e = 2\text{m}$ pour Φ 152 x 165 (cf annexe C)

$L_e = 1,7\text{ m}$ pour Φ 127 x 140

$L_e = 1,4\text{m}$ pour Φ 116 x 127

b) longueur équivalente d'une vanne

Pour la détermination voir annexe C

$L_e = 1,7\text{m}$ pour Φ 152 x 165

$L_e = 1,5\text{ m}$ pour Φ 127 x 140

$L_e = 1,4\text{m}$ pour $\Phi 116 \times 127$

1.2.3 Calcul des pertes de charge

$$\Delta p = \frac{98,1 \cdot L_e}{10^6} \cdot \rho \quad (\text{en bars}), \quad \rho = 6,372 \text{ kg/m}^3$$

◆ $\Phi 152 \times 165$

$\Delta p = 0,097$ bars

◆ $\Phi 127 \times 140$

$\Delta p = 0,263$ bars

● $\Phi 116 \times 127$

$\Delta p = 0,290$ bars

| V(M/S) | DCAL(M) | D(MM) | DE(MM) | V RÉ(M/S) | RE | J | LE(M) | LT (M) | PN(BAR) |
|-----------|-----------------|------------|------------|-----------------|------------------|----------|------------|--------------|------------------|
| 25 | 0,133418 | 150 | 165 | 19,77627 | 1305233,9 | 1,8 | 2 | 86,35 | 12,402941 |
| 26 | 0,130827 | 150 | 165 | 19,77627 | 1305233,9 | 1,8 | 2 | 86,35 | 12,402941 |
| 27 | 0,128382 | 150 | 165 | 19,77627 | 1305233,9 | 1,8 | 2 | 86,35 | 12,402941 |
| 28 | 0,126068 | 127 | 140 | 27,58795 | 1544925,4 | 5 | 1,7 | 84,35 | 12,236636 |
| 29 | 0,123876 | 127 | 140 | 27,58795 | 1544925,4 | 5 | 1,7 | 84,35 | 12,236636 |
| 30 | 0,121784 | 127 | 140 | 27,58795 | 1544925,4 | 5 | 1,7 | 84,35 | 12,236636 |
| 31 | 0,119813 | 127 | 140 | 27,58795 | 1544925,4 | 5 | 1,7 | 84,35 | 12,236636 |
| 32 | 0,117926 | 127 | 140 | 27,58795 | 1544925,4 | 5 | 1,7 | 84,35 | 12,236636 |
| 33 | 0,116126 | 127 | 140 | 27,58795 | 1544925,4 | 5 | 1,7 | 84,35 | 12,236636 |
| 34 | 0,114405 | 116 | 127 | 33,06823 | 1679866,1 | 5,6 | 1,5 | 83,05 | 12,209578 |
| 35 | 0,112759 | 116 | 127 | 33,06823 | 1679866,1 | 5,6 | 1,5 | 83,05 | 12,209578 |
| 36 | 0,111182 | 116 | 127 | 33,06823 | 1679866,1 | 5,6 | 1,5 | 83,05 | 12,209578 |
| 37 | 0,109669 | 116 | 127 | 33,06823 | 1679866,1 | 5,6 | 1,5 | 83,05 | 12,209578 |
| 38 | 0,108216 | 116 | 127 | 33,06823 | 1679866,1 | 5,6 | 1,5 | 83,05 | 12,209578 |
| 39 | 0,10682 | 116 | 127 | 33,06823 | 1679866,1 | 5,6 | 1,5 | 83,05 | 12,209578 |
| 40 | 0,105476 | 116 | 127 | 33,06823 | 1679866,1 | 5,6 | 1,5 | 83,05 | 12,209578 |

Tableau I.2 : Calcul diamètre de la tuyauterie et des pertes de charge.

NB : Le diamètre $\Phi 116 \times 127$ ne se fait plus sur le marché ; la vitesse correspondante à $\Phi 152 \times 165$ est inférieure à 25 m/s (vitesse minimale recommandée pour la vapeur saturée) ; nous retenons le diamètre $\Phi 127 \times 140$ pour la tuyauterie de vapeur de la nouvelle chaudière Wanson.

I.3) Epaisseur du calorifuge

L'isolation thermique des tuyauteries et des accessoires a pour but :

- ◆ protéger les travailleurs

La surface extérieure de la tuyauterie peut atteindre des valeurs très élevées et des brûlures sont à craindre en cas de contact direct avec la peau.

- ◆ réduire les pertes

La température du fluide transporté étant plus élevée que celle de l'ambiance, des déperditions thermiques ont lieu

- ◆ diminuer la condensation

Si le fluide transporté est de la vapeur, les déperditions provoquent la condensation d'une partie de la vapeur. Les eaux ainsi produites sont néfastes pour la tuyauterie (risque de

corrosion, coup de bélier). Une bonne isolation thermique permet de diminuer le nombre et l'importance des points de purge.

1.3.1 Epaisseur suffisante du calorifuge

La vapeur doit arriver au moins à 12 bars à la nourrice (condition d'opération).

$$\text{Soit } X = \frac{l}{2\lambda_c} \ln \left(\frac{d_c + 2e}{d_c} \right) + \frac{l}{h_c (d_c + 2e)}$$

$$\text{Et } Y = \frac{11 L_c (t_{im} - t_{se})}{C}$$

Où

λ_c : coefficient de conductivité du calorifuge, en w/m ; c

d_c : diamètre extérieur de la tuyauterie, en m

e : épaisseur du calorifuge, en m

t_{se} : température extérieure à la surface de la tuyauterie, en °C

t_{im} : température du fluide, en °C

h_c : coefficient de transmission de chaleur entre le fluide extérieur et la paroi extérieure, en w/m², °C

C : perte de chaleur, en w

L_c : longueur fictive de tuyauterie à calorifuger, en m

La méthode utilisée pour trouver l'épaisseur économique est celle exposée dans [1]. Elle consiste à trouver la première valeur de X qui est supérieure à Y.

1.3.1.1 Calcul du coefficient de conductivité du calorifuge λ_c

Le coefficient de conductivité du calorifuge dépend du matériau employé et de la température de la source chaude.

La laine de roche est utilisée comme calorifuge à la SONACOS EID

λ_c est calculé à t_m ;

$$\text{où } \begin{cases} t_m = \frac{t_v + t_w}{2} \\ t_{se} = t_i - \Delta t \end{cases}$$

t_i : température du fluide, en °C

Δt = écart de température, en °C

Nous avons :

$$t_i = t_A = 189,481^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 2^\circ\text{C}$$

$$t_{si} = 189,481 - 2 = 187,481^\circ\text{C}$$

$$t_{se} = t_e + \frac{t_i - t_e}{10}$$

$$t_e = 25^\circ\text{C}$$

$$t_{se} = 25 + \frac{189,481 - 25}{10} = 41,48^\circ\text{C}$$

$$t_m = \frac{41,48 + 187,481}{2}$$

$$t_m = 114,48^\circ\text{C}$$

$$\begin{cases} \lambda_{100^\circ\text{C}} = 0,058 \text{ w/m,}^\circ\text{C} & \Rightarrow \text{à } 114,48^\circ\text{C} \quad \lambda_c = 0,063 \text{ w/m,}^\circ\text{C} \\ \lambda_{200^\circ\text{C}} = 0,093 \text{ w/m,}^\circ\text{C} \end{cases}$$

1.3.1.2) Coefficient de transmission de chaleur h_c

Le coefficient de transmission de chaleur h_c dépend de l'état de la surface et de la vitesse du vent. Il est donné par la formule

empirique suivante ;
$$h_c = 6 + 4 + V_e \left(\frac{t_s + 273,15}{t_e + 273,15} \right)$$

Où

V_e = vitesse de l'air, en m/s

Nous avons :

$$V_e = 1 \text{ m/s}$$

$$T_{se} = 314,48 \text{ K}$$

$$T_e = 298 \text{ K}$$

$$h_c = 6 + 4 + 1 \cdot \left(\frac{41,481 + 273,15}{25 + 273,15} \right)$$

$$h_c = 10,22 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

I.3.1.3/ Quantité de chaleur perdue

La quantité de chaleur C perdue est fonction du débit de vapeur et de la chute d'enthalpie entre la chaudière et la nourrice.

La chute d'enthalpie est fixée à priori par la pression minimale d'arrivée à la nourrice.

Nous avons :

$$I = 2,22 \text{ kg/s}$$

$$P_N = 12 \text{ bars} \Rightarrow h_N = 278,7 \text{ KJ /kg}$$

$$P_A = 12,5 \text{ bars} \Rightarrow h_A = 2786,15 \text{ kg /kg}$$

La chute d'enthalpie est définie par : $\Delta q = h_A - h_N$

$$\Rightarrow \Delta q = 2786,18 - 2782,7 = 3,45 \text{ KJ/kg}$$

La quantité de chaleur C perdue est donnée par :

$$C = I \cdot \Delta q$$

$$\Rightarrow C = 2,22 \times 3,45 \times 10^3 = 7659 \text{ W}$$

I.3.1.4 : longueur fictive de tuyauterie à calorifuger

Cette longueur fictive dépend du nombre de suspensions, patins, de la longueur droite de la tuyauterie et elle est donnée par :

$$L_c = L + \sum_{i=1}^n l_{p,i}$$

Où

L : longueur droite de la tuyauterie, en m

L_{fic} : longueur "fictive" de tube normalement calorifugé tenant compte des déperditions dans les organes non calorifugés (clapets, patins, suspension, etc.) en m.

La distance maximale entre suspensions, patins est 5,0m. Cette valeur est tirée de [2].

Le tableau ci-dessous donne le nombre de suspensions, patins, guidage et points fixes

| DIAMETRE (MM) | SUSPENSIONS | PATINS | GUIDAGES | POINTS FIXES |
|---------------|-------------|--------|----------|--------------|
| 127 | 11 | 14 | 7 | 4 |

Tableau I.31.4 : nombre de suspensions, patins, guidages et points fixes sur le tracé de la tuyauterie.

Nous avons :

$$L_{fic} = 0,5 \text{ m pour suspension}$$

$$L_{fic} = 1,5 \text{ m pour patin}$$

$$L = 72,65 \text{ m}$$

$$L_c = 72,65 + 11 \times 0,5 + 14 \times 1,5$$

$$L_c = 99,10 \text{ m}$$

Le tableau ci-dessous donne les calculs de X et Y

| E(MM) | HE(W/M,°C) | Q(W/M,°C) | Q(Δ)(W/M,°C) | X | Y |
|-------|------------|-----------|--------------|--------|-----------|
| 0,01 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 1,6712 | 5,8098814 |
| 0,02 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 2,5381 | 5,8098814 |
| 0,03 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 3,3199 | 5,8098814 |
| 0,04 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 4,0319 | 5,8098814 |
| 0,05 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 4,6854 | 5,8098814 |
| 0,06 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 5,2893 | 5,8098814 |
| 0,07 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 5,8506 | 5,8098814 |
| 0,08 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 6,3748 | 5,8098814 |
| 0,09 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 6,8667 | 5,8098814 |
| 0,1 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 7,3298 | 5,8098814 |
| 0,11 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 7,7675 | 5,8098814 |
| 0,12 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 8,1823 | 5,8098814 |
| 0,13 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 8,5765 | 5,8098814 |
| 0,14 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 8,9521 | 5,8098814 |
| 0,15 | 10,221 | 0,063 | 50,79 | 9,3107 | 5,8098814 |

Tableau I.3.2 : calcul de l'épaisseur suffisante du calorifuge e

Le tableau précédent montre qu'une épaisseur de 70 mm est suffisante pour le calorifuge.

I.3.2 : Epaisseur Optimale de calorifuge :

On ne peut augmenter à loisir l'épaisseur du calorifuge pour des raisons économiques évidentes. Un calorifuge épais coûte plus cher et nécessite un caniveau plus important. L'épaisseur économique correspond aux dépenses totales (investissements + coût des déperditions) annuelles les plus basses.

La SONACOS EID dispose déjà dans son stock :

- ♦ une épaisseur 50 mm
- ♦ une épaisseur 100 mm

Notre choix de l'épaisseur optimale sera axé sur ces deux épaisseurs.

1.3.2.1 Coût du calorifuge

La démarche suivante est proposée par R.Positello [1]

Pour une tuyauterie isolée :

$$S = \pi \cdot (d_e + 2 \cdot e) \cdot p + 6 \cdot p$$

$$\text{et } p = a + b \cdot e$$

où

P : prix d'un mètre carré de calorifuge

a et b : paramètres des matériaux isolants et de la main d'œuvre

e = épaisseur du calorifuge, en m

S = surface du calorifuge, en m²

Le coût annuel de l'installation de l'isolation (investissement annuel) est :

$$I = K [\pi \pi L_c (d_e + 2 \cdot e) + 6 p] \quad \text{et} \quad K = \frac{(1+i)^t \cdot i}{(1+i)^t - 1}$$

Où

I : investissement annuel

K : coefficient tenant compte de l'amortissement annuel et de l'intérêt du capital non amorti

A : durée de l'amortissement, en années,

t : taux de l'intérêt

Nous avons :

a = 26675 et **b** = 276 pour laine roche + tôle aluminium

a = 13575 et **b** = 276 pour laine roche + tôle galvanique

t = 10 % (matériels d'exploitation et d'installation)

A = 10 ans (matériels d'exploitation et d'installation)

$$K = \frac{(1+0,1)^{10} \cdot 0,1}{(1+0,1)^{10}} = 0,163$$

I.3.2.2 Coût de l'exploitation

Soit **H** le nombre d'heures de fonctionnement annuel et **X_r** le prix du kWh, le coût de la chaleur perdue est :

$$E = X_r \cdot H \cdot \frac{C}{100}$$

où **C** est la quantité de chaleur perdue

X_r = 25 F CFA

H = 7320 h (305 jours)

I 3.2.3 Coût annuel de l'installation

$$C = E + I$$

$$C = K.p [11(de + 2.e) + 6] + X_1 \cdot 11 \cdot \frac{C}{1000}$$

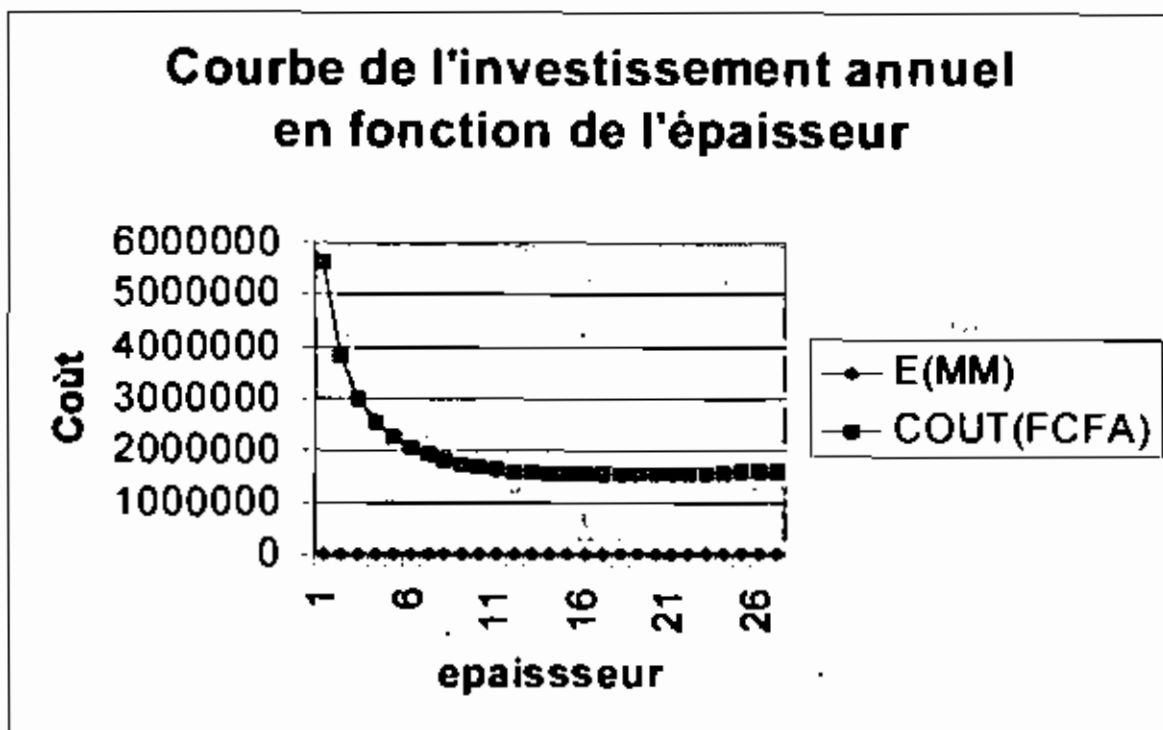


Figure I.1 : Choix de l'épaisseur économique de calorifuge
(laine roche + tôle aluminium)

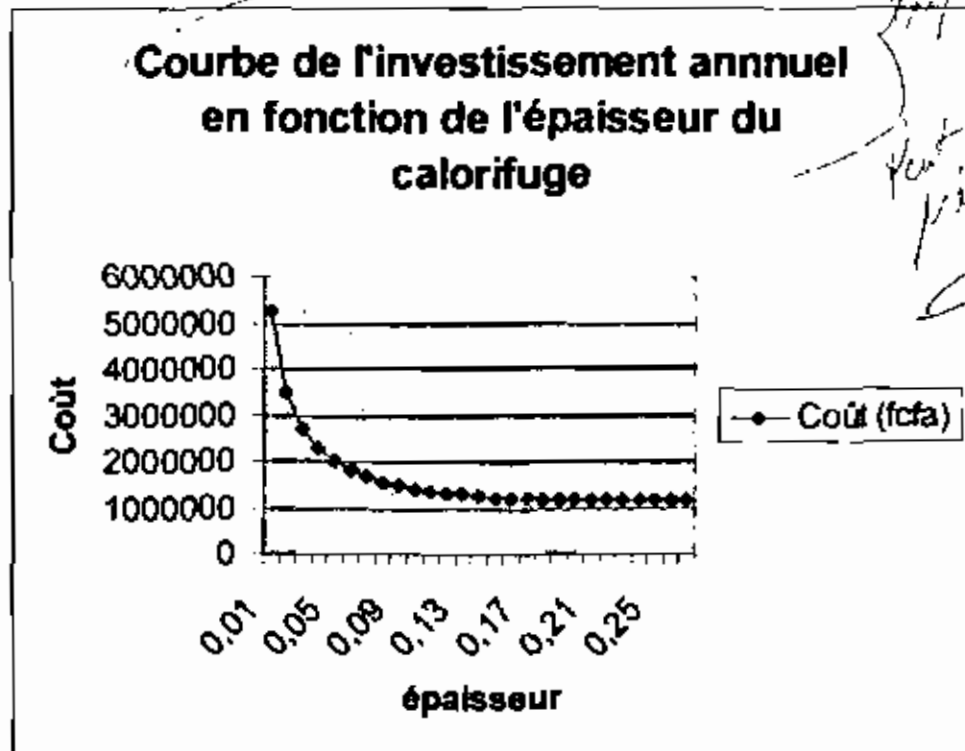


Figure I.2 : Choix de l'épaisseur économique de calorifuge (laine roche + tôle galvanique)

Les tableaux précédents montrent qu'une épaisseur de 100 mm en laine roche avec de la tôle galvanique est plus économique qu'une épaisseur de 50 mm en laine roche, donc elle sera choisie comme épaisseur du calorifuge.

