



**ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIES**

*Département du Génie Electromécanique*

Gm. 0137

**PROJET DE FIN D'ÉTUDES**

**En vue de l'obtention d'un diplôme d'ingénieur de conception**

**TITRE**

**DIAGNOSTIC DU RÉSEAU VAPEUR DES INDUSTRIES  
CHIMIQUES DU SÉNÉGAL (I.C.S)  
Site de Darou**

**Auteurs :** Cissé Diarga BITEYE  
Babacar FALL

Directeur : Paul DEMBA  
Co-Directeur : Banda NDOYE  
Directeur externe : Alexandre NGOM  
Co-Directeur externe : Momath BA

## REMERCIEMENTS

Nous adressons nos sincères remerciements à Monsieur Paul DEMBA et à Monsieur Banda N'DOYE professeurs à l' Ecole Polytechnique de Thiès pour leur encadrement technique et scientifique, leur disponibilité et leurs conseils pratiques .

De même, nous remercions vivement Monsieur Alexandre N'GOM chef du département maintenance des Industries Chimiques du Sénégal ( ICS ), Monsieur Momath BA chef du B.T.E des ICS et Monsieur Aziz Diagne pour l'encadrement scientifique et technique .

Nos remerciements vont également à l'endroit de Monsieur Pape DIONE du service documentation des ICS, au personnel du BTE des ICS pour leur collaboration et à tous ceux qui de près ou de loin ont participé au bon déroulement du projet .

# SOMMAIRE

Ce présent rapport porte sur le diagnostic du réseau de distribution de vapeur des Industries Chimiques du Sénégal ( I.C.S ).

La première phase de l'étude est consacrée à la présentation de l'atelier sulfurique où la production de vapeur est effectuée. l'étude proprement dite porte sur trois points essentiels. Il s'agit de la réévaluation des paramètres de fonctionnement, du calcul des bilans thermiques autour de certains équipements du réseau et de l'étude de la phase transitoire au démarrage des chaudières.

En guise de conclusion, un certain nombre de recommandations est donné sur le réseau pour l'amélioration de son efficacité.

## TABLE DES MATIERES

	Pages
Remerciements.....	I
Sommaire.....	II
Table des matières.....	III
Liste des figures et des tableaux .....	V
<b>Introduction</b> .....	<b>1</b>
<b>Chapitre I : Présentation de l'atelier sulfurique</b> .....	<b>3</b>
1 / : Principe de fonctionnement .....	3
2 / : Production de vapeur.....	5
3 / : Utilisation de la vapeur.....	6
<b>Chapitre II : Réévaluation des paramètres de marches</b> .....	<b>9</b>
1 / : Calcul des pertes de charges.....	10
2 / : Calcul des pertes thermiques.....	21
3 / : Influence de la variation de débit sur les pertes de charges et les pertes thermiques .....	31
4 / : Calcul des taux de condensation.....	37
<b>Chapitre III : Bilan thermique</b> .....	<b>54</b>
1 / Les chaudières .....	55
2 / Les surchauffeurs .....	57
3 / Le condenseur principal .....	62
4 / L'économiseur .....	66
5 / Calcul de la puissance fournie par le TAP .....	71

6 / Relation entre débit d'acide sulfurique et débit de vapeur produite .....	72
<b>Chapitre IV : Analyse de la phase transitoire</b> .....	<b>75</b>
1 / Descriptif des bonnes dispositions à observer pour un réseau vapeur .....	76
2 / Défauts constatés sur le réseau vapeur des ICS .....	83
<b>Chapitre V : Conclusions et recommandations</b> .....	<b>87</b>
<b>Annexes</b> .....	<b>90</b>

<b>Liste des tableaux</b>	<b>Pages</b>
Tableau 1-1 : Pertes de charges des chaudières aux surchauffeurs	14
Tableau 1-2 : Pertes de charges à travers les surchauffeurs	15
Tableau 1-3 : Pertes de charges jusqu'au barillet	15
Tableau 1-4 : Pertes de charges sur les lignes alimentant les turbines	16
Tableau 1-5 : Pertes de charges pour les trois cas de marche	17
Tableau 1-6 : Comparaison entre pression calculée et celle minimale permise à l'entrée des turbines	18
Tableau 1-7 : Comparaison entre pression calculée et celle minimale permise pour les données théoriques du constructeur	20
Tableau 2-1 : Longueurs équivalentes pour les pertes thermiques	24
Tableau 2-2 : Pertes thermiques singulières	24
Tableau 2-3 : Pertes thermiques sur la ligne 250 VH 01 201	25
Tableau 2-4 : Pertes thermiques sur la ligne 250 VHS 01 204	25
Tableau 2-5 : Pertes thermiques sur la ligne 250 VHS 01 502	26
Tableau 2-6 : Pertes thermiques sur la ligne 150 VHS 01 503	26
Tableau 2-7 : Pertes thermiques sur la ligne 250 VHS 01 520	26
Tableau 2-8 : Pertes thermiques pour les trois cas de marche	27
Tableau 2-9 : Chutes de température	28
Tableau 4-1 : Débits des purgeurs sur le réseau en régime transitoire	40
Tableau 4-2 : Quantité de condensat au niveau du barillet en régime transitoire	41
Tableau 4-3 : Débit de condensats en régime établi sur le réseau saturé	43
Tableau 4-4 : Points de purges et types de purgeurs proposés	52

## Liste des graphiques

Pages

<b>Graphique 1</b> : Evolution des pertes de charges et des pertes thermiques en fonction du débit : ligne alimentant le TAP	34
<b>Graphique 2</b> : Evolution des pertes de charges et des pertes thermiques en fonction du débit : ligne alimentant le TAS	35
<b>Graphique 3</b> : Evolution des pertes de charges et des pertes thermiques en fonction du débit : ligne alimentant le TS	36

# INTRODUCTION

Avec près de cent milliards de F CFA, les Industries Chimiques du Sénégal constituent le plus gros investissement du pays. Créées en 1976, ils permettent au Sénégal ( ainsi qu'à ses associés ) de s'intégrer dans le cercle des pays producteurs d'acide phosphorique et d'engrais phosphatés.

Les I.C.S. regroupent deux plates-formes industrielles; l'une est à MBAO pour la production d'engrais et l'autre à DAROU KHOUDOSS pour la production d'acide phosphorique.

Dans le processus de fabrication de l'acide phosphorique le phosphate est attaqué par de l'acide sulfurique. Face à sa grande capacité de production (1015 tonnes par jour d'acide phosphorique), les I.C.S. n'ont pas hésité à mettre en place une unité de production d'acide sulfurique d'une capacité de 2600 tonnes par jour pour répondre aux besoins de l'atelier phosphorique de DAROU (98%) et de la plate-forme de MBAO (2%).

L'avantage majeur de la production d'acide sulfurique est la possibilité de récupérer, à travers deux chaudières de récupération et deux surchauffeurs, la chaleur dégagée par les réactions chimiques.

Ainsi, au niveau de la plate-forme de DAROU, l'énergie calorifique récupérée de l'atelier sulfurique a permis de mettre en place une centrale thermoélectrique capable de satisfaire la demande en énergie électrique de l'usine ainsi que les différents besoins en matière de chauffage.



La vapeur produite par les chaudières est gérée à travers un réseau de distribution. Ce dernier doit garantir aux différents appareils utilisateurs leur besoin en vapeur à la pression et à la température convenables, dans un état de pureté acceptable et en quantité suffisante.

Le réseau vapeur connaît aujourd'hui un certain nombre de problèmes qui sont :

- le nécessaire contrôle des capacités réelles de l'installation après douze années de marche.
- l'impossibilité de fonctionner avec les paramètres prévus par le constructeur
- un temps de mise en régime très long.