1.3.3 Vérification des hypothèses

Les valeurs de t_{bc} et de h_N ont été supposées ou calculées par des formules empiriques ; dans cette partie nous allons vérifier ces hypothèses.

♦ Φ 127 x 140 avec une épaisseur de 100 mm

Nous avons :

D'après le tableau II.2.3.2 précédent :

$$C = 6410.913 \text{ W}$$

$$\text{Coût} = 1406939 \text{ F CFA}$$

$$h'_N = h_A - \frac{C_2}{l}$$

$$\Rightarrow h'_N = 2786,15 - \frac{6410,916}{2,22} \times 10^{-3}$$

$$h'_N = 2783,26 \text{ KJ/kg}$$

$$C_2 = 2 \pi L_0 \cdot h_e \times d_e \cdot (t_{se} - t_e)$$

$$\Rightarrow t_{se} = t_e + \frac{C}{2\pi L \cdot h_e \cdot d_e}$$

$$t_{se} = 25 + \frac{6410,913}{2,3 \cdot 14,99 \cdot 10 \cdot 10,22 \cdot 0,14}$$

$$t_{se} = 38,54^\circ \text{ C}$$

$$h_e = 6 + 4 \cdot V_{ex} \left(\frac{t_{se} + 273,15}{t_e + 273,15} \right)$$

$$\Rightarrow h_e = 6 + 4 \cdot \left(\frac{t_{se} + 273,15}{t_e + 273,15} \right)$$

$$\Rightarrow h_e = 10,19 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Les valeurs de t_{se} et $h'N$ prouvent bien que les hypothèses sont suffisantes.

1.4 Choix du purgeur

Le calorifugeage ne supprimant pas totalement les pertes thermiques, ces dernières se traduisent par une condensation de vapeur.

Cette quantité d'eau est collectée dans les tuyauteries au moyen de bouteilles de purge, et extraite de celle-ci au moyen de purgeurs, sans perte de vapeur vive.

Pour choisir un purgeur, il est nécessaire de connaître :

- les caractéristiques de la vapeur
- le débit d'eau condensé à évacuer

Pour les tuyauteries ; il faut connaître le débit en régime établi et le débit de réchauffage

Le débit de réchauffage est le débit masse horaire I_h de vapeur saturante nécessaire pour porter une canalisation de la température ambiante à la température de service. Il est donné

par la formule :
$$I_h = \frac{P \cdot 0,114 \cdot (t_1 - t_2) \frac{60}{T}}{L} \quad [4]$$

Où

P : poids du tube, en kg

L : longueur séparant la sortie de la chaudière et le point de purge, en m

t_2 température ambiante, en °C

t_1 : température de la vapeur, en °C

T : temps de réchauffage, en mn

Nous avons :

$$t_2 = 25^\circ\text{C}$$

$$L = 70,35 \text{ m}$$

T : 6 mn pour les réseaux simples (valeur proposée par R Positello [1])

$$\frac{P}{L} = 13,4 \text{ kg/m} \Rightarrow P = 942,69 \text{ kg}$$

La courbe de l'annexe D donne la valeur de $\frac{(t_1 - t_2) \cdot 0,114}{L}$ connaissant la valeur de t_2 et de la pression absolue de la vapeur.

La valeur de $\frac{(t_1 - t_2) \cdot 0,114}{L}$ (pour 12,5 bars et 25°C) est 0,04

$$I_h = 377,06 \text{ kg/h}$$

En régime établi, seule la condensation de la vapeur due aux pertes thermiques du collecteur, est à évacuer. Son débit horaire

$$\text{est : } I_h = 3,6 \frac{C}{r_v} \quad [1]$$

où

C : Chaleur perdue, en W

rv: Chaleur latente de la vapeur, en kJ/kg

Nous avons

$C = 6410.913W$ d'après II.2.3.2

$rv = 1995,4644 \text{ kJ/kg}$, (vapeur saturée à 12,5 bars)

$$l'h = 3,6 \cdot \frac{6410.913}{1995,4644}$$

$$l'h = 11.57 \text{ kg/h}$$

En comparant le débit de réchauffage et le débit en régime établi, il ressort que le débit de réchauffage est de loin supérieur au débit en régime établi : il s'ensuit que le purgeur doit répondre aux conditions limites c'est à dire doit pouvoir évacuer le débit de réchauffage.

Les courbes de l'annexe E donne un purgeur thermodynamique 1/2 " TD 3-2

1.5 Contraintes mécaniques

Une tuyauterie contenant de la vapeur sera soumise à des contraintes mécaniques dues :

- ◆ à la pression de la vapeur

- ◆ à la dilatation de la tuyauterie (due à la différence de température entre vapeur et ambiance)
- ◆ au poids de la tuyauterie
- ◆ au vent

La méthode utilisée pour calculer les contraintes mécaniques est celle exposée dans [4].

Les coudes existants dans le tracé de la tuyauterie (voir annexe A) absorbent les dilatations occasionnées par les diverses élévations de température. Ces dilatations occasionnent des réactions aux points d'ancrage

Le tracé de la tuyauterie est divisé en trois parties (CF annexe A). Pour chaque tronçon, nous étudions les contraintes et par la méthode de la superposition, nous trouvons la partie la plus sollicitée.

Nous avons :

Soit L_1 la longueur de la branche la plus longue du coude et L_2 celle de la branche la plus courte (voir annexe I)

- ◆ Longueur de partie droite l_1

$$l_1 = L_1 - R$$

◆ Longueur de la partie droite l_2

$$l_2 = L_2 - R$$

◆ Dilatation ou linéaire Δ_L (cf annexe F):

$$\Delta_L = \Delta_{2L} / 187,84 - \Delta_{1L} / 25^\circ\text{C}$$

où

$\Delta_{2L} / 189,84$: dilatation de longueur L_1 à la température $189,84^\circ\text{C}$

$\Delta_{1L} / 25^\circ\text{C}$ dilatation de la longueur L_2 à la température 25°C

◆ Forces de réaction F_x et F_y aux points d'encrage

$$F_x = f_x \cdot \frac{EI \Delta_L}{d^3}$$

$$F_y = f_y \cdot \frac{EI \Delta_L}{d^3}$$

Où les coefficients f_x et f_y sont données par les courbes de l'annexe F connaissant m et n .

Les valeurs de m et n sont données par :

$$n = \frac{l_2}{d}$$

$$m = \frac{l_1}{d}$$

◆ Moment résistant M_0 à l'extrémité de la tuyauterie, en bas de la branche verticale :

L'effort maximal dans la tuyauterie est donné par la superposition des contraintes au niveau de chaque point.

L'effort maximal est : $S_{max} = 10.998$ hbars (CF Tableau 1.5)

Les nuances utilisées sont A 42 (NF A36-205) et A 550 AP (NF A36-207) dont leur limite d'élasticité à 0.002 $R'_{p0.02}$ est respectivement 191 Mpa et 295 Mpa,

Soit x le coefficient de sécurité, il est défini par : $x = \frac{S_{max}}{R'_{p0.02}}$

$$S_{max} = 10.9977 \text{ hbars} \quad \text{et} \quad R'_{p0.02} = 19.1 \text{ hbars}$$

$$\Rightarrow x = 1.74$$

| | | | |
|---------------------|---------|--------|--------|
| S_c (KGF/MM2) | 9,4846 | 2,1699 | 2,1699 |
| S_η (Kgf/mm2) | 8,0112 | 1,7871 | 1,7871 |
| S_ρ (Kgf/mm2) | 9,9989 | 2,1852 | 2,1852 |
| S_p (Kgf/mm2) | 0,9988 | 0,9988 | 0,9988 |
| S_{tot} (Kgf/mm2) | 10,9977 | 3,184 | 3,184 |

Tableau 1.5 : Calcul des efforts aux encrages

Chapitre II : Dimensionnement du by-pass entre Raffinage et Rond-point

L'installation de deux chaudières, l'une au raffinage et l'autre au Rond-point permettra de diminuer la charge au niveau des chaudières OMNICAL et DUQUENNE.

Pour palier à un déficit de vapeur éventuel au raffinage ou au Rond-Point, un by-pass est envisagé entre ces derniers.

Ce chapitre porte sur le calcul du diamètre, de l'épaisseur de calorifuge, des purgeurs et des pertes de charge et des contraintes mécaniques de la tuyauterie.

II.1 Calcul du diamètre de la tuyauterie

Le tracé de la ligne de vapeur du by-pass est donné à l'annexe G.

Nous nous plaçons dans les conditions suivantes :

Pression à la Nourrice Raffinage : 12,236 bars

Le diamètre de la tuyauterie est donnée par la formule suivante :

$$d = \left(\frac{4 \cdot l}{\rho \cdot \pi \cdot V} \right)^{1/2}$$

où

l = Débit de vapeur, en kg/s

L : masse volumique en kg /m³

V : vitesse de la vapeur en m/s

d : diamètre de la tuyauterie, en m

Le diamètre est déterminé pour chaque vitesse ($25 \leq V \leq 40$).

Cette plage de vitesse est recommandée pour la vapeur saturée R. Positello [1].

Le débit adopté pour le calcul du diamètre est 8t/h c'est à dire qu'on se place dans le pire des cas (toute la vapeur produite au raffinage transporté où Rond-Point).

Les diamètres trouvés par le calcul sont normalisés. Les diamètres normalisés trouvés sont : ϕ 152 x 165 ; ϕ 127 x 140 ; ϕ 116 x 127

Les vitesses réelles sont recalculées avec ces diamètres normalisés par la formule $V = \frac{4J}{\pi d^2 \rho}$

Tous les résultats des calculs sont regroupés dans le tableau ci-dessous.

| VITESSE (M/S) | D CALCULÉ (M) | D (MM) | DE (MM) | VITESSE REELLE(M/S) |
|---------------|---------------|--------|---------|---------------------|
| 25 | 0.13341823 | 150 | 165 | 19.7762718 |
| 26 | 0.13082734 | 150 | 165 | 19.7762718 |
| 27 | 0.12838175 | 150 | 165 | 19.7762718 |
| 28 | 0.12606838 | 127 | 140 | 27.5879543 |
| 29 | 0.12387572 | 127 | 140 | 27.5879543 |
| 30 | 0.12179363 | 127 | 140 | 27.5879543 |
| 31 | 0.11981311 | 127 | 140 | 27.5879543 |
| 32 | 0.11792617 | 127 | 140 | 27.5879543 |
| 33 | 0.11612567 | 127 | 140 | 27.5879543 |
| 34 | 0.11440519 | 116 | 127 | 33.0682309 |
| 35 | 0.11275899 | 116 | 127 | 33.0682309 |
| 36 | 0.11118186 | 116 | 127 | 33.0682309 |
| 37 | 0.10966911 | 116 | 127 | 33.0682309 |
| 38 | 0.10821648 | 116 | 127 | 33.0682309 |
| 39 | 0.10682008 | 116 | 127 | 33.0682309 |
| 40 | 0.10547637 | 116 | 127 | 33.0682309 |

Tableau II.1 : Calcul du diamètre de la tuyauterie

NB : Le diamètre Φ 116 x 127 ne se fait plus sur le marché, la vitesse correspondante à Φ 152 x 165 est inférieure à 25 m/S donc le diamètre Φ 127 x 140 est retenu pour la tuyauterie.

II.2) Les pertes de charge

L'efficacité et le rendement des unités de production dépendent beaucoup de la pression d'arrivée de la vapeur. Cette dernière est fonction de la longueur de parcours (les pertes de charge linéaires), des accidents de parcours (les pertes de charge singulières).

Le calcul des pertes dépend de la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent). Cette dernière dépend du nombre de

reynolds défini par $Re = 10^3 \cdot \frac{V \cdot d}{\mu}$

Où

V : vitesse du fluide, en m/s

d : diamètre de la conduite, en mm

μ = viscosité cinématique, en CST

II.2.1) Les perte de charge locales

La perte de charge due à un accident de parcours tel que coude, est donné :

$$\Delta P = K \frac{V^2}{2} \cdot \rho$$

où

ρ : masse volumique, en kg/m³

V : vitesse, en m/s

Le coefficient K est défini par la formule empirique de Weisbach[2]

$$K = \frac{\alpha}{90} \left\{ 0,134 + 1,847 \left(\frac{d}{2.R} \right)^{1,4} \right\}$$

:

Où

α : angle du coude

d : diamètre intérieur

R : rayon de courbure

II.2.2) Les pertes de charge linéaires

Les pertes de charge linéaires dépendent du diamètre d , de la longueur L , de la rugosité de la paroi, des caractéristiques du fluide.

L'expression générale de la perte de charge linéaire est donnée par :

$$\Delta P = \lambda \frac{V^2}{2} \rho \frac{L}{d}$$

Le coefficient λ dépend de la nature de l'écoulement. Il est donné

par la formule de Lees [2] suivante : $\lambda = 0,0072 + \frac{0,6104}{R_e^{0,75}}$

II.2.3) Les pertes de charge totales

Les pertes de charges totales sont la somme des pertes locales et des pertes de charges linéaires.

$$\Delta P = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L}{d} + \sum_i K_i \cdot \rho \frac{V^2}{2}$$

$$\Delta P = \rho \cdot \frac{V^2}{2} \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum_{\text{tot}} K_i \right)$$

Le tableau ci-dessous donne les résultats des calculs

| L(M) | V(M/S) | D/R | α (°) | K | ρ (KG/M ³) | ΔP (PA) LOCALE | λ | ΔP (PA) LINEAIRE | ΔP (PA) | PR (BAR) |
|--------|---------|-----|--------------|--------|-----------------------------|------------------------|-----------|--------------------------|-----------------|----------|
| 207.62 | 19.7763 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 1768.42 | 0.01161 | 22754.37 | 24522.79 | 11.7548 |
| 207.62 | 19.7763 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 1768.42 | 0.01161 | 22754.37 | 24522.79 | 11.7548 |
| 207.42 | 27.588 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 3441.41 | 0.01161 | 44238.09 | 47679.5 | 11.5232 |
| 207.42 | 27.588 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 3441.41 | 0.01136 | 43274.29 | 46715.7 | 11.5328 |
| 207.42 | 27.588 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 3441.41 | 0.01136 | 43274.29 | 46715.7 | 11.5328 |
| 207.42 | 27.588 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 3441.41 | 0.01136 | 43274.29 | 46715.7 | 11.5328 |
| 207.42 | 27.588 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 3441.41 | 0.01136 | 43274.29 | 46715.7 | 11.5328 |
| 207.42 | 27.588 | 7 | 90 | 0.1348 | 6.127 | 3441.41 | 0.01136 | 43274.29 | 46715.7 | 11.5328 |
| 207.32 | 33.0682 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 4944.47 | 0.01136 | 62144.61 | 67089.08 | 11.3291 |
| 207.32 | 33.0682 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 4944.47 | 0.01124 | 61486.92 | 66431.39 | 11.3357 |
| 207.32 | 33.0682 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 4944.47 | 0.01124 | 61486.92 | 66431.39 | 11.3357 |
| 207.32 | 33.0682 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 4944.47 | 0.01124 | 61486.92 | 66431.39 | 11.3357 |
| 207.32 | 33.0682 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 4944.47 | 0.01124 | 61486.92 | 66431.39 | 11.3357 |
| 207.32 | 33.0682 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 4944.47 | 0.01124 | 61486.92 | 66431.39 | 11.3357 |
| 207.32 | 33.0682 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 4944.47 | 0.01124 | 61486.92 | 66431.39 | 11.3357 |
| 207.32 | 33.0682 | 7 | 90 | 0.1341 | 6.127 | 4944.47 | 0.01124 | 61486.92 | 66431.39 | 11.3357 |

Tableau II.2.3 : Calcul des pertes de charge

II.3 Epaisseur du calorifuge

L'épaisseur thermique des tuyauteries et des accessoires a pour buts :

- ◆ Protéger les travailleurs

La surface extérieure de la tuyauterie peut atteindre des valeurs très élevées et des brûlures sont à craindre en cas de contact direct avec la peau.

- ◆ réduire les pertes

La température du fluide transporté étant plus élevée que celle de l'ambiance, des déperditions thermiques ont lieu.

- ◆ Diminuer la condensation

Si le fluide transporté est de la vapeur, les déperditions provoquent la condensation d'une partie de la vapeur. Les eaux ainsi produites sont néfastes pour la tuyauterie (risque de corrosion, coup de bélier). Une bonne isolation thermique permet de diminuer le nombre et l'importance des points de purge.

II.3.1 Epaisseur suffisante du calorifuge

La vapeur doit arriver au point de raccordement au moins à 11 bars

$$\text{Soit } x = \frac{l}{2\lambda_c} \times \ln\left(\frac{d_e + 2 \times t}{d_i}\right) = \frac{l}{h_c(d_i + 2t)}$$

$$\text{Et } Y = \frac{\pi L_c X (t_m - t_{se})}{C}$$

Où

λ_c : coefficient de conductivité du calorifuge, en W/m, °C

d_e : diamètre extérieur de la tuyauterie, en m

t : épaisseur du calorifuge, en m

t_{se} : température extérieure à la surface de la tuyauterie, en °C

t_m : température moyenne de fluide, en °C

h_e : coefficient de transmission de chaleur entre le fluide de extérieur et la partie extérieure, en W/m², °C

C : perte de chaleur, en W

L_c : longueur fiche de tuyauterie à calorifuge, en m

L'épaisseur suffisante de calorifuge est donnée par la première valeur de X supérieure à Y.

II.3.1.1 Calcul du coefficient λ_c

Le coefficient de conductivité du calorifuge dépend du matériau employé et de la température de la face chaude.

La laine de roche est utilisée comme calorifuge à la SONACOS EID.

λ_c est calculé à t_m .

Où

$$t_m = \frac{t_a + t_c}{2}$$

$$t_{se} = t - \Delta t$$

t_i = température du fluide, en °C

Δt : écart de température, en °C

Nous avons :

$$t_i = t_N = 184,96 - 2 = 182,90^\circ\text{C}$$

$$t_{se} = t_e + \frac{t_a - t_c}{10}$$

$$t_e = 25^\circ\text{C}$$

$$t_{se} = 25 + \frac{184,96 - 25}{10} = 40,996^\circ\text{C}$$

$$t_m = \frac{40,996 + 182,96}{2}$$

$$t_m = 111,972$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{à } 100^\circ\text{C}, \lambda_c = 0,062 \\ \text{à } 200^\circ\text{C}, \lambda_c = 0,09 \end{array} \right.$$

D'où $\lambda_c = 0.0625$ à 111.972°C (par interpolation)

II.1.2) Coefficient de transmission de chaleur h_c

Le coefficient de transmission de chaleur h_c dépend de l'état de la surface et de la vitesse du vent. Il est donné par la formule empirique suivante :

$$H_c = 6 + 4V_e \left(\frac{t_a + 273,15}{t_s + 273,15} \right)$$

Où

V_e : vitesse de l'air, en m/s

Nous avons :

$$V_e = 1 \text{ m/s}$$

$$T_{se} = 25^\circ\text{C}$$

$$H_c = 6 + 4 \left(\frac{40,996 + 273,15}{25 + 273,15} \right)$$

$$H_c = 10,215 \text{ W/m, } ^\circ\text{C}$$

II.3.1.3 Pertes de chaleur C :

La quantité de chaleur C perdue est fonction du débit de vapeur et de la chute d'enthalpie entre la chaudière et le point de raccordement. La chute d'enthalpie est fixée à priori par la pression minimale d'arrivée au point de raccordement.

Nous avons :

$$I = 2,22 \text{ kg/S}$$

$$PN = 12,36 \text{ bars} \Rightarrow h_N = 2785,95 \text{ KJ/kg}$$

$$Pr = 10 \text{ bars (point de raccordement)} \Rightarrow h_r = 2777,5 \text{ KJ/kg}$$

La chute d'enthalpie est définie par $\Delta q = h_N - h_r$

$$\Rightarrow \Delta q = 2785,95 - 2777,5 = 8,45 \text{ KJ/kg}$$

La quantité de chaleur C perdue est donnée par :

$$C = I \cdot \Delta q$$

$$C = 18759 \text{ W}$$

II.3.1.4 Longueur fictive de tuyauterie à calorifuger :

Cette longueur fictive dépend du nombre de suspensions, patins, de la longueur droite de tuyauterie ; t elle est donnée par :

$$L_c = L + \sum_{i=1}^n l_{m_i}$$

Où

L = longueur droite de la tuyauterie, en m

l_{fic} : longueur "fictive" de tube normalement calorifugé tenant compte des déperditions dans les organes calorifugés (clapets, patins, suspensions, etc;) en m.

La distance maximale entre suspensions, patins est 5,0 m. Cette valeur est tirée de [2].

Le tableau suivant donne le nombre de suspensions, patins, guidages et points fixes.

| DIAMETRE DN (MM) | SUSPENSIONS | PATINS | GUIDAGES | POINTS FIXES |
|------------------|-------------|--------|----------|--------------|
| 125 | 38 | 11 | 28 | 12 |

Tableau II.3.14 : nombre de suspensions, patins, guidages et points fixes sur le tracé de la tuyauterie

Nous avons [1] :

$L_{nc} = 0,5\text{m}$ pour suspension

$L_{fc} = 1,5\text{m}$ pour patin

$L_{fc} = 0,6\text{ m}$ pour vanne, $L = 205.92\text{ m}$ et $L_c = 259,608\text{ m}$

Le tableau ci-dessous donne les valeurs de X et Y

| E (M) | HE | λ | λ | X | Y | C (W) |
|-------|--------|-----------|-----------|--------|-----------|----------|
| 0,01 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 1,6797 | 6,2140404 | 29544,33 |
| 0,02 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 2,554 | 6,2140404 | 19430,47 |
| 0,03 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 3,3426 | 6,2140404 | 14846,72 |
| 0,04 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 4,0606 | 6,2140404 | 12221,46 |
| 0,05 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 4,7196 | 6,2140404 | 10514,9 |
| 0,06 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 5,3286 | 6,2140404 | 9313,195 |
| 0,07 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 5,8946 | 6,2140404 | 8418,963 |
| 0,08 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 6,4232 | 6,2140404 | 7726,061 |
| 0,09 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 6,9192 | 6,2140404 | 7172,302 |
| 0,1 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 7,3862 | 6,2140404 | 6718,812 |
| 0,11 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 7,8275 | 6,2140404 | 6340,032 |
| 0,12 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 8,2467 | 6,2140404 | 6018,456 |
| 0,13 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 8,6432 | 6,2140404 | 5741,685 |
| 0,14 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 9,0218 | 6,2140404 | 5500,689 |
| 0,15 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 9,3834 | 6,2140404 | 5288,731 |
| 0,16 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 9,7294 | 6,2140404 | 5100,679 |
| 0,17 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 10,061 | 6,2140404 | 4932,558 |
| 0,18 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 10,379 | 6,2140404 | 4781,235 |
| 0,19 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 10,686 | 6,2140404 | 4644,21 |
| 0,2 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 10,981 | 6,2140404 | 4519,46 |
| 0,21 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 11,265 | 6,2140404 | 4405,332 |
| 0,22 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 11,54 | 6,2140404 | 4300,463 |
| 0,23 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 11,805 | 6,2140404 | 4203,713 |
| 0,24 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 12,062 | 6,2140404 | 4114,129 |
| 0,25 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 12,311 | 6,2140404 | 4030,901 |
| 0,26 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 12,553 | 6,2140404 | 3953,34 |
| 0,27 | 10,221 | 0,0625 | 50,79 | 12,787 | 6,2140404 | 3880,854 |

Tableau II.3.1 : Calcul de l'épaisseur suffisante de calorifuge

Le tableau ci-dessus montre qu'une épaisseur de 80 mm est suffisante pour le calorifuge.

II.3.2) Epaisseur optimale de calorifuge

On ne peut augmenter à loisir l'épaisseur du calorifuge pour des raisons économiques évidentes. Un calorifuge épais coûte plus cher et nécessite un caniveau plus important. L'épaisseur économique correspond aux dépenses totales (investissements + coût des déperditions annuelles les plus basses.

La SONACOS EID dispose :

- ◆ une épaisseur 50 mm
- ◆ une épaisseur 100 mm

Notre choix final de l'épaisseur optimale sera axé sur ces deux derniers.

II.3.2.1 Coût du calorifuge

La démarche exposée est tirée du livre intitulé : la vapeur d'eau industrielle de R. Positello •

Pour une tuyauterie isolée :

$$S = 11.(d_e + 2.e)L.c$$

Le prix du calorifuge est :

II.3.2.2) Coût de l'exploitation

Soit h le nombre d'heures de fonctionnement annuel et x_f le prix du KWh, le coût annuel de la vapeur perdue est :

$$E = X_f \cdot H \frac{C}{1000} \text{ où } C \text{ est la quantité de chaleur perdue.}$$

Nous avons :

$$X_f = 25 \text{ F CFA}$$

$$H = 7320 \text{ h (305j)}$$

II.3.2.3 Coût annuel de l'installation

$$C = E + I$$

$$C = K.p [11(d_e + 2.e) + 11] + X_f \cdot H \frac{C}{1000}$$

Le tableau ci-dessous donne les résultats des calculs.

Courbe de l'investissement annuel en fonction de l'épaisseur du calorifuge

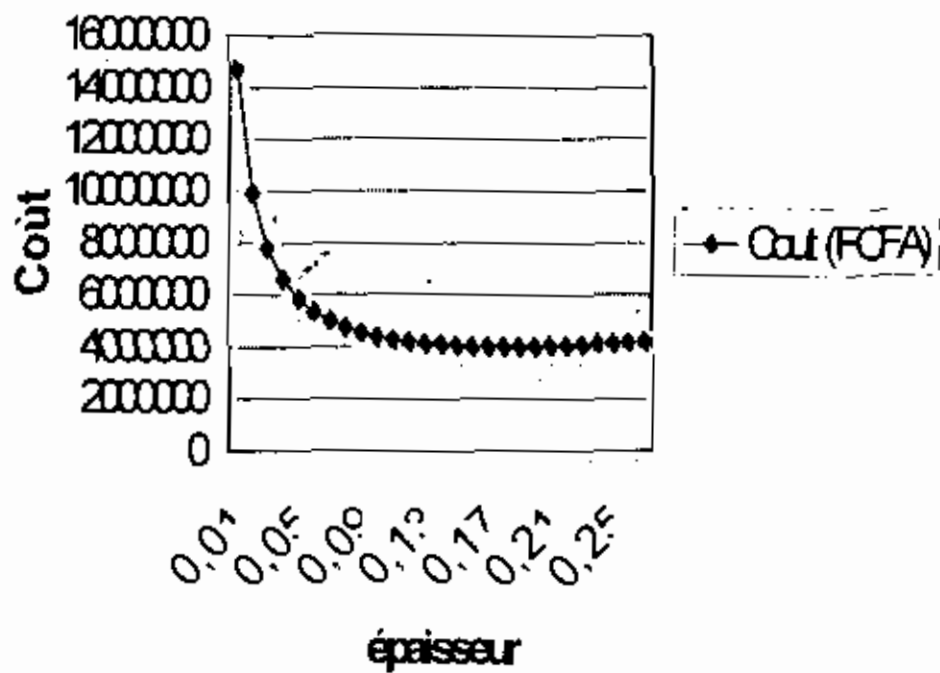


Figure II.1 : Choix de l'épaisseur économique du calorifuge
(e(laine roche + tôle aluminium).

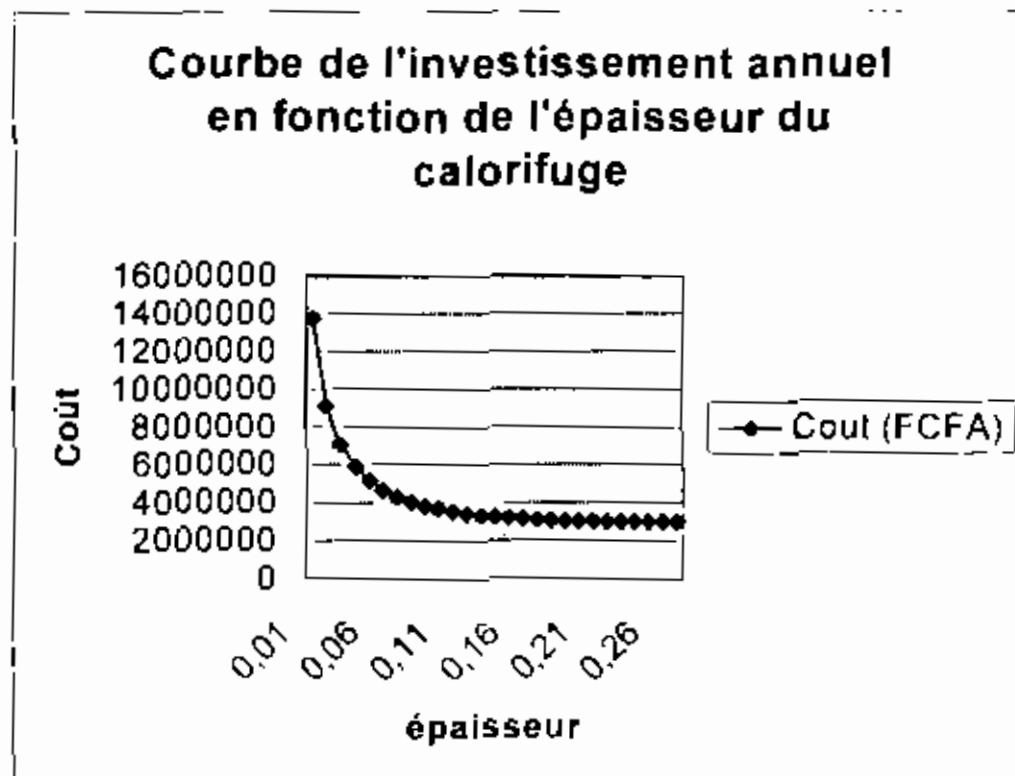


Figure II.2 : Choix de de l'épaisseur économique de calorifuge (laine roche + tôle galvanique)

Les figures précédentes montrent qu'une épaisseur de 100 mm en laine roche (avec tôle galvanique) est plus économique qu'une de 50 mm,

II.3.3 Vérification des hypothèses

Les valeurs de t_{sc} et h_r ont été supposées ou calculées par des formules empiriques

ϕ 127 x 140 et $e = 100$ mm

D'après la figure précédente $C = 17600,98 \text{ w}$

$$h_r = h_N - \frac{C}{l}$$

$$C_2 = 2\pi l_c h_c d_c (t_w - t_c)$$

$$t_w = t_c + \frac{C}{2\pi l_c h_c d_c}$$

$$t_w = 25 + \frac{17600,98}{2 \cdot 110 \cdot 14,259 \cdot 608 \cdot 10,22}$$

$$t_w = 38,54^\circ\text{C}$$

$$h_c = 6 + 4 \cdot V_c \left(\frac{t_w + 273,15}{t_c + 273,15} \right)$$

$$\Rightarrow h_c = 10,43 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Les valeurs de h'_c et h'_r prouvent bien que les hypothèses sont satisfaisantes.

II.4 Choix des purgeurs

Le calorifugeage ne supprimant pas totalement les pertes thermiques, ces dernières se traduisent par une condensation de vapeur.

Cette quantité d'eau est collectée dans les tuyauteries au moyen de bouteilles de purge, et extraite de celles-ci au moyen de purgeurs, sans perte de vapeur vive.

Pour choisir un purgeur, il est nécessaire de connaître :

- ◆ les caractéristiques de la vapeur
- ◆ le débit d'eau condensé à évacuer

Pour les tuyauteries de vapeur, deux débits sont à considérer :

- ◆ Le débit de réchauffage des tuyauteries ;
- ◆ Le débit en régime établi ;

Le débit de réchauffage est le débit masse I_R de vapeur saturante nécessaire pour porter une canalisation de la température ambiante à la température de service. Il est donné par la formule suivante :

$$I_R = \frac{P \cdot (T_1 - t_2) \cdot 0,114}{L} \cdot \frac{60}{T} \quad [4]$$

Où

P : poids du tube, en kg

L : longueur au tube, en m

t_2 : température de la vapeur, en °C

t_1 : température ambiante, en °C

T : temps de réchauffage, en mn

R_v : chaleur latente de vaporisation, en J/kg

Nous envisageons d'installer trois purgeurs sur la ligne de vapeur du by-pass (la distance maximale entre les points est comprise entre 60m et 100m [1]).

- ◆ Le premier purgeur sera installé au point A (annexe H)

Nous avons

$$t_2 = 25^\circ\text{C}$$

$$T = 6 \text{ mn}$$

$$\frac{p}{L} = 13,4 \text{ kg/m}$$

$$L = 26,42 \text{ m}$$

La valeur de $\left(\frac{(t_1 - t_2) \cdot 0,14}{L}\right)$ est donnée par les courbes de l'annexe

D

A $t_2 = 25^\circ\text{C}$ et une pression absolue de 12,236 bars alors :

$$\frac{(t_1 - t_2) \cdot 0,14}{L} = 0,092$$

$$I_{h1} = \frac{13,4 \cdot 26,42 \times 60 \cdot 0,0392}{6} = 138,7 \text{ kg/h}$$

◆ Le second purgeur sera installé au point B (voir annexe H)

Nous avons :

$$L = 99,5 \text{ m}$$

$$I_{h2} = \frac{13,4 \cdot 99,5 \cdot 60 \cdot 0,0392}{6} = 522,65 \text{ kg/h}$$

◆ le troisième purgeur sera installé au point C (voir annexe H)

$$L = 79 \text{ m}$$

$$I_{h3} = \frac{13,4 \cdot 79 \cdot 60 \cdot 0,0392}{6} = 414,97 \text{ kg/h}$$

En régime établi, seule la condensation de la vapeur due aux pertes thermiques du collecteur, est à évacuer. Son débit horaire :

$$I_h = 3,6 \cdot \frac{C}{r_v}$$

Où

C : chaleur perdue en W

r_v : chaleur latente de la vapeur, en KJ /Kg

Nous avons

$$C = 17600,98 \text{ w} \quad \text{d'après III 3.1.3}$$

$$r_v = 1986,7 \text{ KJ/kg}$$

$$I_h = 3,6 \cdot \frac{17600,98}{1986,7}$$

$$I_h = 31,9 \text{ kg/h}$$

En comparant le débit de réchauffage et le débit en régime établi, il ressort que ce dernier est de loin inférieur au débit de réchauffage.

Il s'ensuit que le purgeur doit répondre aux conditions limites c'est à dire doit pouvoir évacuer le débit de réchauffage.

Les courbes de l'annexe E donnent :

1^{er} purgeur : 1"/2 TD 3-2 LC

2^{ème} purgeur : 3"/4 TD 3-2

3^{ème} purgeur : 1"/2 TD 3 - 2

II.5) Contraintes mécaniques

Une tuyauterie contenant de la vapeur sera soumise à des contraintes mécaniques dues à

- ◆ à la pression de la vapeur
- ◆ à la dilatation de la tuyauterie
- ◆ au poids de la tuyauterie
- ◆ au vent

La méthode utilisée pour le calcul des contraintes mécaniques est celle exposée dans [1].

En plus des lyres, les coudes existants dans le tracé de la tuyauterie (cf annexe [F]) absorbant les dilations occasionnées par les diverses élévations de température. Ces dilations occasionnent des réactions aux points d'ancrage.