Une étude critique de l'installation s'avère donc utile pour mieux maîtriser les phénomènes qui sont à l'origine de ces anomalies.

Ainsi, le projet de fin d'études qui fait l'objet de ce présent rapport est consacré au diagnostic du réseau vapeur en question. Cette étude comprend les parties suivantes :

- la présentation de l'installation
- la réévaluation des paramètres de fonctionnement
- l'étude des bilans thermiques
- l'étude des phénomènes transitoires.

La conclusion et les recommandations termineront cette étude .

## Chapitre I : PRESENTATION DE L'ATELIER SULFURIQUE

L'atelier de production d'acide sulfurique assure la demande en acide nécessaire pour la fabrication d'acide phosphorique. Son importance réside dans le fait qu'il génère en même temps une grande quantité de chaleur. La récupération de cette énergie calorifique se fait à travers un certain nombre d'équipements connexes à l'installation.

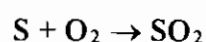
Ce chapitre permet de mieux comprendre le principe de fonctionnement de l'atelier et le processus de production de la vapeur avant son utilisation au niveau des divers récepteurs.

### **1 / PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT**

Le processus de fabrication de l'acide sulfurique se résume principalement en quatre phases : la préparation du soufre, sa combustion, la conversion du dioxyde de soufre ( $\text{SO}_2$ ) en anhydride sulfurique ( $\text{SO}_3$ ) et l'absorption de ce dernier pour donner de l'acide sulfurique ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ).

Après sa fusion par chauffage à la vapeur et sa filtration, la pulvérisation du soufre dans deux fours chauds permet de le brûler et de lui faire subir une première oxydation.

L'oxydation se fait selon l'équation de réaction suivante :



La combustion du soufre s'effectue sans imbrûlés grâce à un excès d'air préalablement séché. La composition volumique des gaz à la sortie des fours est la suivante :

$\text{SO}_2$  : 12%

$\text{O}_2$  : 9%

$\text{N}_2$  : 79%

L'oxydation du soufre est une réaction très exothermique ( 70,8 kilocalories par mole d'acide sulfurique ). Ceci a comme conséquence majeure d'élever la température des gaz jusqu'à 1100° C environ. La récupération de cette chaleur se fait à travers deux chaudières .

Après refroidissement , la conversion du dioxyde de soufre ( $\text{SO}_2$ ) en anhydride sulfurique ( $\text{SO}_3$ ) s'effectue en quatre temps dans une caisse de catalyse . Cette réaction d'équilibre est aussi très exothermique et libère environ 23, 5 kilocalories par mole d'acide sulfurique ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ) produite .

Ainsi, à la sortie du premier temps, les gaz sont à une température de 613 °C . La récupération de la chaleur est assurée à ce niveau par deux échangeurs qui constituent les surchauffeurs de la vapeur déjà élaborée. A la sortie des surchauffeurs, les gaz attaquent le troisième temps de la conversion.

Après le quatrième temps, la conversion du  $\text{SO}_2$  en  $\text{SO}_3$  est presque totale mais les gaz sont à 433°C, température qui est trop élevée pour une bonne absorption . Ils passent donc par un économiseur où l'abaissement de la température permet de réchauffer l'eau alimentaire de la chaudière.

Finalement l'anhydride sulfurique ( $\text{SO}_3$  ) réagit avec l'eau libre d'une solution d'acide sulfurique dans la tour d'absorption pour donner de l'acide sulfurique concentrée à 98.5%.

Après refroidissement jusqu'à environ 45°C, l'acide est envoyé au niveau des bacs de stockage. Les 98% de l'acide sont destinés à l'atelier de fabrication d'acide phosphorique au niveau de la plate-forme de Darou tandis que le solde est acheminé vers la plate-forme de Mbao pour la production d'engrais.

## **2 / PRODUCTION DE LA VAPEUR**

Pour des exigences de la production, une grande quantité de la chaleur des gaz doit nécessairement être dissipée tout au long du processus de fabrication de l'acide sulfurique. C'est pourquoi d'ailleurs la vapeur produite par récupération de cette chaleur est appelée vapeur de récupération ou encore "vapeur fatale" car sa production n'est pas le but principal de l'atelier.

Ainsi, montées au bout de chacun des deux fours à soufre, les chaudières permettent de ramener la température du mélange gazeux de 1100°C à 405°C et de produire en même temps de la vapeur saturée à 45 bars absolue .

L'eau alimentaire ( préalablement traitée ) était à une température de 105°C et à une pression de 58 bars. Après passage à travers l'économiseur ( qui refroidit les gaz de 433°C à 180°C ), l'émulsion eau - vapeur qui en ressort est portée à une température de 257,4°C avant son injection dans les ballons chaudières .

Une fraction de la vapeur saturée sèche produite par les chaudières peut être, en option, directement détendue jusqu'à 4 bars tandis que le reste est surchauffé jusqu'à 415°C par le biais des deux surchauffeurs montés en parallèle à la sortie du premier temps de la caisse de catalyse . Ils permettent également de rabaisser la température des gaz de 613°C à 440°C .

La quantité de vapeur produite est directement liée à la cadence de production d'acide sulfurique. Ainsi, en marche normale, les deux chaudières produisent

141 tonnes par heure de vapeur saturée à 45 bars dont 115 tonnes par heure seront surchauffées.

Une chaudière auxiliaire de redémarrage de l'atelier vient en appoint aux deux chaudières de récupération dans les cas de marche qui ne garantissent pas une production suffisante de vapeur.

La capacité de production normale de la chaudière auxiliaire est de 50 tonnes par heure de vapeur surchauffée à 45 bars et 415°C.

### **3 / UTILISATION DE LA VAPEUR**

La vapeur surchauffée est envoyée dans le barillet haute pression R1512 à partir duquel se fait l'alimentation des différents récepteurs. Ces récepteurs en question sont principalement :

- le turboalternateur principal (13 MW) avec un soutirage de 4 bars vers le barillet basse pression
- le turboalternateur secondaire (9 MW) avec un soutirage de 7 bars vers la fusion du soufre
- la turbosoufflante
- la turbo pompe alimentaire de secours
- un poste de 40 / 4 bars (la PV 1504) pour venir en appoint au barillet 4 bars
- un poste de détente 40 / 7 bars (la PV 1513) pour les besoins de la zone soufre

L'excédent de vapeur haute pression est condensé au niveau de l'aérocondenseur.

La fraction de vapeur saturée détendue ainsi que les vapeurs à l'échappement des turbines alimentent le barillet 4 bars qui doit répondre aux différents besoins de chauffage de l'usine. Ce barillet alimente :

- les concentrations CPA et CPB de l'atelier phosphorique
- les dégazeurs
- les réchauffeurs de fuel
- le déverseur
- le lot II

En fonction de l'utilisation au niveau des concentrations (CP) de l'atelier phosphorique, nous pouvons distinguer trois cas de marche :

**- Marche normale :**

- la production d'acide sulfurique est de 2600 tonnes/jour
- les deux CP sont en marche
- le réseau des I.C.S. est couplé au réseau de la SENELEC
- le poste de détente PV 1504 n'est pas alimenté

**- Marche avec une cadence réduite :**

- la production est de 2450 tonnes/jour
- les deux CP sont en marche
- le réseau n'est pas couplé au réseau de la SENELEC
- le poste de détente PV 1504 est alimenté
- la chaudière auxiliaire est mise en marche (10 t/h)

**- Marche avec un CP à l'arrêt :**

- la production est de 2400 tonnes/jour

- un seul CP est en marche
- le réseau n'est pas couplé
- le poste de détente PV 1504 est alimenté

il faut signaler que le réseau actuel est le fruit d'une extension avec comme éléments nouveaux la chaudière de récupération V1254 et le surchauffeur V1258. Quelques conduites ont été également modifiées pour s'adapter au nouveau réseau.

Cependant cette extension n'a pas été sans conséquences car aujourd'hui les paramètres de l'installation ne sont pas parfaitement maîtrisés.

## **Chapitre II : RÉÉVALUATION DES PARAMÈTRES DE FONCTIONNEMENT**

La distribution de la vapeur aux différents appareils passe nécessairement par le réseau vapeur qui constitue le trait - d'union entre les chaudières et les récepteurs .

Composé de conduites et d'éléments connexes ( vannes, clapets, articulation, etc...) aux caractéristiques différentes, le réseau vapeur influence inévitablement les paramètres de la vapeur ( pression, température ) après son transport.

Ce chapitre est consacré au calcul des caractéristiques de la vapeur aux différents niveaux du réseau afin de connaître les paramètres de fonctionnement réels de l'installation.

La réévaluation se fera à travers les trois points suivants :

- calcul des pertes de charges
- calcul des pertes thermiques
- calcul des taux de condensation.



## 1 / CALCUL DES PERTES DE CHARGES

Le calcul des pertes de charges permettra d'avoir une idée sur les chutes de pression occasionnées par la tuyauterie au cours du transport de la vapeur et de connaître ainsi les pressions d'admission réelles au niveau des turbines.

### 1-1 / méthode de calcul

Les pertes de charges au niveau d'un collecteur peuvent être calculées par la formule suivante qui est celle de COLBROOK :

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} \quad (1)$$

avec

$\Delta P$  : Perte de charge en Pa

V : Vitesse de la vapeur en m/s

$\rho$  : Masse volumique de la vapeur en kg/m<sup>3</sup>

$\lambda$  : coefficient de friction de la conduite

L : Longueur totale de la conduite en m

D : Diamètre de la conduite en m

La longueur totale L prend en compte les longueurs équivalentes de toutes les singularités de la tuyauterie (vannes, clapets, coudes, tés, etc...) .

La vitesse de la vapeur dans la conduite est donnée par :

$$V = \frac{4I}{\pi \rho D^2} \quad (2)$$

I étant le débit de vapeur traversant la conduite en kg/s.

Le coefficient de friction de la conduite dépend du régime d'écoulement qui est donné par le nombre de Reynolds.

$$R = \frac{1000 V D}{\nu} \quad (3)$$

où V est la vitesse (en m/s), D le diamètre (en mm) et  $\nu$  la viscosité cinématique (en cSt).

Dans le cas d'un écoulement turbulent ( ce qui est notre cas ), ce coefficient est donné par l'équation :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \text{Log} \left( \frac{K_r}{3.71D} + \frac{2.51}{R\sqrt{\lambda}} \right) \quad (4)$$

où  $K_r$  est la hauteur des aspérités de la conduite en mm

Les conduites étant en acier carboné et compte tenu des légères corrosions et des dépôts possibles, nous prendrons une hauteur des aspérités égale à 0,2 mm .

La masse volumique des fluides compressibles, telle que la vapeur est fonction de la pression, ce qui rend la formule inutilisable si un grande précision est recherchée.

Cet inconvénient peut être contourné en appliquant à la vapeur la loi des gaz parfaits

$$P = \rho RT \quad (5)$$

où T est la température de la vapeur,  $\rho$  sa masse volumique et R sa constante relative des gaz parfaits.

où  $T$  est la température de la vapeur,  $\rho$  sa masse volumique et  $R$  sa constante relative des gaz parfaits.

Ainsi, la formule de COLBROOK, soumise à cette loi permet de calculer directement la pression à la sortie de la conduite avec la relation :

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 - P_1 \left( \lambda \frac{L}{D} \rho_1 V_1^2 \right)} \quad (6)$$

où  $P_1, \rho_1, V_1$  sont les paramètres à l'entrée de la conduite.

Il faut noter que cette relation suppose une température constante le long de la conduite. Ainsi, pour tenir compte de cette hypothèse, les paramètres de la vapeur (masse volumique, viscosité cinématique) seront réajustés à la sortie de chaque tronçon de conduite.

## **1 - 2 / Paramètres de calculs**

De la sortie des chaudières à l'entrée des turbines ( en passant par le barillet haute pression ), les calculs ont été effectués à tous les niveaux des lignes de haute pression.

Les exigences en matière de pression au niveau des turbines font la pertinence des calculs sur cette partie du réseau de distribution de vapeur.

Quant aux lignes de basse pression, la vapeur est surtout utilisée pour les besoins de chauffage, ce qui fait que le calcul des pertes de charges sur ces lignes ne revêt pas une grande importance.

- **ligne 250 VH 01 202** qui relie la chaudière V 1254 à la ligne 250 / 300 VH 01 201
- **ligne 250 VHS 01 204** qui relie les surchauffeurs V 1208 et V 1258 au barillet haute pression R 1512.
- **ligne 250 VHS 01 502** qui alimente le turboalternateur principal H 1516 à partir du barillet R 1512
- **ligne 150 VHS 01 503** qui alimente la turbo soufflante H 1403 à partir du barillet R 1512.
- **ligne 250 VHS 01 520** qui alimente le turbo alternateur secondaire H 1550 à partir du barillet R1512.

Les paramètres jugés par les exploitants comme étant les plus significatifs et qui ont servi de base aux différents calculs sont les suivants:

- pression de sortie des chaudières :  $P = 45$  bars absolue
- température de sortie des surchauffeurs :  $T = 415$  °C

Etant donné que les pertes de charges sont fortement influencées par le débit, nous avons effectué les calculs selon les trois cas de marches pour tenir compte des variations.

### **1 - 3 / Calcul des pressions de sortie dans le cas de marche normale**

Les calculs qui suivent sont basés sur les débits obtenus en marche normale de l'atelier sulfurique. La marche normale correspond à la production de 141 tonnes par heure de vapeur au niveau des deux chaudière de récupération avec 81 tonnes par heure pour la chaudière V 1204 et 60 tonnes par heure pour la V 1254.

les lignes sont découpées en tronçon suivant les changements de diamètres et les variations de débit au niveau des points de jonction.

#### **- Ligne 250/300 VH 01 201**

Pression d'entrée P= 45 bars

Température d'entrée T= 257,4 °C

Tronçon	Diamètre D (mm)	Débit I (t/h)	Vitesse V (m/s)	Longueur totale L <sub>t</sub> (m)	Pression de sortie
A - C	250	81	20,17	62,26	44,78
A' - C	250	60	14,94	142,81	44,73
C - D	300	141	24,39	13,33	44,69
D - E	300	115	19,89	8,09	44,67
E - G	250	57,5	14,32	70,01	44,55
G - H	200	57,5	22,38	4,96	44,52
E - H'	250	57,5	14,32	23,91	44,63

**Tableau 1-1** : Pertes de charges sur le réseau saturé

### - Surchauffeurs

Les pertes de charges données par le constructeur sont de 0,52 bars pour un débit de 60,7 t/h. Partant de la relation  $\Delta P = k I^2$ ,

nous obtenons avec les valeurs du constructeur :  $\Delta P = 0,141 \cdot 10^{-3} I^2$

Avec un débit de 57,5 t/h les pertes de charges deviennent 0,47 bars .