II.5.1/ Contraintes dans les lyres de dilatation

Pour compenser l'allongement d'une tuyauterie, on peut utiliser les coudes formés dans le tracé de la tuyauterie ou bien utiliser des lyres de dilatation si les dilations sont très importantes

Trois lyres de dilatation sont utilisées dans le tracé de la tuyauterie du by-pass entre Raffinage et Rond-point (voir annexel)

Le dilatation à absorber par la tuyauterie entre les points d'ancrage est due à une élévation de la température de 25°C à 184,96°C

Pour l'acier au carbone est donnée par : $\Delta = \Delta / 184,96 - \Delta / 25^\circ\text{C}$

où

$\Delta / 184,96$ est la dilatation de la longueur L à 184,96°C

et $\Delta / 25$ est la dilatation de la longueur L à 25°C

♦ la réaction F est donnée par :

$$F = \frac{\Delta \cdot E \cdot I}{f \cdot R^3} \quad (\text{cf annexe H})$$

Où Δ = dilatation de la tuyauterie, en mm

E = module d'élasticité longitudinale, en kgf/mm²

I = moment d'inertie, en mm⁴

Rayon : rayon moyen de cintrage des coudes, en mm

f: coefficient de correction

Les valeurs de R, β et K sont tirées de l'annexe I

R = 7d, $\beta = 0,914$ et K = 0,7

Le coefficient f est donné par : $f = \frac{39,88}{k} \cdot \frac{129,2}{n \cdot k^2 + 4,71 \cdot k}$

Où $n = \frac{l_1 + l_2}{2R}$ et $l_1 = l_2 = \frac{1 - 2,83 \cdot R}{2}$

♦ le moment résistant à l'encadrement de droite :

$$n = \frac{l_2}{d}$$

Et Le moment résistant M_0 à l'extrémité de la tuyauterie, en bas de la branche verticale :

$$M_0 = C \frac{E.I.\Delta_x}{d^2}$$

Où C est un coefficient donné dans l'annexe I en connaissant m et M/n

◆ Le moment de flexion M_ε au point ε à l'extrémité gauche de la branche horizontale :

$$M_\varepsilon = F_x \cdot L_2 - (F_y L_1 + M_0)$$

◆ Le moment de flexion M_η au point η :

$$M_\eta = F_x L_2 - (F_y \cdot R + M_0)$$

◆ Le moment de flexion M_μ au point, au bas du coude :

$$M_\mu = F_x L_2 - M_0$$

◆ Le moment de flexion S au point ρ :

$$M_\rho = M_0$$

◆ L'effort de flexion S_ε au point ε

$$S_\varepsilon = \frac{M_\varepsilon \cdot D/2}{I}$$

◆ L'effort de flexion au point η

$$S_\eta = \frac{\beta \cdot r \cdot M_\eta}{I}$$

Le tableau ci-dessous donne le résultat des calculs

| SOMMET I | F(KGF) | MO(KGF.MM) | M(KGF.MM) | SL(KGF/MM2) | S TOTAL |
|----------|--------|------------|-----------|-------------|---------|
| s1 | 71,36 | 45142 | 171175 | 2,659 | 3,657 |
| s2 | 108,2 | 52799 | 275150 | 4,274 | 5,272 |
| s3 | 320,7 | 59999 | 912288 | 14,17 | 15,17 |

Tableau II.5.1.1 :Calcul des efforts aux sommets

| POINT I | F(KGF) | MO(KGF.MM) | M(KGF.MM) | SL(KGF/MM2) | S TOTAL |
|---------|--------|------------|-----------|-------------|---------|
| 1 | 71,36 | 45142 | 171175 | 0,701 | 1,7 |
| 2 | 108,2 | 52799 | 275150 | 0,82 | 1,819 |
| 3 | 320,7 | 59999 | 912288 | 0,932 | 1,931 |

Tableau II.5.1.2 :calcul des efforts aux encrages

II.5.2 Calcul des efforts dans les coudes

Dans une tuyauterie de vapeur, les deux branches du coude se dilatent proportionnellement à leur longueur et que les réactions se répercutent sur les points d'encrage.

Soit L_1 la longueur de la branche la plus longue du coude et L_2 celle de la branche la plus courte (voir annexe I)

◆ Longueur de partie droite l_1

$$l_1 = L_1 - R$$

◆ Longueur de la partie droite l_2

$$l_2 = L_2 - R$$

◆ Dilatation ou linéaire Δx :

$$\Delta_x = \Delta_{21} / 187,84 - \Delta_{11} / 25^\circ\text{C}$$

où

$\Delta_{21} / 189,84$: dilatation de longueur L_1 à la température $189,84^\circ\text{C}$

$\Delta_{11} / 25^\circ\text{C}$: dilatation de la longueur L_2 à la température 25°C

◆ Forces de réaction F_x et F_y aux points d'ouvrage

$$F_x = f_x \cdot \frac{EI \Delta_x}{d^3}$$

$$F_y = f_y \cdot \frac{EI \Delta_x}{d^3}$$

Où les coefficients f_x et f_y sont données par les courbes de l'annexe I connaissant m et n

Les valeurs de m et n sont données par :

$$m = \frac{l_1}{d}$$

$$M_0 = C.F.R$$

Où C est un coefficient donné par $C = \frac{8,04}{nk + 4,71}$

◆ le moment de flexion M au sommet du coude :

$$M = 3,415.F.R - M_0$$

◆ l'effort longitudinal S_e dû à la flexion au sommet du col de cygne

:

$$S_e = \beta \frac{M_0.r}{l}$$

◆ l'effort longitudinal S_f dû à la flexion au sommet du col de cygne

:

$$S_f = \beta \frac{M.f}{l}$$

◆ l'effort longitudinal S_p dû à la pression interne :

$$S_p = \frac{P \times d^2}{de^2 - d^2}$$

Où

S_p en kgf/mm^2

P : pression interne, en kgf/mm^2

d : diamètre intérieure, en mm

de : diamètre extérieur, en mm

•L'effort dû à la pression

$$Sp = \frac{pd^2}{d_i^2 - d^2}$$

Le tableau ci-dessous donne les résultats des calculs précédents

| POINT I | SL _ε (KGF/MM ²) | SL _η (KGF/MM ²) | SL _ρ (KGF/MM ²) | SP (KGF/MM ²) | S TOTAL |
|---------|--|--|--|---------------------------|----------------|
| 1 | 3,7293 | 2,80497 | 3,83493 | 0,9988 | 4,83369 |
| 2 | 5,7145 | 4,01533 | 5,71449 | 0,9988 | 6,71324 |
| 3 | 1,7774 | 1,40324 | 1,79103 | 0,9988 | 2,78979 |

Tableau II.5.2 : Calcul des efforts aux encrages est la pression à l'intérieur du tube, en kgf/mm²

II.5.3) Calcul de l'effort maximal dans la tuyauterie

L'effort maximal dans la tuyauterie est donné par la superposition des contraintes au niveau de chaque point.

Le tableau ci-dessus est un tableau récapitulatif des efforts au niveau de chaque point.

L'effort maximal est : S_{max} = 15.168 hbars.

Les nuances utilisées sont A 42 (NF A36-205) et A 550 AP (NF A36-207) dont leur limite d'élasticité à 0.002 est respectivement 191 Mpa et 295 Mpa.

Soit x le coefficient de sécurité. Il est défini par : $x = \frac{S_{max}}{R_{pu}}$

$$x=1,26$$

II.6) Calcul de pertes de charges en tenant compte des lyres installés

Le calcul des pertes de charge dans cette partie tient compte de l'utilisation des trois lyres dans le tracé de la tuyauterie.

La méthode de calcul est la même que celle exposée dans la deuxième partie de ce chapitre.

Les résultats des calculs sont dans le tableau ci-dessous :

| α | K | V | ρ | d | Re | λ | L | Δp local | Δp linéaire | Δp totale |
|----------|-------|-------|--------|------|---------|-----------|--------|---------------------|------------------------|----------------------|
| 90 | 0,134 | 27,59 | 6,359 | 0,12 | 1544925 | 0,0114 | 226,50 | 0,062 | 0,4904 | 0,5521 |
| 180 | 0,268 | | | | | | | | | |

Tableau II.6.1 : Calcul des pertes de charge après installations des lyres de dilatation

Chapitre III : Bilan énergétique des turbines, des condenseurs et des chaudières

Introduction

D'une manière générale, la vapeur d'eau est produite en portant en ébullition une quantité d'eau dans un récipient. Cette vapeur d'eau est employée dans diverses applications industrielles.

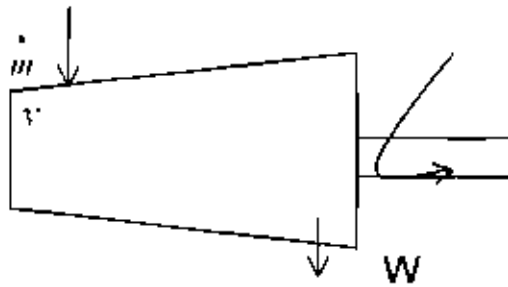
A la SONACOS EID, la vapeur produite par les chaudières est utilisée à la fabrication (décorticage, presserie, raffinage, savonnerie, Extraction, Detox) et aux turbines pour la production d'électricité. La vapeur après sa détente, est introduite dans un condenseur.

Dans ce chapitre, il sera question de faire le bilan énergétique des turbines, condenseurs, chaudières et déterminer le rendement de ces derniers

III.1 Bilan et rendement énergétiques des turbines

III. 1 Bilan énergétique

Une turbine est un appareil qui grâce à la vitesse acquise par un fluide moteur permet de faire tourner un arbre pouvant entraîner lui-même un autre appareil (alternateur par exemple)



Le bilan énergétique donne : $W = \dot{m}(h_2 - h_3) + W_{pe}$

Où

\dot{m} : débit de vapeur à l'entrée de la turbine

W : puissance mécanique fournie par la turbine

W_{pe} : puissance perdue

III 1.2 Rendement des turbines

Toute la quantité de chaleur reçue par les turbines n'est pas utilisée pour produire de l'énergie électrique ; une partie est emportée avec la vapeur, et une autre partie est perdue dans les fuites. Dans cette rubrique, il sera question de déterminer le rendement effectif des turbines et le rendement de l'installation turbo-génératrice

III.1.2.1 Rendement brut des turbines

Le rendement brut est le rendement obtenu en négligeant les fuites, les irréversibilités et en supposant les liaisons mécaniques parfaites.

Il est défini par : $\eta_r = \frac{W_t}{Q_0}$

Où

η_r : rendement théorique

W_t : travail produit par la détente de la vapeur

Q_0 = quantité de chaleur fournie par la chaudière

Le travail produit par la turbine est défini par : $W_t = h_{3'} - h_4$

Où

$h_{3'}$: enthalpie de la vapeur à l'entrée de la turbine, en KJ/kg

h_4 : enthalpie de la vapeur à la sortie de turbine, en KJ/Kg

La quantité de chaleur fournie par la chaudière est définie par :

$$Q_0 = h_3 - h_2$$

Où

h_3 : enthalpie de la vapeur à la sortie de la chaudière, en KJ/kg

h_2 : enthalpie de la vapeur à l'entrée de la chaudière, en KJ/kg

III.1.2.2 Rendement effectif absolu de la turbine

Le rendement effectif absolu de la turbine est défini par :

$$\eta_e = \eta_d \cdot (1 - \xi_f) \cdot \eta_m \cdot \eta_c$$

où

η_d : rendement de la détente

ξ_f : coefficient de fuite

Toute la quantité $(h_3' - h_4)$ n'est utilisée à cause de l'irréversibilité du système. Le rendement de la détente dépend du débit en volume de vapeur, du rapport d'admission à la pression d'échappement, de l'humidité de vapeur. Le rendement de la détente est défini par :

$$\eta_d = \frac{W_1}{W_1'}$$

W_1 : travail disponible

Ce rendement est généralement compris entre 0,80 et 0,92 [3].

Le coefficient ξ_f tient compte des fuites de vapeur à travers les joints au bout d'arbre de la turbine et les joints organes distributeurs de vapeurs.

La valeur de ξ_f dépend de la pression de la vapeur et de la puissance de la turbine.

III.1.2.3 Rendement électrique de l'installation turbo génératrice

III.1.2.3.1 Rendement électrique relatif de l'installation turbo-génératrice

Le travail mécanique disponible sur l'accouplement entre la turbine et la turbo génératrice n'est pas entièrement converti en énergie électrique à cause de l'importance des générateurs électriques

Le rendement électrique relatif de l'installation turbo-génératrice est défini par :

$$\eta_{el} = \eta_g \cdot (1 - \xi) \eta_m \eta_d$$

où

η_g : rendement du générateur électrique. Il est compris entre 0,97 et 0,98 [3] (refroidissement à l'air) , 0,98 et 0,99 [3] (refroidisseur par hydrogène)

III.1.2.3..2 Rendement électrique de l'installation turbo-génératrice

Le rendement électrique absolu brut de l'installation turbo-génératrice est défini par :

$$\eta_x = \eta_t (1 - \xi) \eta_m \eta_g$$

III.1.2.3.2 Rendement absolu net de l'installation turbo-génératrice.

Pour déterminer le rendement absolu net de l'installation turbo-génératrice, on doit déterminer l'énergie nécessaire à l'entraînement de la pompe alimentaire.

De même que dans la turbine, on observe dans la pompe alimentaire des pertes dues à l'irréversibilité de la compression, des pertes dues aux fuites et des pertes mécaniques

III.1.2.3.2.1 Energie consommée par la pompe alimentaire

L'énergie consommée par la pompe alimentaire est définie par :

$$W_{elp} = \alpha_{al} \cdot k_p = \frac{h_2 - h_1}{\eta_p \cdot \eta_{ent}}$$

Où

α_{al} : quantité d'eau d'alimentation

η_p : rendement de la pompe, il est généralement compris entre 0,8 et 0,82 [3]

η_{ent} : rendement du dispositif d'entraînement

k_p : rapport de la pression de refoulement réelle de la pompe à la minimale

La valeur de k_p est compris entre 1,3 et 1,4,1 [3] .

III.1.2.3.2 Rendement électrique absolu net de l'installation turbo-génératrice

Le rendement électrique absolu net de l'installation turbo-génératrice est défini par :

$$\eta_{el net} = \frac{W_{el} - W_{el p}}{Q_u}$$

où

W_{el} : énergie disponible aux bornes de la turbo-génératrice

Tous les résultats des calculs précédents sont consignés dans le tableau ci-dessous.

| | | | | | | | | |
|-----------------|--------|--------|--------|--------|---------|--------|--------|--------|
| η_T | 0,3554 | 0,3554 | 0,3544 | 0,3573 | 0,35541 | 0,3554 | 0,3544 | 0,3554 |
| η_E | 0,273 | 0,273 | 0,2723 | 0,2745 | 0,27304 | 0,273 | 0,2723 | 0,273 |
| $\eta_{EL NET}$ | 0,2649 | 0,2649 | 0,2641 | 0,2662 | 0,26485 | 0,2649 | 0,2641 | 0,2649 |

Tableau III.1.1 : calcul des rendements de la turbine

III.1.2.3. Bilan exergetique

L'exergie est définie comme étant le travail maximal réversible que l'on peut tirer d'un courant de matière ou d'énergie lorsque celui ci est porté à l'équilibre avec l'environnement pris comme état de référence. Pour notre étude, l'atmosphère caractérise l'environnement, la température de référence est de 25°, la pression est égale à 1 atm.

L'équation bilan est définie par :

$$W = E_e - (E_s + E_p)$$

Où

E_e : exergie à l'entrée de la turbine

E_s : exergie à la sortie de la turbine

E_p : exergie perdue

W : exergie utile fournie par la turbine sous forme de travail

L'exergie thermomécanique est exprimée par :

$$E = (h - h_o) - T_o * (s - s_o) \quad (3.1)$$

Où

h, s : enthalpie et entropie du courant de matière à P et T

h_o, T_o : enthalpie et entropie du courant de matière à Po et To

P, T : pression et température du courant de matière

Po, To : pression et température de l'environnement

En prenant l'environnement comme référence, la relation (3.1) donne :

$$E = h - T_o * s$$

III.1.2.3 Rendement exergetique

Le rendement exergetique de la turbine est défini par :

$$\eta_{ex} = \frac{W}{E_j - E_d}$$

Le tableau ci-dessous donne le résultat des calculs

h_{e2}, h_{e1} = enthalpie de l'eau de refroidissement à la sortie et à l'entrée du condenseur.

Q_p : quantité de chaleur perdue.

III 2.2 Rendement du condenseur

III.2.2.1 Efficacité du condenseur

L'efficacité est définie comme étant le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible.

Notre méthode de calcul de l'efficacité du condenseur est basée sur la méthode du nombre d'unités de transfert (NUT) [5].

III.2.2.1.1 Calcul du NUT

Le groupement sans dimension KS/C_{min} est appelé nombre d'unités d'échange de l'appareil

C_{min} : chaleur spécifique minimale entre les deux fluides

K : le coefficient d'échange global

S : la surface d'échange

Le terme KS est défini par :

$$KS = \frac{\phi}{\Delta\theta_m}$$

Où

ϕ = flux de chaleur échangé

$\Delta\theta_m$ = différence moyenne de température logarithmique ou LMTD

en anglais.

Le flux de chaleur échangé dans un échangeur eau / vapeur est défini par :

$$\phi = \phi_r + \phi_c \quad [2]$$

où

ϕ_r = flux de chaleur de refroidissement

ϕ_c = flux de chaleur de condensation.

Le flux de chaleur de refroidissement est défini par :

$$\phi_r = 1,163(\theta_s - \theta) \times \dot{m} \quad [2]$$

où

\dot{m} = débit de vapeur à condenser, en KJ/ h

θ_s = température de la vapeur à la sortie du condenseur

θ_s = Température de la vapeur à l'entrée du condenseur.

Le flux de chaleur de condensation est définie par :

$$\phi_c = 0,278 \dot{m} L_v \quad [2]$$

où

L_v = chaleur latente de vaporisation

La différence moyenne logarithmique de température est définie par :

$$\Delta\theta_m = \frac{[(\theta_0 - \theta_1) - (\theta_1 - \theta'_0)]}{\log \frac{(\theta_0 - \theta'_0)}{(\theta_1 - \theta'_0)}}$$

où

θ'_0 = température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur

θ_1 = température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur

La facteur F est un facteur de correction, toujours inférieur à 1. IL dépend des températures d'entrée et de sortie des deux fluides.