Surchauffeurs	Pression d'entrée ( bar )	Pression de sortie ( bar )
V1208	44,63	44,16
V1258	44,52	44,05

**Tableau 1-2** : Pertes de charge à travers les surchauffeurs

### - Lignes 250 VHS 01 204

Température d'entrée T= 415 °C

Tronçon	Diamètre (mm)	Débit (T/h)	Vitesse V (m/s)	Longueur total $L_t$ (m)	Pression de sortie (bar)
A - B	250	57,5	21,66	85,41	43,82
A' - B	250	57,5	21,66	64,04	43,99
B - C	300	115	30,09	20,44	43,81
C - D	250	115	43,33	172,1	41,97

**Tableau 1-3** : Pertes de charges jusqu'au barillet

### - Paramètres dans le barillet R 1512

Compte tenu des pertes de charges, les paramètres dans le barillet deviennent :

pression  $P = 41,97$  bars

masse volumique  $\rho = 13,91$  kg/m<sup>3</sup>

viscosité cinématique  $\nu = 1,75$  cSt

### - Lignes 250 VHS 01 502 - 150 VHS 01 503 - 250 VHS 01 520

Ces lignes alimentent les turbines à partir du barillet R1512

LIGNE	Débit (T/H)	Vitesse (m/s)	Longueur totale (m)	Pression de sortie (bar)
250 VHS 01 502	60	25,09	123,25	41,59
150 VHS 01 503	47	54,60	79,41	39,71
250 VHS 01 520	40	16,27	104,05	41,82

**Tableau 1- 4** : Pertes de charges sur les lignes alimentant les turbines

Les détails de calcul ainsi que les pressions de sortie pour les autres cas de marche sont donnés en annexe I .

## 1- 4 / Récapitulatif

Le tableau 1-5 suivant est un récapitulatif donnant la pression d'entrée (indice 1) , la pression de sortie (indice 2) ainsi que les pertes de charges sur chaque ligne suivant les trois cas de marche.

LIGNES	MARCHE NORMALE 2400 T/J de H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>			MARCHE EN CADENCE REDUITE 2450 T/J de H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>			MARCHE AVEC 1CP A L'ARRET 2450T/J H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>		
	P <sub>1</sub> (bars)	P <sub>2</sub> (bars)	P <sub>2</sub> -P <sub>1</sub> (bars)	P <sub>1</sub> (bars)	P <sub>2</sub> (bars)	P <sub>2</sub> -P <sub>1</sub> (bars)	P <sub>1</sub> (bars)	P <sub>2</sub> (bars)	P <sub>2</sub> -P <sub>1</sub> (bars)
250/300 VH 01 201	45	44,52	0,48	45	44,59	0,41	45	44,56	0,44
250 VH 01 202	45	44,73	0,27	45	44,76	0,24	45	44,77	0,23
250 VH 01 203	44,67	44,63	0,04	44,71	44,67	0,04	44,71	44,69	0,02
250 VHS 01 204	44,05	41,97	2,08	44,19	42,38	1,81	44,13	42,2	1,93
250 VHS 01 502	41,97	41,59	0,38	42,38	42,08	0,3	42,2	41,97	0,23
150 VHS 01 503	41,97	39,71	2,26	42,38	40,42	1,96	42,2	40,24	1,96
250 VHS 01 520	41,97	41,82	0,15	42,38	42,23	0,15	42,24	42,05	0,15

**Tableau 1- 5** :Pertes de charges en bout des lignes données pour les trois cas de marche

Les pressions d'admission des turbines ainsi que celles minimales données par les constructeurs sont résumées dans le tableau 1-6 .



CAS DE MARCHÉ	BARILLET R1512	TURBO ALTERNATEUR PRINCIPAL H1516		TURBO SOUFFLANTE H1403	
	P calculée (bar)	P calculée (bar)	P minimale (bar)	P calculée (bar)	P minimale (bar)
Marche normale	41,97	41,59	32	39,71	35
Cadence réduite	42,38	42,08	32	40,42	35
1 CP à l'arrêt	42,20	41,97	32	40,24	35

**Tableau 1- 6** : Comparaison entre pression calculée et celle minimale permise à l'entrée des turbines

### **1 - 5 / Analyse des résultats**

En analysant les valeurs données dans le tableau 1-6, nous remarquons que quelque soit le cas de marche, les pressions d'admission restent supérieures aux valeurs minimales permises. Nous pouvons donc dire que les paramètres considérés comme données de départ mettent les turbines à l'abri d'un quelconque déficit de pression.

Rappelons que ces données sont :

- Pression au niveau des chaudières  $P = 45$  bars absolue
- Température à la sortie des surchauffeurs  $T = 415$  °C

Le diagramme de pression correspondant qui donne l'évolution de la pression depuis les chaudières jusqu'aux turbines est donné à la page suivante.

pression en bars

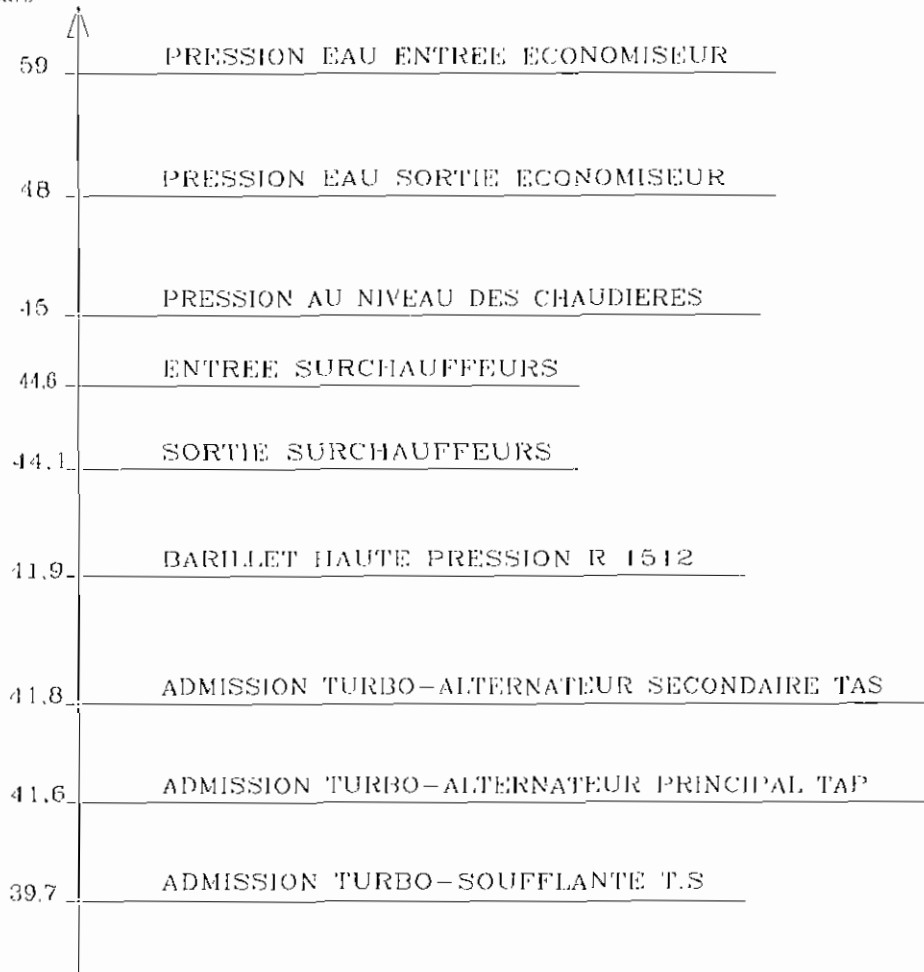


DIAGRAMME DE PRESSION POUR LA MARCHIE NORMALE  
TEPERATURE SORTIE SURCHAUFFEUR 415 C

Cependant il faut noter que les paramètres nominaux de fonctionnement prévus par le constructeur sont :

- pression au niveau des chaudières  $P = 43$  bars absolus
- température à la sortie des surchauffeurs  $T = 425$  °C

Avec ses paramètres , nous aboutissons aux résultats du tableau suivant :

CAS DE MARCHE	BARILLET R1512	TURBO ALTERNATEUR PRINCIPAL H1516		TURBO SOUFFLANTE H1403	
	Pression calculée (bar)	Pression calculée (bar)	Pression minimale (bar)	Pression calculée (bar)	Pression minimale (bar)
Marche normale	39,69	39,27	32	37,25	35
Cadence réduite	40,17	39,85	32	38,07	35
1 CP à l'arrêt	40,01	39,76	32	37,90	35

**Tableau 1-7** : Comparaison entre pression calculée et pression minimale permise pour les données théoriques du constructeur.