La graphique de l'annexe N permet de déterminer F en fonction.

des rapports :

$$R = \frac{\theta_1' - \theta_2'}{\theta_3 - \theta_1} \text{ et } \Sigma = \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_3 - \theta_1}$$

III. 2.2..1.2 Calcul de l'efficacité E

L'efficacité est définie par :

$$E = (1 - \exp\left(\frac{-T \cdot C_{\max}}{C_{\min}}\right)) \cdot \left(\frac{C_{\max}}{C_{\min}}\right) \quad (\text{formule tirée du cours de}$$

chaleur)

Avec $T = 1 - \exp(-KS/C_{\min})$

Où

C_{\max} = chaleur spécifique maximale des deux fluides

Les résultats des calculs de l'efficacité de l'échangeur sont consignés dans le tableau ci-dessous

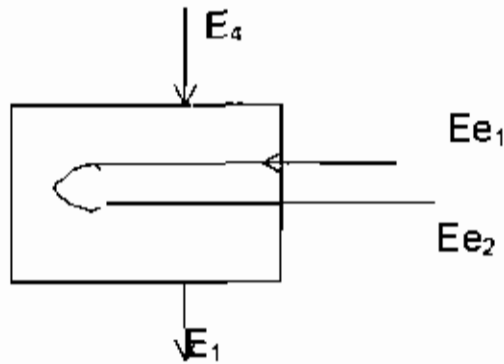
NB : Dans cette étude, les échangeurs sont à courants croisés et le fluide brassé est la vapeur.

| KS | C _{MAX} | C _{MIN} | T | C _{MAX} /C _{MIN} | E |
|----------|------------------|------------------|---|------------------------------------|----------|
| 313393,5 | 4,185 | 4,1796 | 1 | 1,001291 | 0,633412 |

Tableau III.2.1 : Calcul de l'efficacité du condenseur

III. 2.3 Bilan et rendement exergetiques

III.2.3.1 Bilan exergetique



Le bilan exergetique donne :

$$E_4 - E_1 = E_{e2} - E_{e1} + E_{QP}$$

Où

E_4, E_1 = exergetie de la vapeur à l'entrée et à la sortie du condenseur.

E_{e2}, E_{e1} = exergetie de l'eau de refroidissement à l'entrée et à la sortie du condenseur

E_{QP} = exergetie perdue

III.2.3.2) Rendement exergetique de condenseur

Le rendement exergetique du condenseur est défini par :

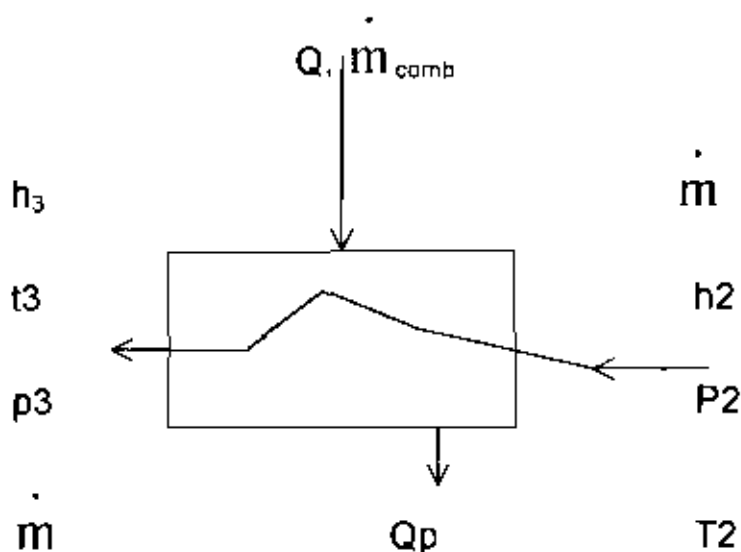
Le tableau ci-dessous donne le résultat des calculs

| | | | | | | | | |
|------------------|----------|-----------|----------|---------|--------|---------|---------|----------|
| E4 | -82,773 | -82,77304 | -78,7331 | -83,791 | -47,68 | -49,481 | -49,198 | -50,9051 |
| E1 | -2,425 | -2,425 | -2,425 | -2,425 | -2,325 | -1,6754 | -2,0388 | -2,0408 |
| Ee1 | -0,3508 | -0,3508 | -0,3508 | -0,3508 | -0,351 | -0,3508 | -0,3508 | -0,3508 |
| Ee2 | -4,596 | -4,596 | -4,596 | -4,596 | -4,596 | -4,596 | -4,596 | -4,596 |
| $\eta_{ex\ con}$ | 0,052838 | 0,052838 | 0,05563 | 0,0522 | 0,0936 | 0,0888 | 0,09002 | 0,08688 |

Tableau III.2.2 : Calcul du rendement exergetique du condenseur

III.3 Bilan et rendement énergétiques des chaudières

III.3.1 Bilan énergétique



Le bilan énergétique donne : $\dot{m}_{\text{comb}} \cdot Q \cdot \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) + Q_p$

Où

\dot{m} = Débit de vapeur

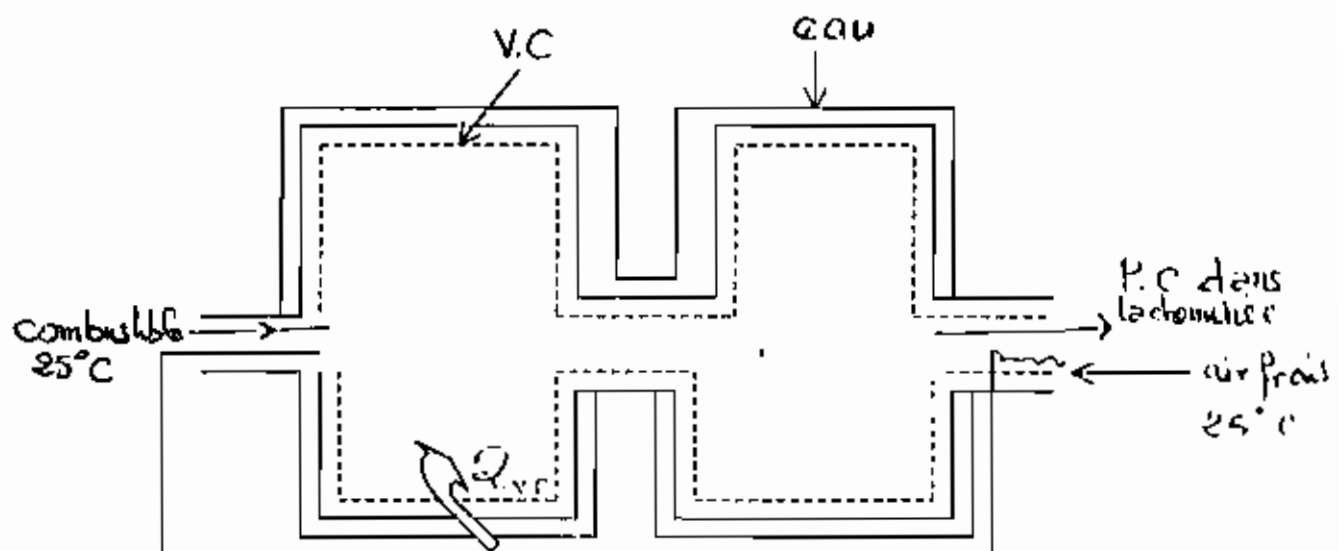
\dot{m}_{comb} débit de combustibles

Q_p = quantité de chaleur perdue

Q = Chaleur produite par la combustion par Kg de coke

III 3.2 Rendement des chaudières

Le rendement d'une chaudière est défini comme étant le rapport de l'énergie reçue et utilisée par l'eau sur la quantité de chaleur potentielle.



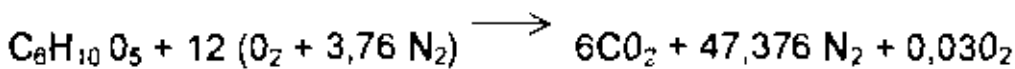
III.2.1 Rendement de la combustion

La combustion est une réaction au cours de laquelle il y a un échange d'électrons entre le combustible et le comburant.

Dans la plupart des réactions de combustion, le comburant n'est pas de l'oxygène pur mais de l'air généralement pris directement de l'atmosphère et supposé avoir une composition constante.

La coque d'arachide est utilisée comme combustible à la SONACOS EID.

L'équation de la combustion est donnée par :



$$\text{Soit } Q = \underbrace{\sum n_p h_{p,Tp}}_{\text{Produits de combust}^\circ} - \underbrace{\sum n_r h_{r,298}}_{\text{air+ combustible}}$$

$$Q = \sum n_p h_p \Big|_{298\text{K}} + \sum n_p \Delta h_p \Big|_{Tp} - \sum n_r h_r \Big|_{298\text{K}}$$

$$Q = \text{PCS} + n_{\text{CO}_2} \Delta h_{\text{CO}_2} \Big|_{298}^{Tp} + n_{\text{H}_2\text{O}} \Delta h_{\text{H}_2\text{O}} \Big|_{\text{Liquide à 298 K}}^{\text{Vapeur TP}}$$

$$Q = \underbrace{PCS + n_{CO_2} \Delta h \Big|_{298K}^{T_{p,298K}} + n_{H_2O} \left(h_{fg} / 298K + \Delta h \Big|_{\substack{\text{vapeur } T_p \\ \text{vapeur } 298K}} \right)}_{\text{PCI}}$$

Où

PCS = Pouvoir calorifique Supérieure d combustible

PCI = Pouvoir calorifique inférieur du combustible

$\Delta h_{CO_2} \Big|_{298K}^{T_p}$ = différence d'enthalpie

n_{H_2O} = nombre de moles d'eau

h_{fg} = chaleur de vaporisation à 298k

$\Delta h \Big|_{298K}^{T_p}$ = différence d'enthalpie de 298 K T_p de la fumée

Le rendement de la combustion est défini par :

$\eta_{\text{comb}} = \frac{\text{Energie produite dans la chaudière par les P et C}}{\text{pouvoir calorifique supérieur}}$

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{|Q_r|}{|PCS_r|}$$

III 3.2 Rendement de la chaudière

Le rendement de la chaudière est le rapport de l'énergie reçue et utilisée par l'eau sur l'input en combustible.

$$\eta_C = \frac{m(h_1^{h2o} - h_2^{h2o})}{m_{com} \times PCS}$$

Où

h_1^{h2o} , h_2^{h2o} = enthalpie de l'eau d'alimentation à la sortie et à l'entrée de la chaudière

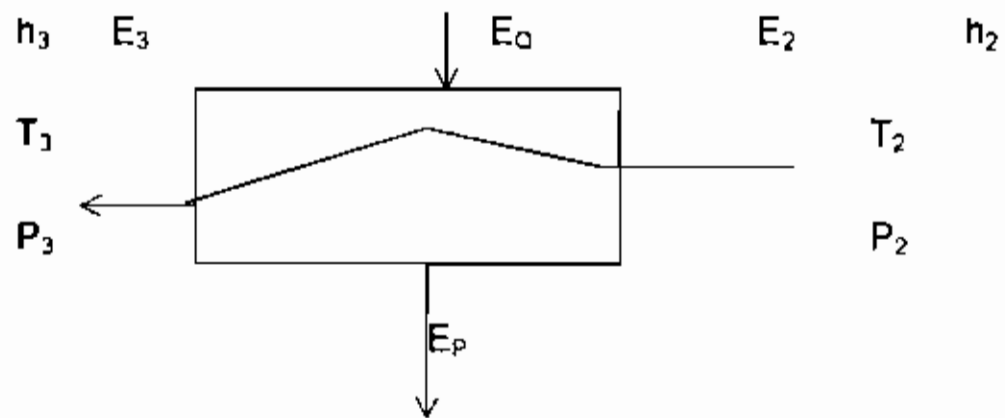
Les résultats des calculs précédents sont consignés dans le tableau ci-dessous.

| PCI(KJ/KG) | PCS(KJ/KG) | QVC(KJ/KG) | η COMB | η C |
|------------|------------|------------|-------------|----------|
| 4200 | 5292,45 | 3921,449 | 0,74095 | 0,8759 |

Tableau III.3.1: calcul des rendements de combustion et de la chaudière

III -3.4 Bilan et rendement exergetiques

III 3.4.1 Bilan exergetique



L'équation bilan donne : $EQ = (E_3 - E_2) + E_p$

Où

EQ : exergie de la chaleur fournie par la combustion à la température T_P

E_3 = exergie de la vapeur à la sortie de la chaudière

E_2 = exergie de l'eau alimentaire

E_p = exergie perdue

L'exergie de la chaleur est donnée par :

$$EQ = Q_c \times \left(1 - \frac{T_o}{T_p} \right)$$

Où

T_o = Température ambiante

III.3.4.2 Rendement exergetique

Le rendement exergetique de la chaudière est donnée par :

$$\eta_a = \frac{E_3 - E_2}{EQ}$$

Le tableau ci-dessous donne le résultat des calculs

| | | | | | | | | |
|---------------|--------|----------|------------|------------|-------|----------|--------|--------|
| E3 | 1330,5 | 1330,537 | 1330,537 | 1330,537 | 1331 | 1330,537 | 1330,5 | 1330,5 |
| E2 | 39,488 | 39,488 | 39,488 | 39,488 | 39,49 | 39,488 | 39,488 | 39,488 |
| EQ | 2758,6 | 2758,578 | 2758,57609 | 2758,57609 | 2757 | 2758,578 | 2758,6 | 2758,6 |
| η_{exch} | 0,3754 | 0,375396 | 0,37451366 | 0,37734442 | 0,375 | 0,375396 | 0,3745 | 0,3754 |

Tableau III.3.2 :calcul du rendement exergetique

III.2.4 Commentaires des résultats et choix de la pression finale de vapeur

Les rendements trouvés ne sont pas satisfaisant. Les rendements des turbines et des condenseurs dépendent principalement de la valeur du vide. La valeur du vide réalisée dans le condenseur influe considérablement sur l'économie thermique de la centrale. Les tableaux III.1.1 et III.2.1 montrent qu'en réduisant le vide du condenseur, on peut augmenter le rendement de l'installation.

A la SONACOS EID, l'eau de mer est utilisée pour la réfrigération. La quantité de chaleur échangée entre la vapeur et l'eau de réfrigération est donnée par :

$$Q = \dot{m}^*(h_d - h_1)$$

Le débit d'eau de réfrigération en kg d'eau par kg de vapeur à condenser au rapport de réfrigération est donné par :

$$\eta = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_c} = \frac{(h_d)}{h_{es} - h_{e1}}$$

d'une manière conventionnelle $\eta = \frac{h_d - h_1}{c_p^*(t_{e2} - t_{e1})}$ [3] (4.1)

Puis que la température du condenseur est $t_c = t_{es} + \delta t$

L'équation (4.1) peut être mise sous la forme :

$$t_c = t_{e1} + \frac{h_d - h_1}{\eta} + \delta t \quad (4.2)$$

La relation (4.1) montre que la température (la pression de condensation) dépend avant tout de la température initiale de l'eau de réfrigération et, par conséquent varie suivant la source et le système d'alimentation en eau,, ainsi que suivant la saison. Pour une eau de réfrigération à la même température initiale, le vide au condenseur dépend d'une manière substantielle du rapport de réfrigération. En règle

générale, le débit de l'eau de réfrigération est compris entre $\eta = 50$ et 60 kg /kg [3] pour toutes les centrales thermiques. Les tableaux ci-dessous donnent les valeurs du vide avec des températures d'entrée de l'eau de réfrigération de 23 et 26°c

| CP (KJ/KG) | δT | η | TE1 | T C | PC (BAR) |
|------------|------------|--------|-----|-----|----------|
| 4,185 | 5 | 50 | 23 | 28 | 0,0378 |

| CP (KJ/KG) | δT | η | TE1 | T C | PC (BAR) |
|------------|------------|--------|-----|-----|----------|
| 4,185 | 5 | 50 | 26 | 31 | 0,04496 |

Tableau III.2.3 : Calcul du vide optimal pour les températures de 23 et 26°c de l'eau de réfrigération

CONCLUSION

La satisfaction de la demande de vapeur dans les process est un souci majeur du service Energie.

Nos hypothèses, de même que les lignes de vapeur existantes nous ont permis de proposer un tracé du circuit vapeur de la nouvelle chaudière Wanson et du by-pass.

Nous avons ainsi proposé des diamètres de conduites permettant de véhiculer les besoins en pression et en débit au niveau des points d'utilisation.

Le choix des épaisseurs de calorifuge a été étudié en faisant une estimation des coûts d'investissement annuels.

Nous avons aussi vérifié si le diamètre choisi peut résister aux sollicitations

Pour ce qui est du bilan énergétique des turbines, des chaudières, le calcul des rendements exergetiques et énergétiques ont été faits

Pour ce qui est de la turbine et du condenseur, leurs rendements sont corollaires au vide dans le condenseur qui à son tour dépend en grande partie de la température de l'eau de réfrigération.

En ce qui concerne la chaudière, le rendement de la combustion et la chaudière ont été calculés.

De plus, d'autres facteurs externes, affectent le rendement ou l'efficacité du condenseur.

Tous ces facteurs sont interreliés et, de ce fait, nos recommandations doivent être toutes mises en pratique afin d'avoir une bonne installation (circuit vapeur de la nouvelle chaudière Wanson et du by-pass) et d'améliorer les rendements des turbines, des condenseurs et des chaudières

RECOMMANDATIONS

Pour avoir une bonne installation (circuit de la nouvelle chaudière Wanson et by-pass) et améliorer le rendement des turbines, des condenseurs, et des chaudières un certain nombre de dispositions sont à prendre dont quelques-unes sont ci-dessous :

- ◆ Installer une tuyauterie de diamètre DN 125 avec une épaisseur de calorifuge de 100 mm en laine roche de roche avec de la tôle galvanique.
- ◆ Respecter un écartement maximal de 4 m entre les supports de la tuyauterie pour éviter le flambement de cette dernière.
- ◆ Faire une analyse des cendres au niveau de la chaudière pour calculer le rendement de cette dernière avec une meilleure précision.
- ◆ Prendre périodiquement des mesures de débit de combustible en fonction de la charge pour avoir un rendement de la chaudière plus précis.
- ◆ Respecter une pente de 0,5 pour-cent vers les points de purge.
- ◆ Monter un débitmètre à l'entrée de la turbine et à l'entrée de tous les ateliers de fabrication pour connaître la charge de chaque atelier.
- ◆ Chlorer l'eau de réfrigération
- ◆ Maintenir la vitesse de l'eau de réfrigération inférieure à 1.5 m/s
- ◆ Placer des enduits d'étanchéité aux endroits dudgeonnés.

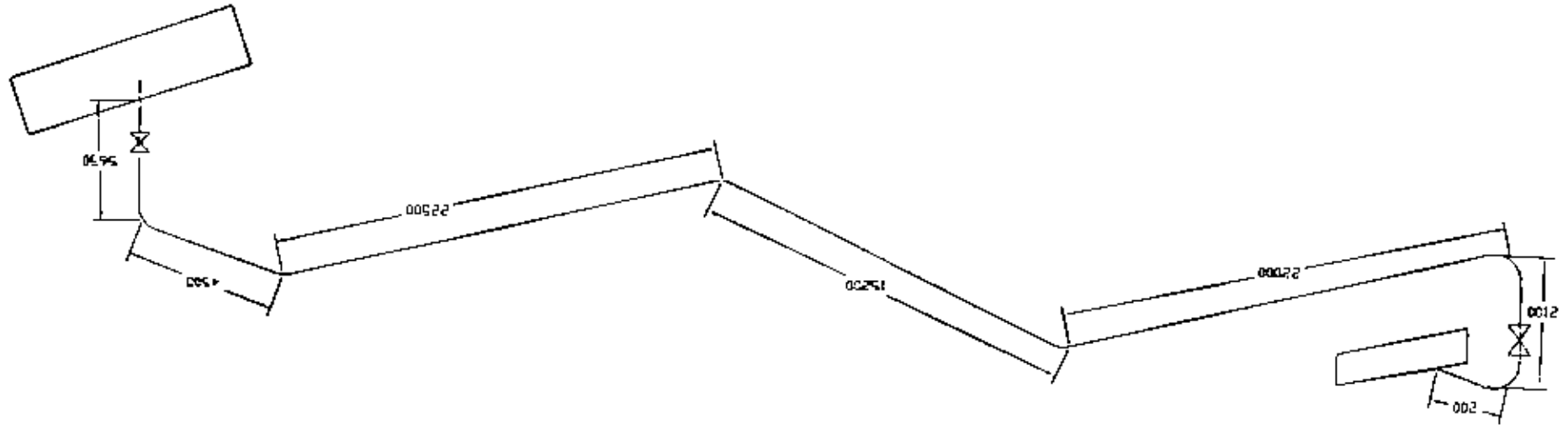
- ◆ Maintenir un vide dans le condenseur aux environs de 0.05 kgf/cm^2
- ◆ Assurer un débit de réfrigération de 50 kg d'eau environ par kg de vapeur
- ◆ Nettoyer le condenseur avec des billes de caoutchouc.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Robert POSITELLO, ingénieur du conservatoire National des Arts et des Métiers. La vapeur d'eau industrielle. Technique et Documentation Lavoisier, 1983
- [2] Compagnie Parisienne de Chauffage Urbain, guide technique de la vapeur d'eau. Technique et Documentation Lavoisier, 1979
- [3] TH.MARGOULOVA, les centrales nucléaires
- [4] SERSEG, Bureau d'étude
- [5] Paul Demba, Notes de cours de Plomberie industrielle. Ecole Supérieure Polytechnique de Thies
- [6] Banda Ndoye, Notes de cours de Transmission de chaleur, Ecole Supérieure Polytechnique de Thies

ANNEXE A

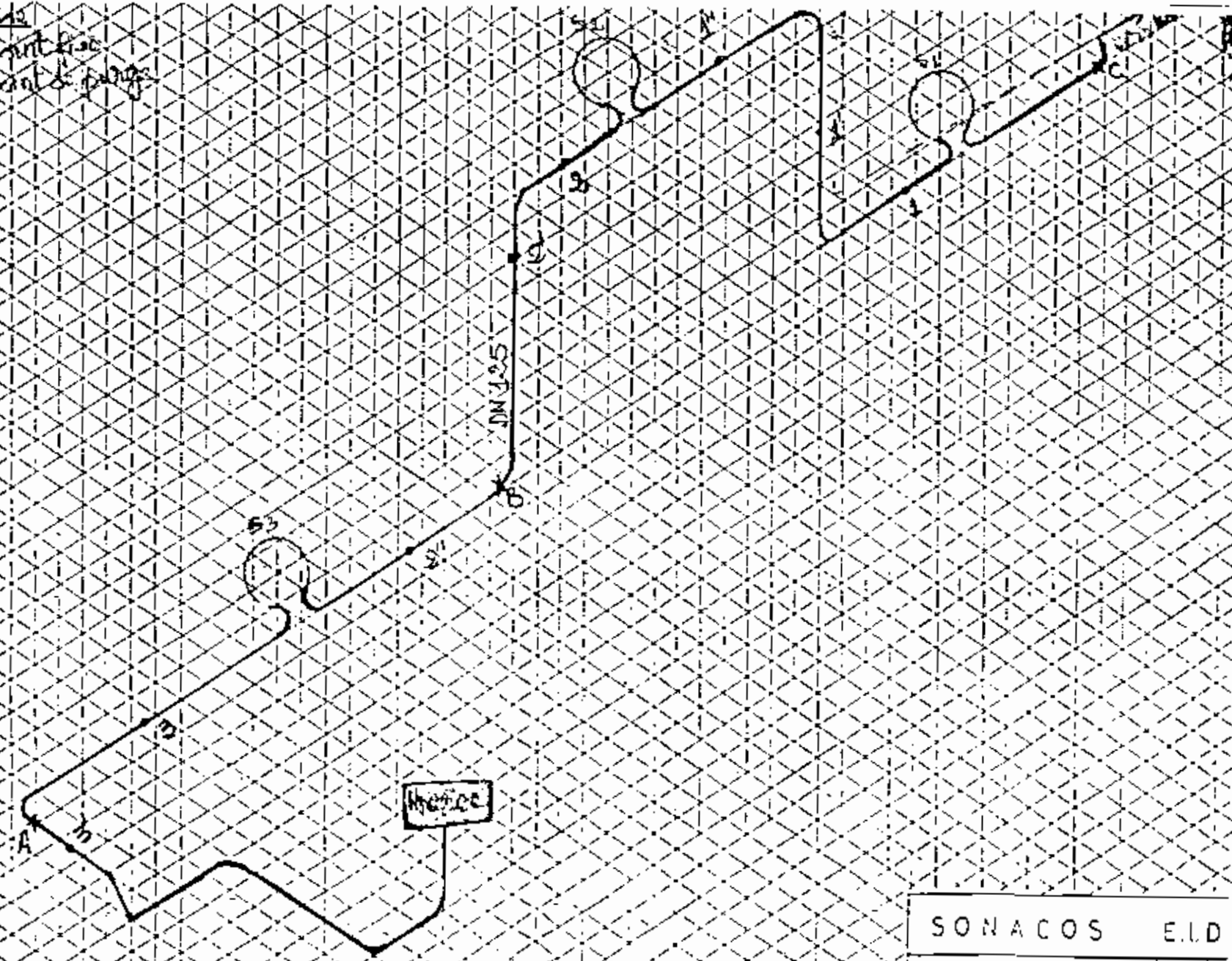
Tracé de la ligne de vapeur de la nouvelle chaudière Wanson



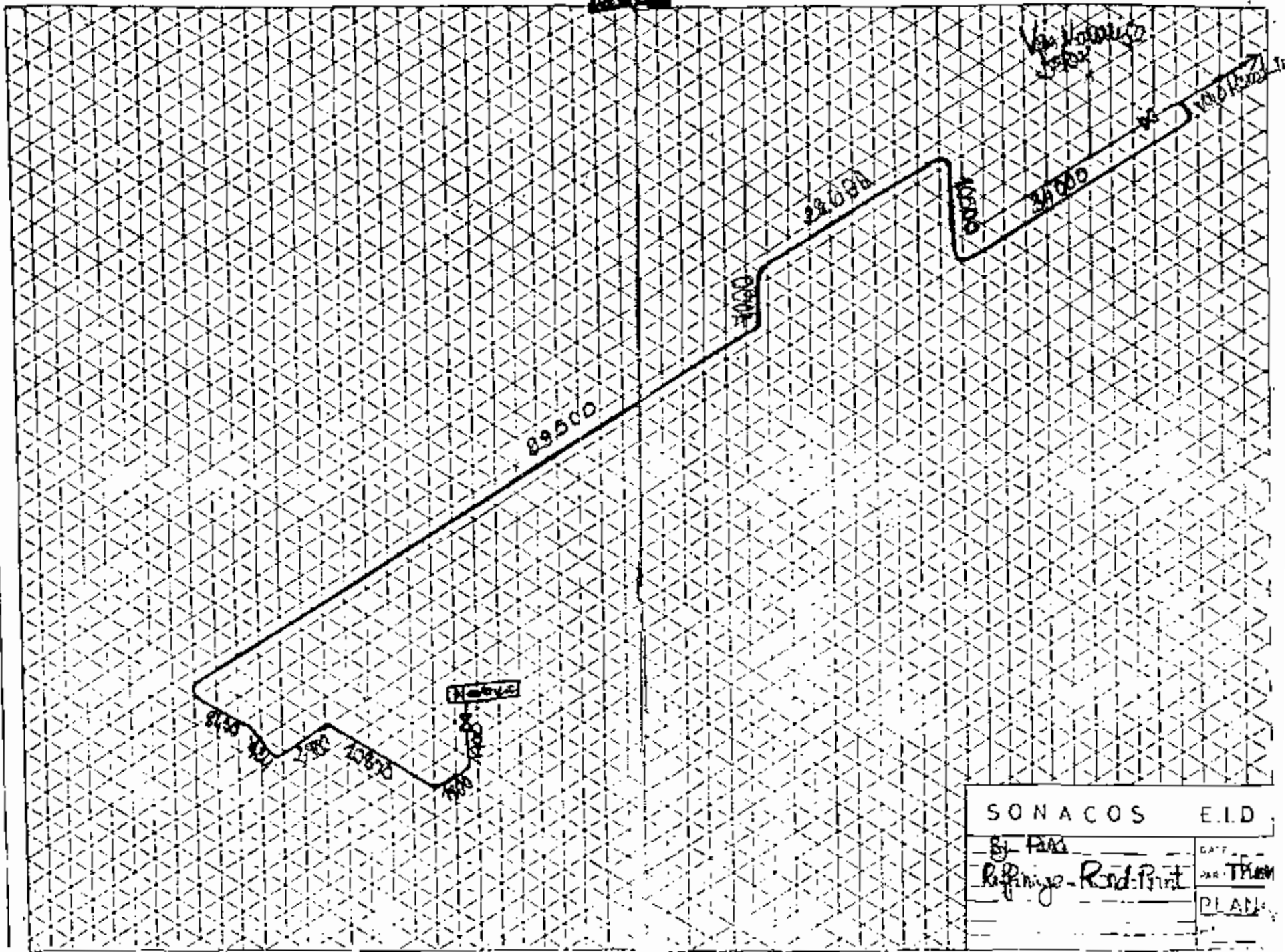
ANNEXE B

Pertes de charge dans les tuyauteries

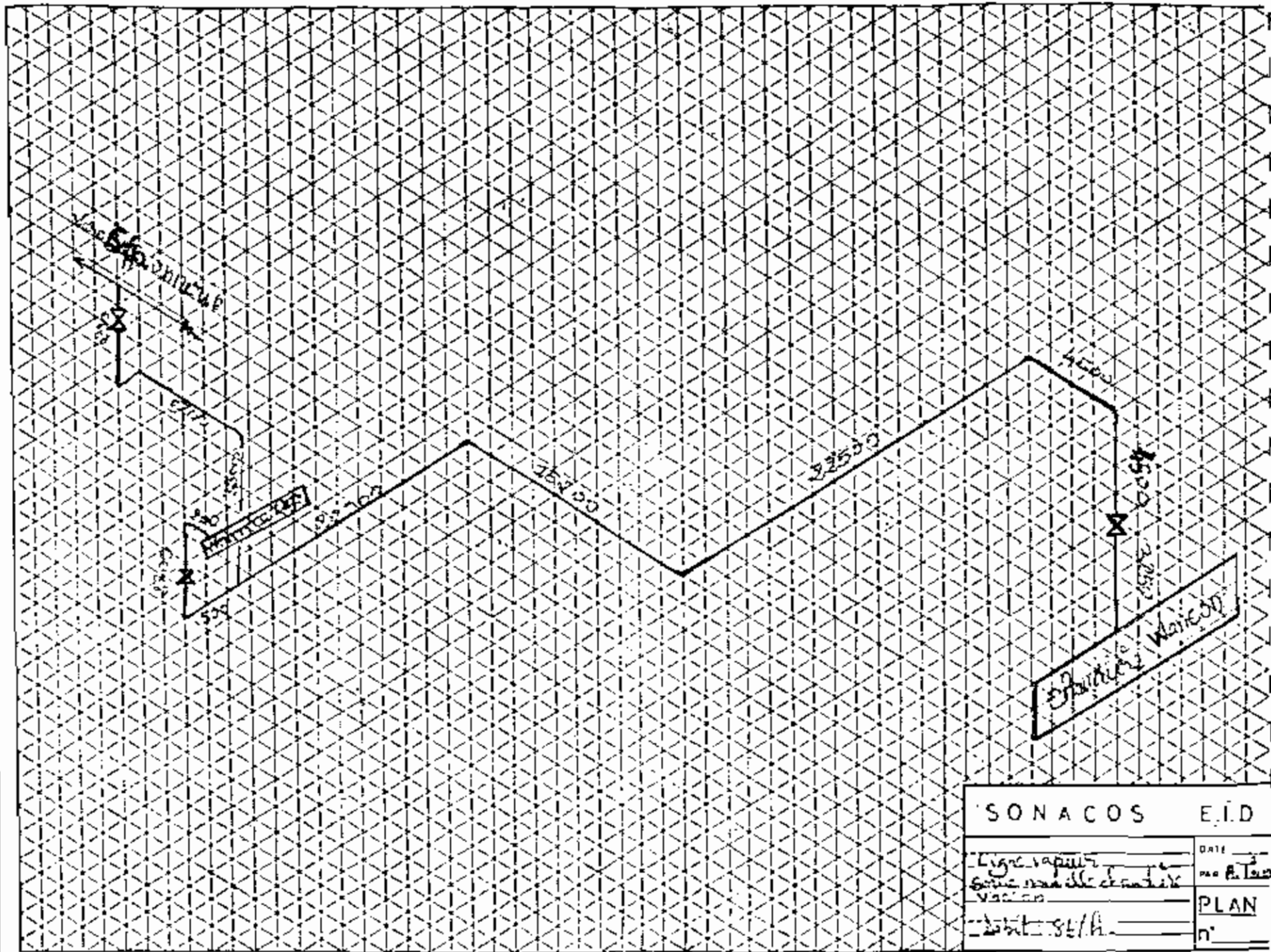
Locals
 • point line
 x point & plings



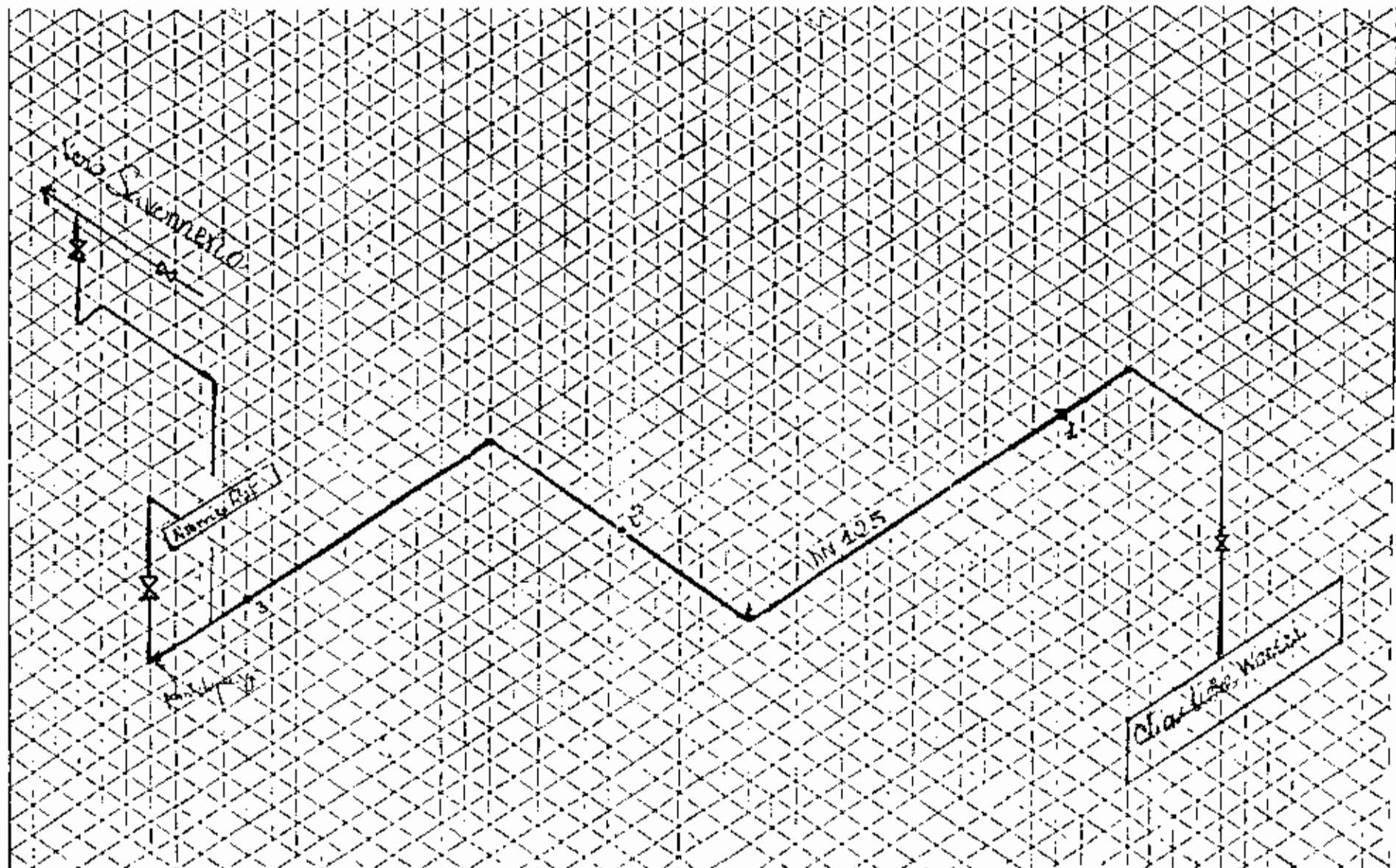
| | |
|--|--------------|
| SONACOS E.I.D | |
| Lugar de Separación de las partes de la zona (L. Part) | Date 1955 |
| PLAN | 1 |



| | | |
|---------------------|-----|-----------|
| SONACOS | | E.I.D. |
| By | PAK | DATE |
| Refuge - Road Point | | PAR. THAM |
| | | PLAN |



| | |
|--------------------------------|-------------|
| SONACOS E.I.D | |
| Ligne vapeur | DATE |
| Service maintenance électrique | PAR A. Tard |
| Vacuum | PLAN |
| Scale: 1/1000 | N° |