## **2 / CALCUL DES PERTES THERMIQUES**

Au cours de son transport vers les différents points d'utilisation, la vapeur perd certaine quantité de son énergie soit en se condensant soit sous la forme de chaleur sensible. Ces pertes thermiques sont minimisées si le réseau de distribution est bien calorifugé. Leur évaluation permettra d'avoir la valeur réelle de l'enthalpie de la vapeur à différents niveaux et de vérifier le degré d'isolation des tuyauteries .

### **2 - 1 / Evaluation des pertes**

Les pertes thermiques sont données par la relation suivante :

$$Q = 3,6 \times \frac{C}{T} \text{ en J/kg} \quad (8)$$

I : débit masse en t/h

C : quantité de chaleur perdue par unité de temps en W

Pour une conduite calorifugée C est donnée par la relation :

$$C = \frac{\pi L (T_i - T_c)}{\frac{1}{2 \times \lambda_c} \times \ln\left(\frac{d_e}{d_{ei}}\right) + \frac{1}{h_c \times d_e}} \text{ en W} \quad (9)$$

L : longueur équivalente totale de la conduite en m

$T_i$  : température du fluide à l'intérieur de la conduite

$T_e$  : température ambiante = 38 °C

$\lambda_c$  : conductivité thermique du calorifuge à la température  $T_m$ '

$d_{et}$  : diamètre extérieur du tube nu

$d_e$  : diamètre extérieur de la tôle d'aluminium

$h_e$  : coefficient de transfert de chaleur de la paroi extérieure en contact avec l'air

Le coefficient  $h_e$  prend en compte l'échange par convection(  $h_{ec}$  ) et par rayonnement (  $h_{er}$  ) :

$$h_e = h_{ec} + h_{er} \quad (10)$$

Il est donné par l'expression suivante en  $W/m^2/K$  :

$$h_e = \frac{\lambda_f}{d_c} \times \left[ 0,45 + 0,33 \left( \frac{\rho \times V_a \times d_c}{\mu} \right)^{0,56} \right] + R10^8 \left[ \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 \leftrightarrow \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right] \quad (11)$$

avec

$$T_{se} = T_e + \frac{T_i - T_e}{10} \quad ; \quad T_m = \frac{T_{sc} + T_e}{2} \quad \text{et} \quad T'_m = \frac{T_i + T_{sc}}{2} \quad (12)$$

$T_{se}$  : Température à la surface de la tôle d'aluminium

$T_m$  : Température moyenne entre la tôle d'aluminium et l'air ambiant

$T'_m$  : Température moyenne entre l'intérieur de la conduite et la tôle d'aluminium

$\lambda_f$  : coefficient de conductivité du fluide en  $W/m^\circ C$  à la température  $T_m$

$\rho$  : masse volumique de l'air à la température  $T_m$

$V_a$  : vitesse de l'air

$\mu$  : viscosité de l'air en poiseuille (PI) à la température  $T_m$

## Données

- Vitesse du vent :  $V_a = 4 \text{ m/s}$  ( donnée recueillie au niveau de la météo de Thiès : valeur moyenne dans la région )
- Température extérieure sur le site  $T_o = 38 \text{ °C}$
- Coefficient de rayonnement de la tôle d'aluminium recouvrant le calorifuge  
 $R = 0.31 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$
- Nature du calorifuge : laine de roche.

### - Données sur le réseau saturé

$$T_{se} = 59,67 \text{ °C} \quad ; \quad T_m = 48,83 \text{ °C} \quad ; \quad T'_m = 157,16 \text{ °C}$$

$$\lambda_f = 0,0277 \text{ W/m/°C} \quad ; \quad \lambda_c = 0,0855 \text{ W/m/°C}$$

$$\rho = 1.124 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \mu = 1,927 \cdot 10^{-5} \text{ PI}$$

### - Données sur le réseau surchauffé :

$$T_{se} = 76,7 \text{ °C} \quad ; \quad T_m = 57,35 \text{ °C} \quad ; \quad T'_m = 250,85 \text{ °C}$$

$$\lambda_f = 0,0284 \text{ W/m/°C} \quad ; \quad \lambda_c = 0,1108 \text{ W/m/°C ( valeur par extrapolation)}$$

$$\rho = 1,095 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \mu = 1,964 \cdot 10^{-5} \text{ PI}$$

De même que pour les pertes de charges singulières, les vannes, les robinets, les filtres, les brides, les raccordements, les connections, les supports et les suspensions non calorifugés occasionnent des pertes thermiques . Ils seront évalués à travers leur longueur équivalente de tuyauterie (de même diamètre) donnant des pertes identiques.

Le tableau suivant donne la valeur de ces longueurs équivalentes.

Eléments	Robinet, vanne clapet ou filtre	Supports en patin	Suspension	Connexion, bride ou raccordement
Longueur équivalente (m)	17,5	2,25	0,75	8

**Tableau 2-1** : Longueurs équivalentes pour les pertes thermiques

Ces valeurs moyennes sont valables pour les installations en plein air ; c'est le cas des I.C.S. où la vitesse du vent est d'environ de 4 m/s .

Pour avoir une idée sur l'influence de ces éléments, calculons les pertes thermiques qu'ils occasionnent pour un diamètre de 250 mm et un débit de 141 t/h.

Elément	q (kj/kg)	C (KW)
Vanne	0,193	7,580
Support en patin	0,024	0,975
Suspension	0,008	0,325
Bride	0,088	3,460

**Tableau 2-2** : Pertes thermiques singulières

## 2 - 2 / Calcul des pertes thermiques en marche normale

### - Ligne 250 VH 01 201

Tronçon	d (mm)	det(mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	c (kw)
A - C	250	273	373	14,21	159,5	173,7	81	2,45	55,2
A' - C	250	273	373	38,3	153,2	191,5	60	3,65	60,83
C - D	300	323,9	463,9	7,83	2,25	10,08	141	0,07	2,84
D - E	300	323,9	463,9	3,39	2,25	5,64	115	0,05	1,6
E - G	250	273	373	12,91	46	58,91	57,5	1,17	18,71
G - H	250	273	373	27,76	38,75	66,51	57,5	1,32	21,12
E - H'	200	219,1	319,1	1,31	8	9,31	57,5	0,16	2,47
<b>Total</b>								<b>8,87</b>	<b>162,77</b>

**Tableau 2-3** : Pertes thermiques sur la ligne 250 VH 01 201

### - Ligne 250 VHS 01 204

Tronçon	d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	Lt (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	c (kw)
A - B	250	273	413	32,01	81	113,01	57,5	4,11	65,64
B - C	300	323,9	483,9	1,55	2,25	3,8	115	0,07	2,29
C - D	250	273	413	94,95	76,25	171,2	115	3,11	99,43
<b>Total</b>								<b>7,3</b>	<b>167,36</b>

**Tableau 2-4** : Pertes thermiques sur la ligne 250 VHS 01 204



**- Ligne 250 VHS 01 502**

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	Lt (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	c (kw)
250	273	413	60,8	132,5	193,3	60	6,74	112,27

**Tableau 2-5** : Pertes thermiques sur la ligne 250 VHS 01 502

**- Ligne 150 VHS 01 503**

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	Lt (m)	I (t/h)	q (KJ/Kg)	c (kw)
150	168,3	268,3	42,21	124,5	166,71	47	6,13	80

**Tableau 2-6** : Pertes thermiques sur la ligne 150 VH 01 503

**- Ligne 250 VHS 01 520**

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	Lt (m)	I (t/h)	q(KJ/Kg)	c (kw)
250	273	413	67,55	125	192,55	40	12,91	143,44

**Tableau 2-7** : Pertes thermiques sur la ligne 250 VHS 01 520

Le calcul détaillé des pertes pour les autres cas de marches est donné en annexe II.

Le tableau ci-dessous résume les résultats de calculs des pertes thermiques sur les principales lignes pour les différents cas de marches .

Cas de marche	Normale		Cadence réduite		1 CP à l'arrêt	
	q (kJ/kg)	C ( kW )	q (kJ/kg)	C ( kW )	q (kJ/kg)	C ( kW )
250 VH 01 201	8,87	162,77	9,54	162,75	9,49	162,76
250/300 VHS 01 204	7,29	167,36	7,91	167,34	7,62	167,36
250 VHS 01 502	6,74	112,27	7,62	112,27	8,8	112,27
150 VHS 01 503	6,13	80	6,95	85	6,95	85

**Tableau 2-8:** Pertes thermiques pour les trois cas de marche

### **2 - 3 / Evaluation des chutes de température**

Le changement des caractéristiques de la vapeur entraîne une baisse de température en fin de ligne .Dans le réseau saturé la vapeur est dans une phase de transformation qui s' effectue à une température constante ; ainsi nous ne calculerons que celle liée à la perte de charge .A partir des surchauffeurs la chute de température qui accompagne les pertes thermiques est donnée par :

$$\Delta t = \frac{C}{I \times C_p} \quad (13)$$

C : quantité de chaleur perdue par unité de temps en W

I : débit masse en kg/s

$C_p$ : chaleur spécifique de la vapeur

Le tableau suivant résume le calcul des chutes de températures dans les trois cas de marche. Les lignes considérées sont respectivement

- la ligne allant des chaudières aux surchauffeurs
- la ligne allant des surchauffeurs du barillet haute pression
- la ligne d'alimentation du turboalternateur principal
- la ligne d'alimentation de la turbosoufflante .

Cas de marche	Normale	Cadence réduite	Arrêt d'1 CP
Ligne 250/300 VH 01 201	0,67	0,6	0,58
Lignes 250 VHS 01 204	3,07	2,46	3,22
Ligne 250 VHS 01 502	2,84	3,21	3,71
Ligne 150 VHS 01 503	2,58	2,93	2,93

**Tableau 2- 9** : Chutes de température °C

Rappelons que théoriquement la température au début de ligne saturée est de 257,4 °C et qu'elle est de 415 °C pour celles surchauffées .

L'hypothèse de base du calcul des pertes de charges comme celle des pertes thermiques d'ailleurs est que les conduites sont supposées neuves. Les caractéristiques n' ont pas été considérées en fonction de leur durée d'exploitation.

Cependant cela n'enlève en rien la fiabilité des calculs. En effet, d'après les informations recueillies au niveau du service d'entretien de l'usine, les conduites qui ont fait l'objet de démontage n'ont presque pas d'encrassements pouvant réduire de manière sensible leurs caractéristiques d'origines .

Il faut aussi noter que les vitesses importantes engendrent l'érosion des parois des conduites, ce qui peut modifier la hauteur des aspérités au niveau du calcul des pertes de charges .

Les pertes thermiques et les chutes de températures qu'elles entraînent ne changent pas de manière significative la valeur des enthalpies aux différents points considérés. En effet, les baisses d'enthalpies pour le cas de marche normal sont :

- ligne saturée	: entrée surchauffeurs	0,32 %
- Ligne surchauffée	: entrée du TAP	0,44 %
	entrée turbosoufflante	0,41 % .

Il est important de noter que les résultats obtenus supposent que le réseau est entièrement calorifugé avec les paramètres de dimensionnement préconisés sur les documents de réalisation.

Cependant nous avons remarqué au cours des visites sur le site des défauts de calorifugeage sur certains tronçons du réseau. Cela entraîne donc des pertes thermiques supplémentaires. Le rapport des pertes entre une tuyauterie nue et une autre de même dimension peut aller jusqu'à l'ordre de dix (10) .

Le vieillissement du calorifuge affecte aussi la valeur des pertes thermiques. En effet, en vieillissant, celui-ci voit sa conductivité thermique augmenter; ce qui a pour conséquence d'accroître le flux de chaleur perdu le long de la tôle d'aluminium le recouvrant .

### **1 - 3 / INFLUENCE DE LA VARIATION DE DÉBIT SUR LES PERTES DE CHARGE ET LES PERTES THERMIQUES**

La réévaluation des paramètres de marche a été faite seulement pour les trois cas de marche les plus représentatifs. Cependant, au cours de l'exploitation, il y a une plage de variation des débits à travers le réseau. Ainsi, pour la suivie de ces paramètres il sera nécessaire de faire une analyse de sensibilité afin de mieux suivre l'évolution des pertes de charges et des pertes thermiques en fonction du débit.

#### **1-3-1 / Influence de la variation de débit sur les pertes de charges**

Comme nous l'avons vu dans la première partie de cette étude, les pertes de charge le long d'une conduite de vapeur sont donnée par :

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} \quad (1)$$

Or la vitesse de la vapeur à travers la conduite peut s'écrire en fonction du débit :

$$V = \frac{I}{\rho S} \quad (2)$$

I : débit à travers la conduite ( kg/s )

S: section de la conduite ( m<sup>2</sup> )

Nous obtenons en combinant ces deux formule :

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \frac{I^2}{2\rho S^2} \quad (14)$$

C'est l'expression de la perte de charge en fonction du débit .En négligeant la variation  $\lambda$  de et de  $\rho$  le long de la conduite ( ces deux paramètres sont affectés par la variation de la pression et de la température qui sont faibles dans notre cas ); alors la perte de charge peut être exprimée sous la forme :

$$\Delta P = k_1 I^2 \quad (15)$$

La perte de charge est donc proportionnelle au carré du débit .

### **1-3-2 / Influence de la variation de débit sur les pertes thermiques**

Les pertes thermiques le long d'une conduite sont données par :

$$\Delta q = \frac{C}{I} \quad (16)$$

C'est l'expression de la variation des pertes thermiques .Si on néglige la faible variation des paramètres de calcul de C alors ces pertes seront données par :