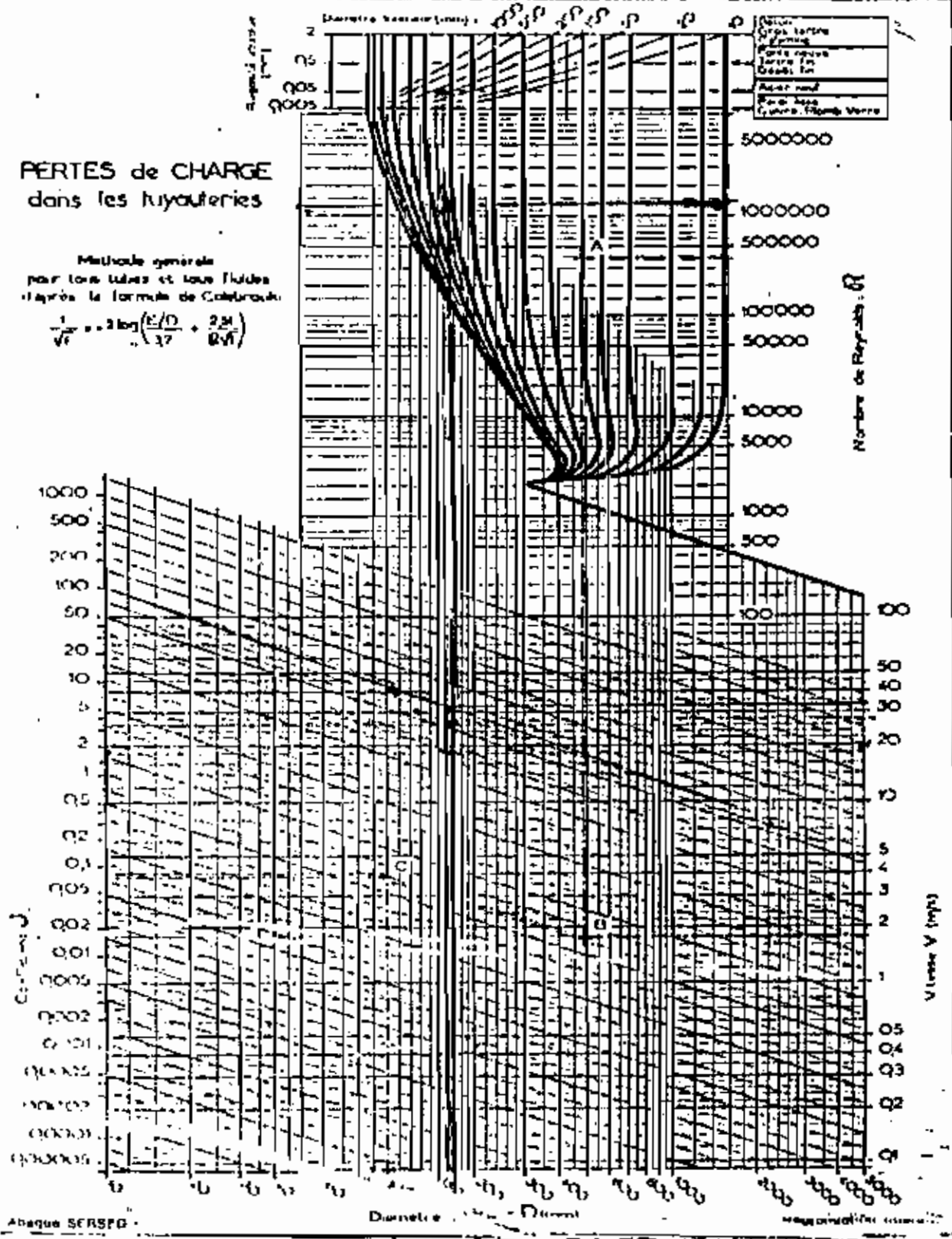


| | |
|-------------|------|
| SONACOS ELD | |
| Line 1000 | 100 |
| Line 1000 | 100 |
| | PLAN |

PERTES de CHARGE dans les tuyauteries

Méthode générale pour tous tubes et tous fluides d'après la formule de Colebrook:

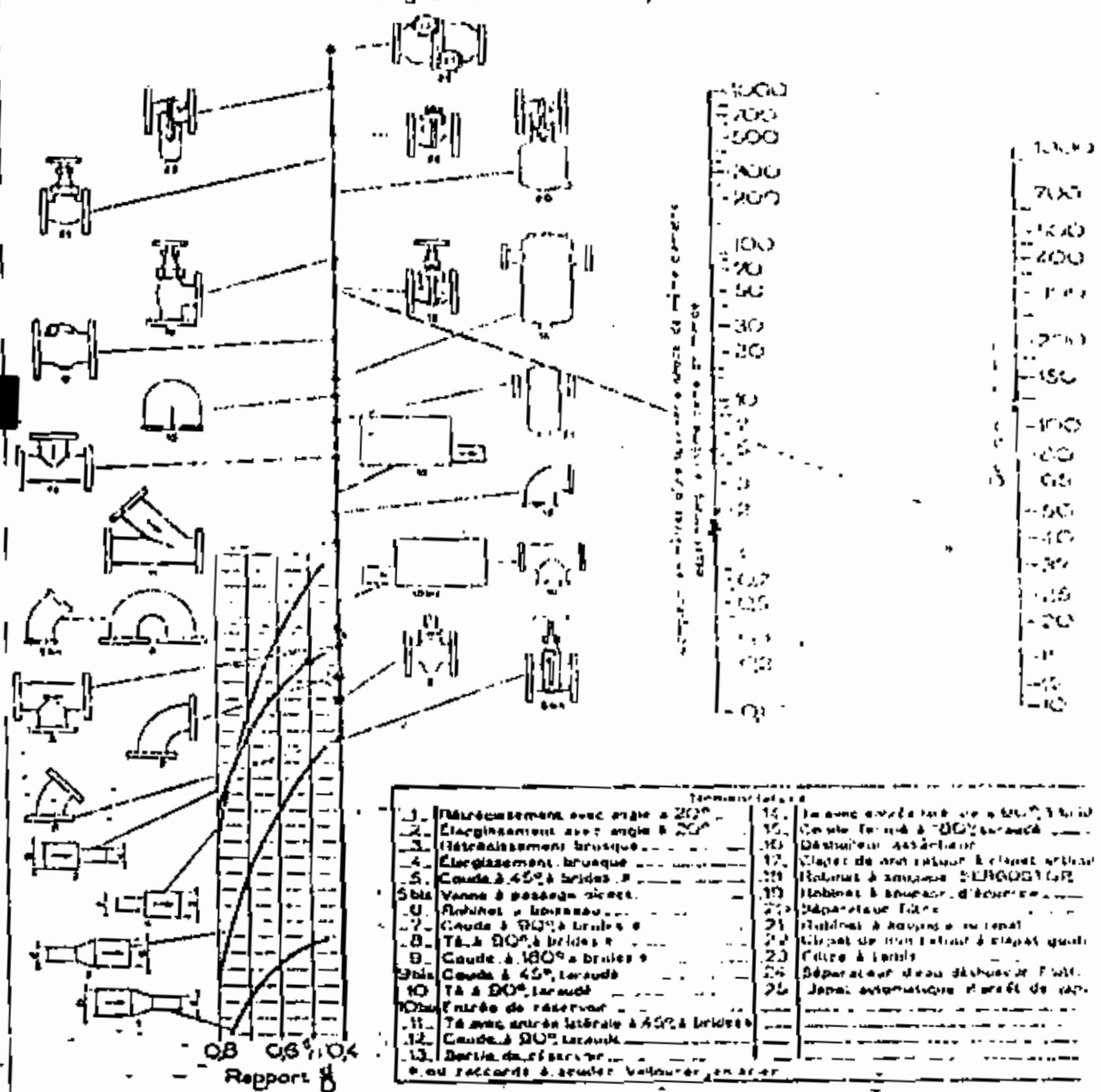
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.5}{R\sqrt{f}} \right)$$



ANNEXE C

Calcul des longueurs équivalentes

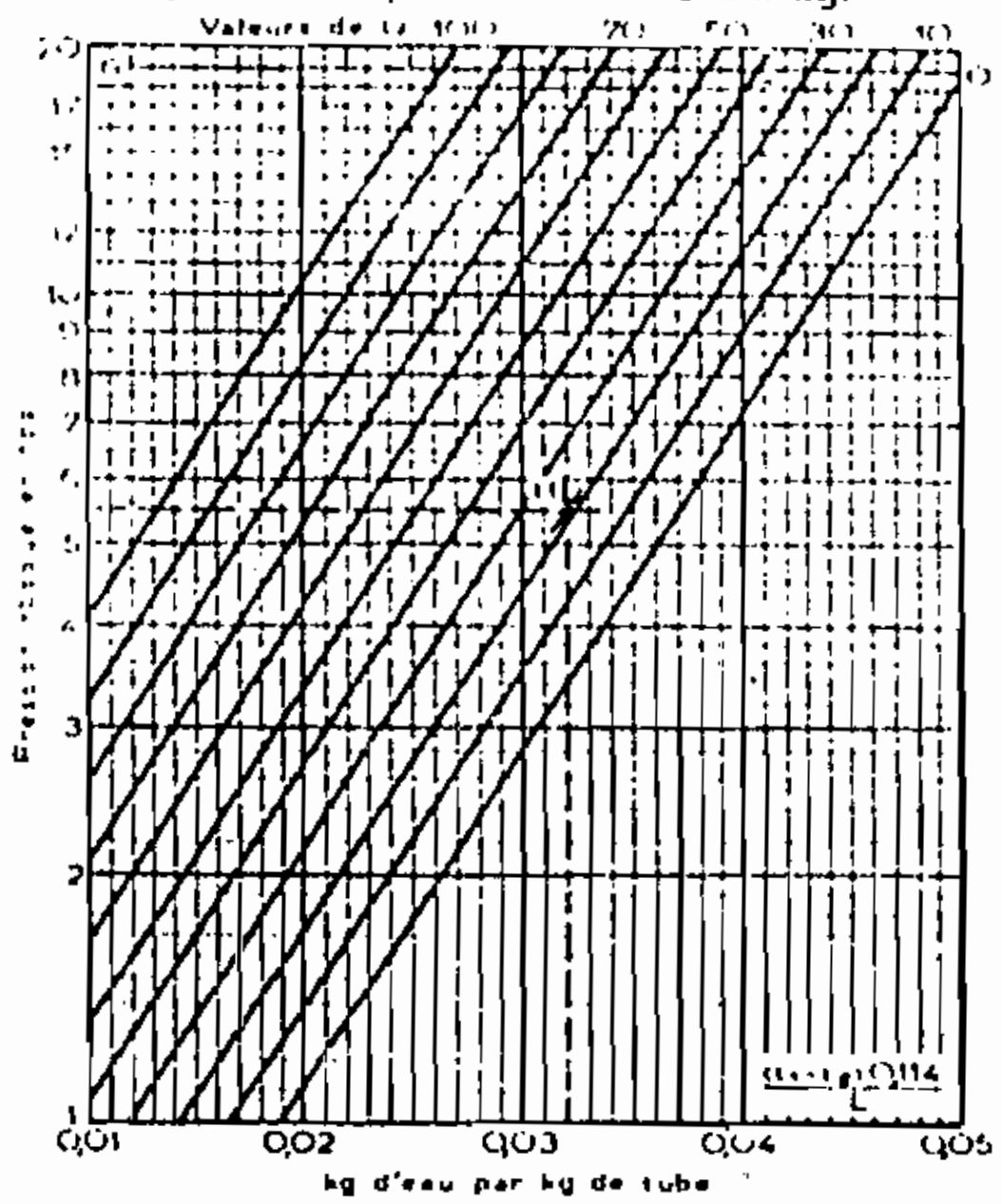
Equivalences des pertes de charge en longueurs équivalentes de tuyauteries



ANNEXE D

Courbe de condensation de la vapeur dans les tuyauteries pendant la période de Réchauffage

Condensation de la vapeur dans les tuyauteries pendant la période de réchauffage

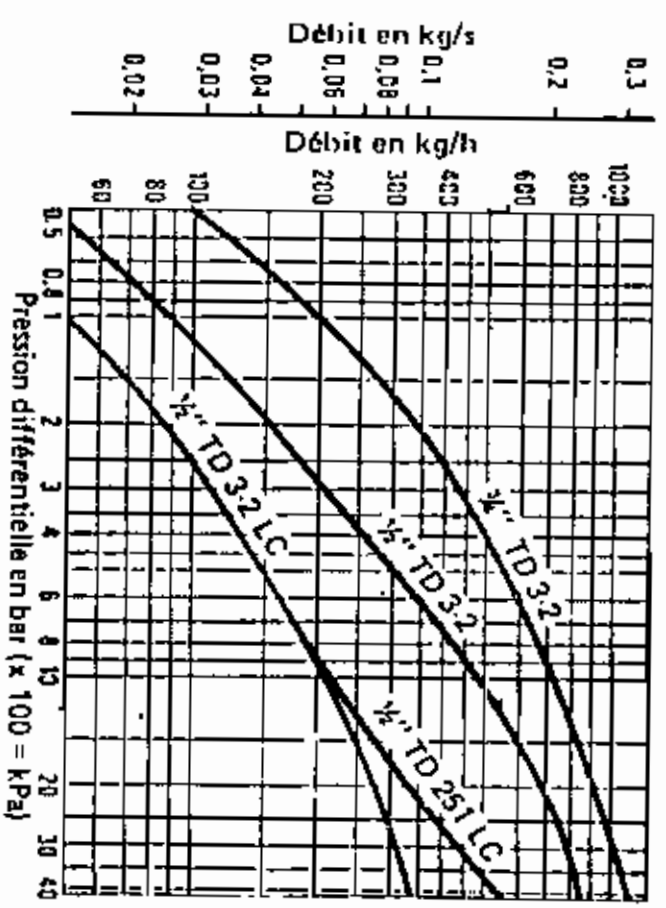


Reproduction interdite

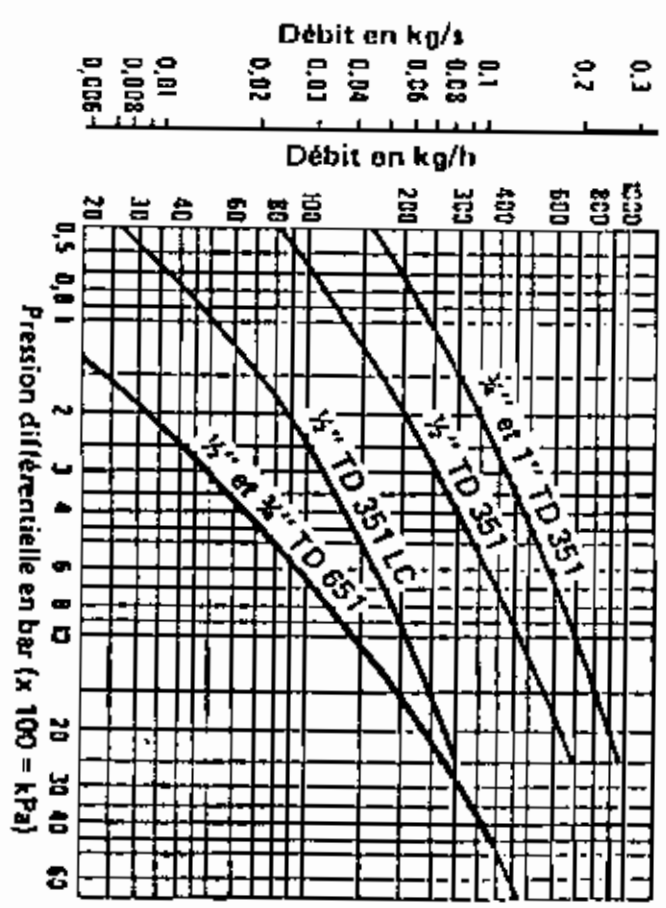
Reproduction interdite

ANNEXE E
CHOIX DES PURGEURS.