$$\Delta q = \frac{k_2}{I} \quad (17)$$

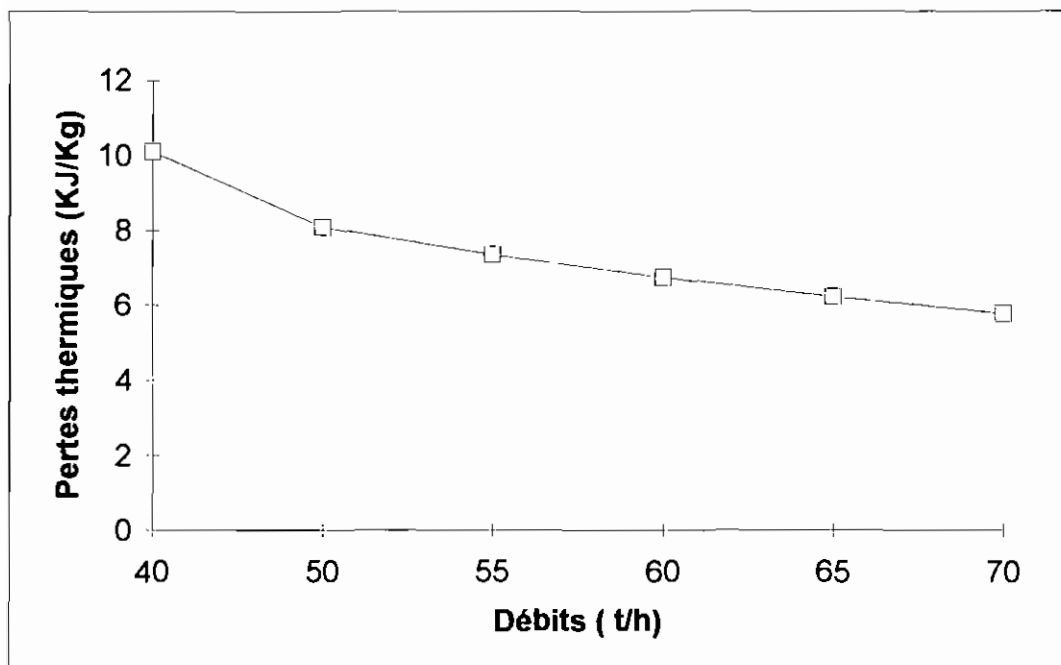
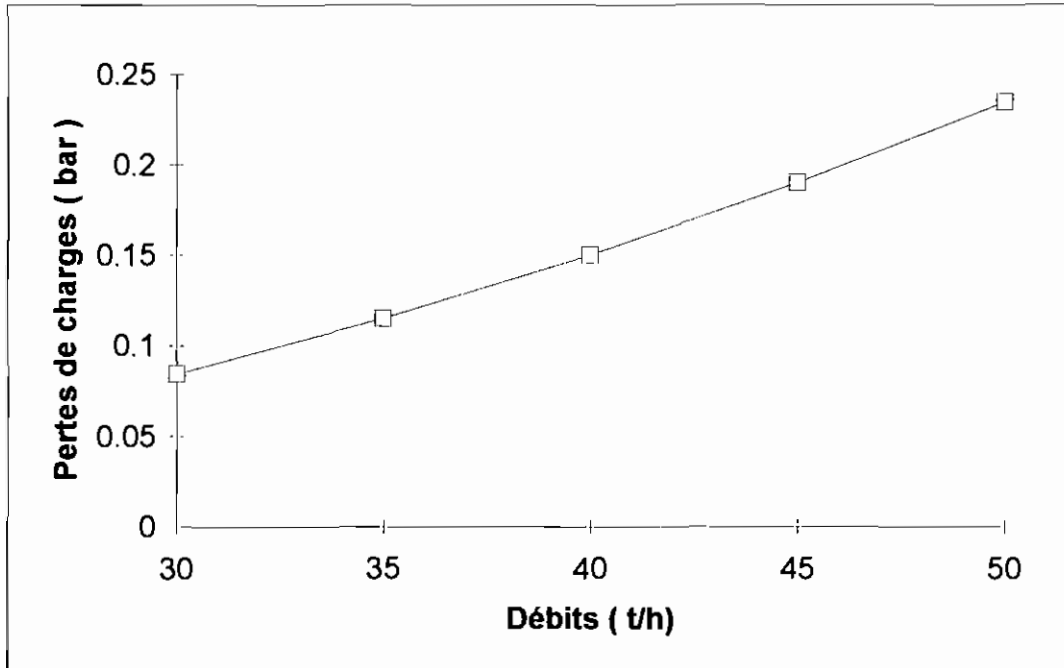
Les pertes sont donc proportionnelles à l'inverse du débit .

Les constantes  $k_1$  et  $k_2$  sont calculés à l'aide des conditions nominales .Ainsi il sera possible de déterminer les pertes de charges et thermiques pour tous les débit à travers le réseau vapeur .

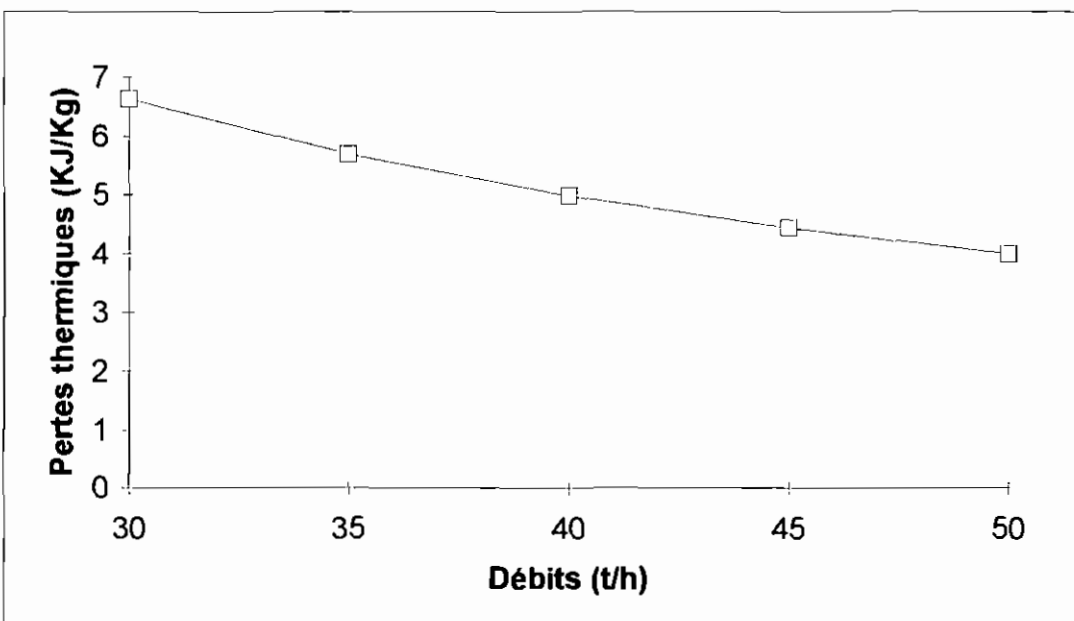
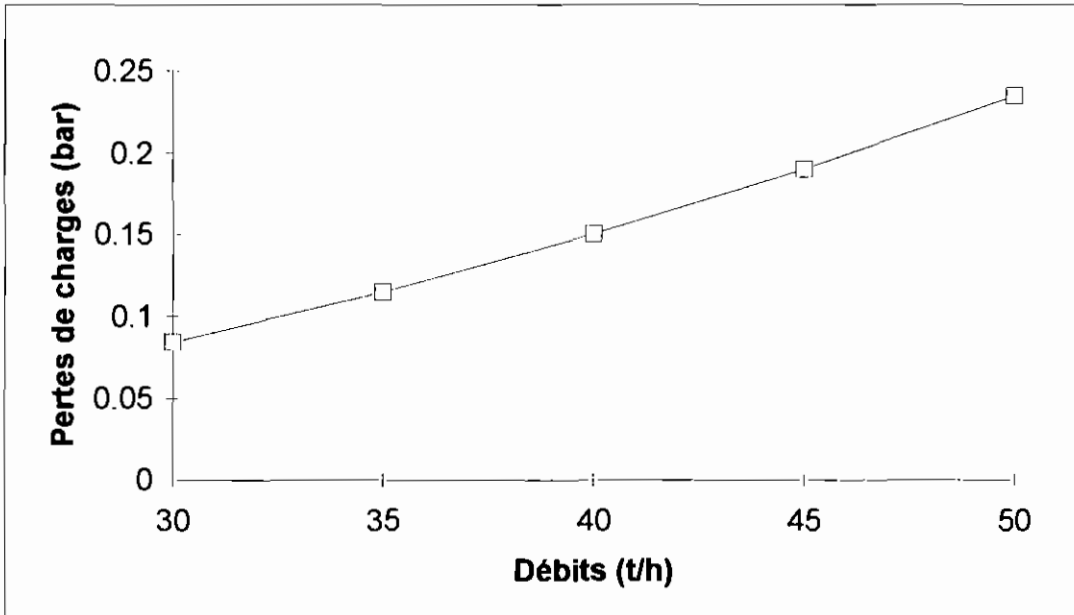
Nous donnons dans les pages suivantes l'évolution ( graphique ) des pertes de charges et des pertes thermiques en fonction du débit pour les lignes alimentant les turboalternateur principal et secondaire et la turbosoufflante .