Uebits
TD 251 et TD 3-2



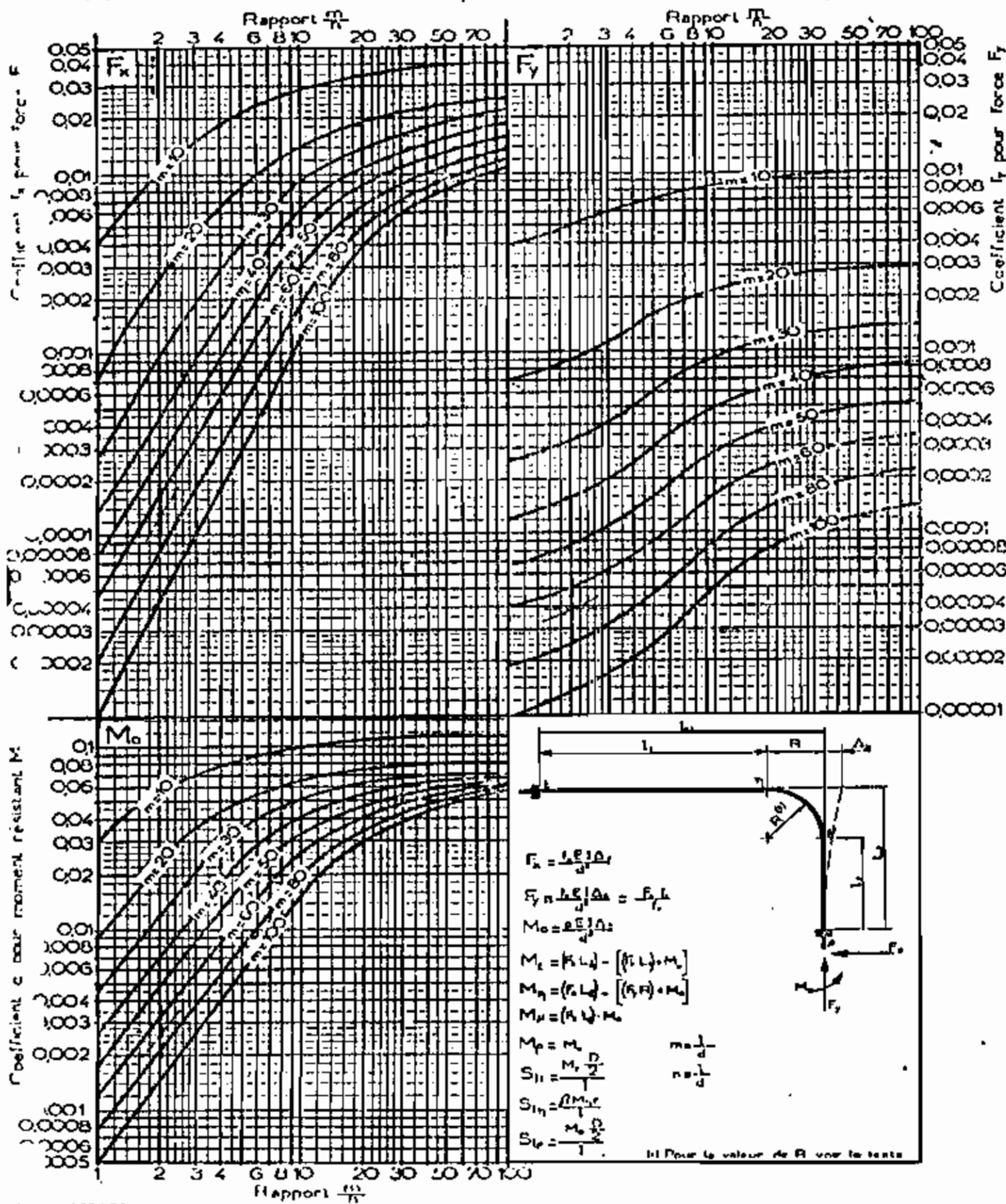
TD 351, TD 351 LC, TD 651, TD 1000



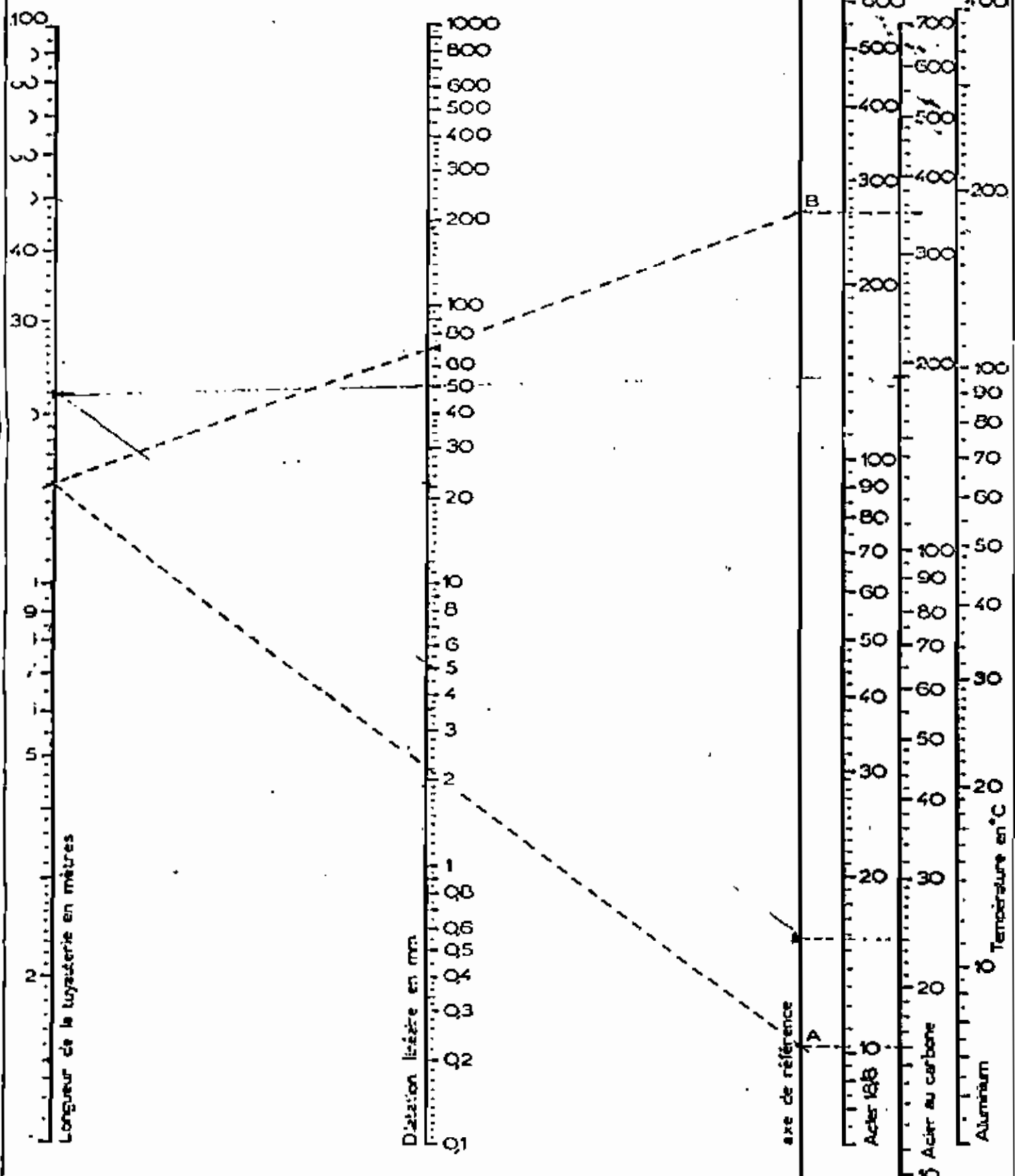
ANNEXE F

Facteurs de correction pour les coudes des tuyauteries

Facteurs de correction pour les coudes de tuyauteries



Dilatation linéaire des tuyauteries



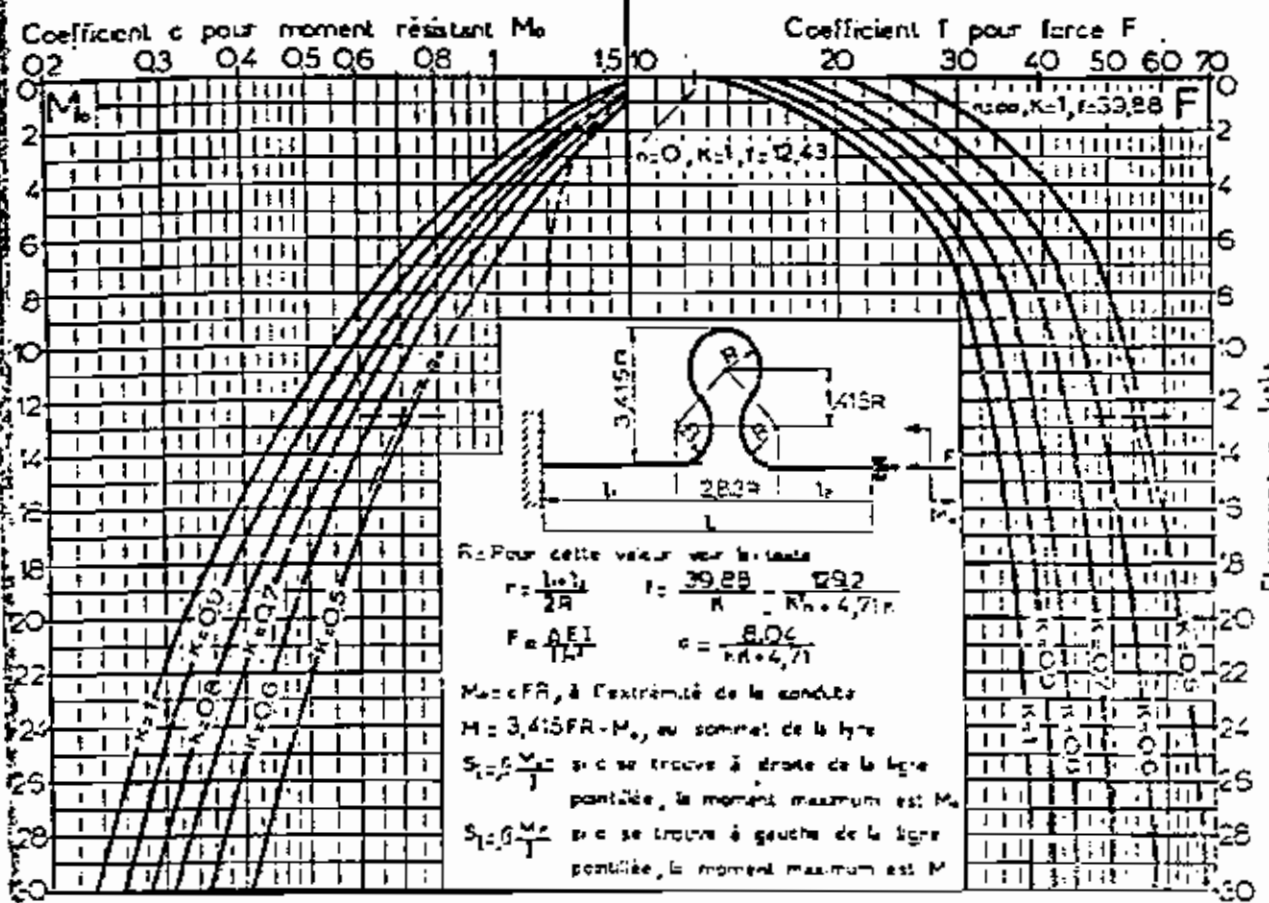
ANNEXE G.

Tracé de la ligne de la ligne de vapeur du by-pass

ANNEXE II.

Facteurs de correction pour les lures à col de cygne,

Facteurs de correction pour les lyres à col de cygne



ANNEXE F

Valeurs de R , K , β pour le calcul des lyres de dilatation

ANNEXE J

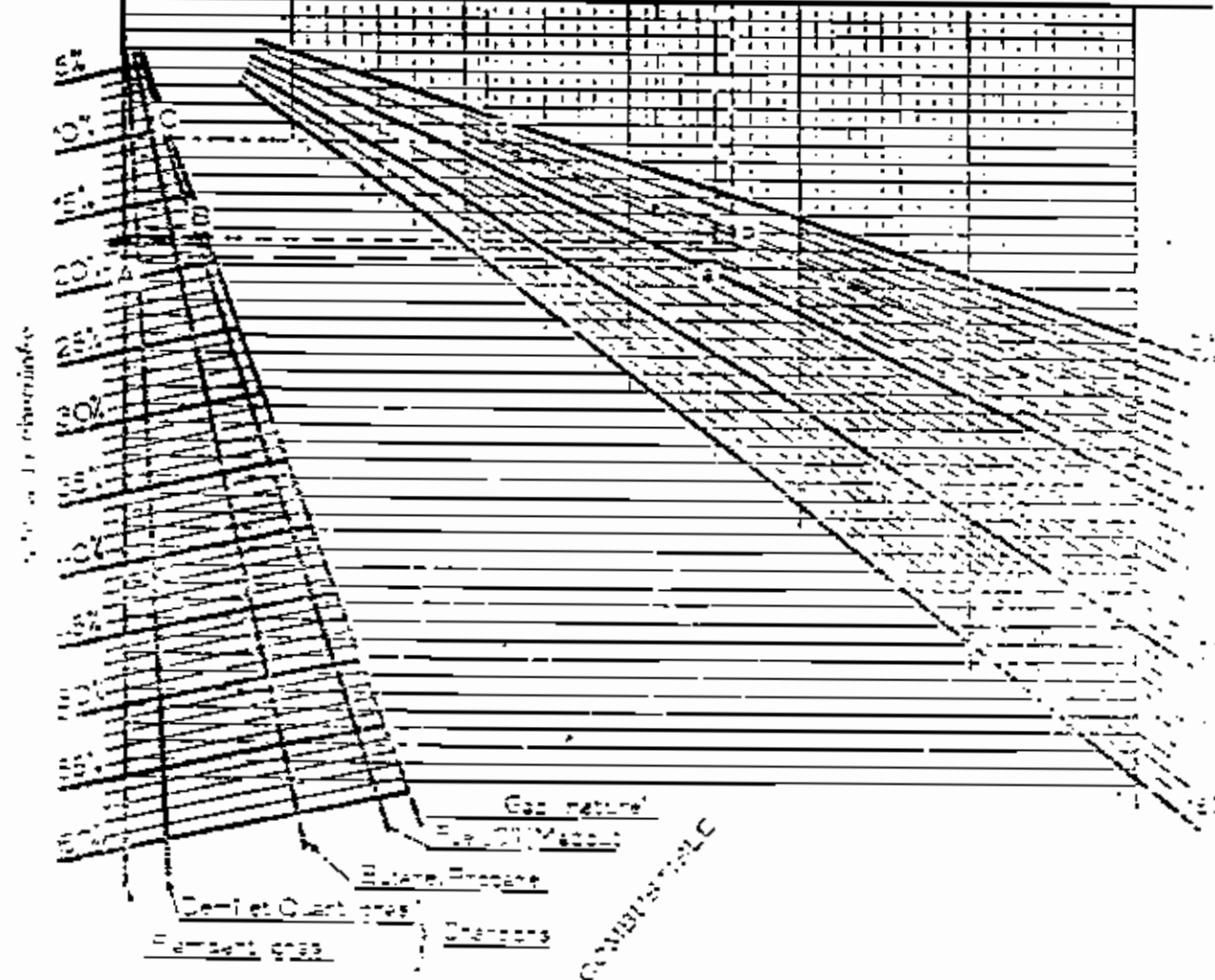
Perte calorifique à la cheminée

Perte calorifique à la cheminée

(Chaleur sensible des fumées rapportée au pouvoir calorifique inférieur du combustible)

Différence entre Température des fumées et Température ambiante

C 100 200 300 400 500 600°C



Perte de chaleur

COMBUSTIBLE

Gas naturel
Eau de Mécanisme
Huile, Essence
Coke et Charbon
Pauvre, Gras
Gaz

ANNEXE K

Détails des calculs

Calcul du diamètre et des pertes de charge par la méthode de colebrook(circuit vapeur de la nouvelle chaudière Wanson)

| Vitesse(m/s) | Diametre | | Vitesse | | Coefficient | Long long equivava | Long Total | Pression N | Temperal N | h A | h N | C(w) |
|--------------|------------------|--------------------|----------|---------|-------------|-----------------------|---------------|------------|-------------|---------|---------|--------|
| | Diametre(m) reel | Diametre extreelle | Reynolds | U | | | | | | | | |
| 25 | 0.1334182 | 150 | 165.19 | 7762718 | 1305233.9 | 1.8 | 86.35 | 12.3989792 | 189.4122843 | 2786.15 | 2785.86 | 7865.9 |
| 26 | 0.1308273 | 150 | 165.19 | 7762718 | 1305233.9 | 1.8 | 86.35 | 12.3989792 | 189.4122843 | 2786.15 | 2785.86 | 7865.9 |
| 27 | 0.1283818 | 150 | 165.19 | 7762718 | 1305233.9 | 1.8 | 88.35 | 12.3989792 | 189.4122843 | 2786.15 | 2785.86 | 7865.9 |
| 28 | 0.1260884 | 127 | 140.27 | 5879543 | 1544925.4 | 5 | 84.35 | 12.2258881 | 188.7822255 | 2786.15 | 2785.36 | 7865.9 |
| 29 | 0.1238757 | 127 | 140.27 | 5879543 | 1544925.4 | 5 | 84.35 | 12.2258881 | 188.7822255 | 2786.15 | 2785.36 | 7865.9 |
| 30 | 0.1217938 | 127 | 140.27 | 5879543 | 1544925.4 | 5 | 84.35 | 12.2258881 | 188.7822255 | 2786.15 | 2785.36 | 7865.9 |
| 31 | 0.1198131 | 127 | 140.27 | 5879543 | 1544925.4 | 5 | 84.35 | 12.2258881 | 188.7822255 | 2786.15 | 2785.36 | 7865.9 |
| 32 | 0.1179282 | 127 | 140.27 | 5879543 | 1544925.4 | 5 | 84.35 | 12.2258881 | 188.7822255 | 2786.15 | 2785.36 | 7865.9 |
| 33 | 0.1161257 | 127 | 140.27 | 5879543 | 1544925.4 | 5 | 84.35 | 12.2258881 | 188.7822255 | 2786.15 | 2785.36 | 7865.9 |
| 34 | 0.1144052 | 118 | 127.33 | 0682309 | 1679886.1 | 5.6 | 83.05 | 12.197724 | 188.6797155 | 2786.15 | 2785.27 | 7865.9 |
| 35 | 0.112759 | 118 | 127.33 | 0682309 | 1679886.1 | 5.6 | 83.05 | 12.197724 | 188.6797155 | 2786.15 | 2785.27 | 7865.9 |
| 36 | 0.1111819 | 116 | 127.33 | 0682309 | 1679886.1 | 5.6 | 83.05 | 12.197724 | 188.6797155 | 2786.15 | 2785.27 | 7865.9 |
| 37 | 0.1096691 | 116 | 127.33 | 0682309 | 1679886.1 | 5.6 | 83.05 | 12.197724 | 188.6797155 | 2786.15 | 2785.27 | 7865.9 |
| 38 | 0.1082185 | 118 | 127.33 | 0682309 | 1679886.1 | 5.6 | 83.05 | 12.197724 | 188.6797155 | 2786.15 | 2785.27 | 7865.9 |
| 39 | 0.1068201 | 116 | 127.33 | 0682309 | 1679886.1 | 5.6 | 83.05 | 12.197724 | 188.6797155 | 2786.15 | 2785.27 | 7865.9 |
| 40 | 0.1054764 | 116 | 127.33 | 0682309 | 1679886.1 | 5.6 | 83.05 | 12.197724 | 188.6797155 | 2786.15 | 2785.27 | 7865.9 |

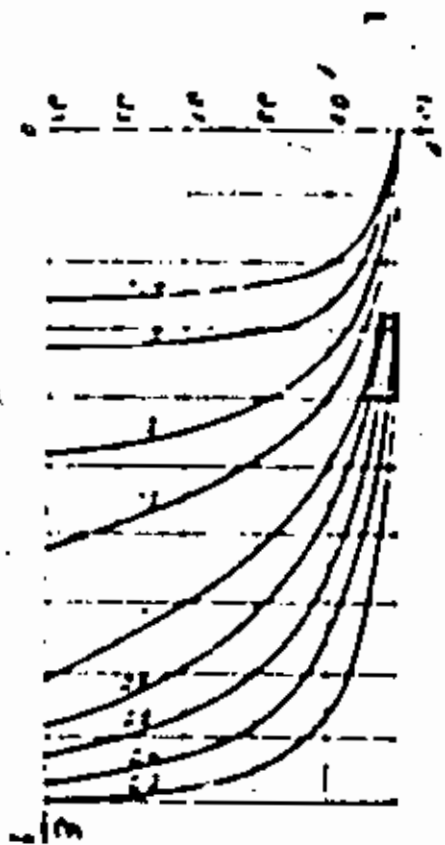


Figure 7-35