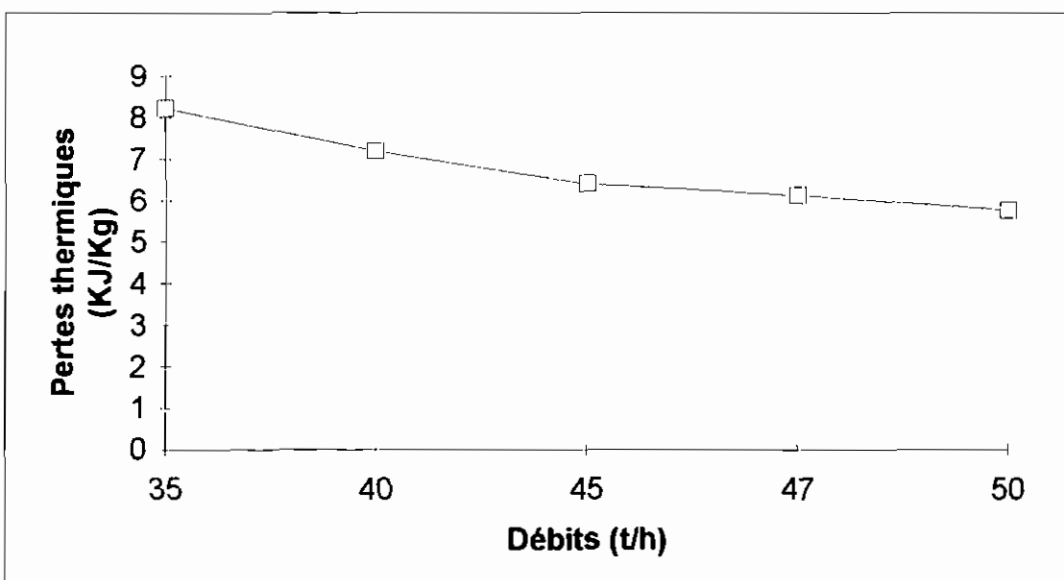
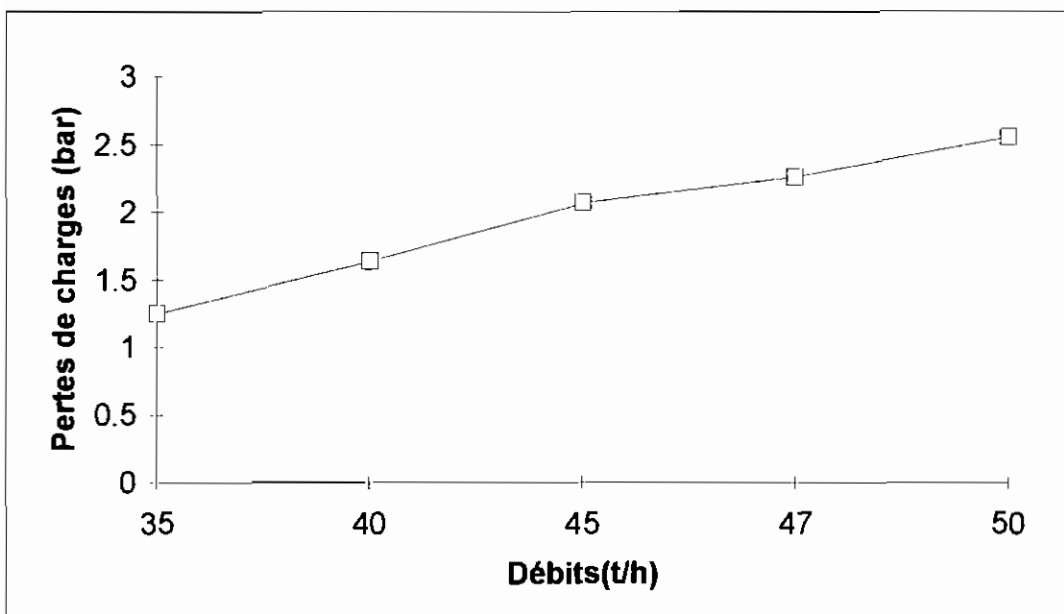
Graphique 1 : Evolution des pertes de charges et des pertes thermiques en fonction du débit : Ligne alimentant la TAP



Graphique 2 : Evolution des pertes de charges et des pertes thermiques en fonction du débit : Ligne alimentant la TAS



Graphique 3 : Evolution des pertes de charges et des pertes thermiques en fonction du débit : Ligne alimentant la TS



## **4 / CALCUL DES TAUX DE CONDENSATION**

Pendant la période de mise en régime de l'installation, une grande partie de l'énergie de la vapeur est mobilisée pour le réchauffage du réseau de distribution. Cela entraîne la condensation d'une fraction très importante de la vapeur. Ces condensats ainsi formés doivent être évacués le plus rapidement possible pour ne pas prolonger la durée de mise en régime de l'installation. La connaissance des taux de condensation est donc nécessaire pour pouvoir dimensionner correctement les purgeurs qui doivent les évacuer. Ces purgeurs se chargeront également d'évacuer, si toutefois ils existent, les condensats formés en régime établi.

### **4 - 1 / Taux de condensation en période de réchauffage**

En pratique, le débit massique de vapeur saturée nécessaire pour porter une canalisation de la température ambiante  $T_e$  à la température de la vapeur  $T_i$  est donnée par la formule :

$$I_h = \frac{mC(T_i - T_e)}{r} \times \frac{60}{t} \quad (18)$$

dans laquelle :

m = masse totale de la canalisation en kg

c = chaleur spécifique du métal constituant la conduite en kj/kg°C

r = chaleur latente de vaporisation de la vapeur en kj/kg

t = temps de mise en régime en minutes.

Pour la vapeur surchauffée, la formule théorique qui donne le débit de condensât est la suivante:

$$I_h = \frac{mC(T_i - T_e)}{J_{sur} - q_s} \times \frac{60}{t} \quad (19)$$

où  $J_{sur}$  est l'enthalpie de la vapeur surchauffée en kj/kg

$q_s$  = enthalpie de l'eau à la saturation en kj/kg.

Etant donné que la masse m de la canalisation tient compte des autres composantes connexes, elle peut se mettre sous la forme :

$$m = ML + \Sigma m \quad (20)$$

où

M = masse linéique de la conduite considérée (en kg/m)

L = longueur de la conduite (en m)

$\Sigma m_i$  = masses des vannes, clapets et brides.

## **Tableau des résultats**

Pendant la période de mise en régime, toutes les lignes alimentant les récepteurs (turbines) sont fermées. Donc seules les lignes allant des chaudières au barillet haute pression (R1512) et les circuits de démarrage sont ouvertes.

Les débits de condensats, aux points de purges de ces lignes, sont donnés dans le tableau des résultats qui suit. Les points de purge sont localisés sur les isométries qui sont en annexe IV .

### **- Données**

température de la vapeur  $T = 257,4^{\circ}\text{C}$

température ambiante  $T = 38^{\circ}\text{C}$

chaleur spécifique de l'acier  $C = 0,477 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$

chaleur latente de la vapeur à 45 bars  $r = 1677,5 \text{ kJ / kg}$

temps de réchauffage estimé fourni par les exploitants est  $t = 30 \text{ mn}$ .

Les débits donnés dans les tableaux de résultats ont été calculés en tenant compte d'un facteur de sécurité de 3 ( facteur conseillé par la plupart des auteurs en la matière). Cette majoration évite un éventuel sous-dimensionnement des purgeurs. En effet les conduites peuvent monter en température plus vite que prévu alors que le débit est inversement proportionnel au temps.

**- Condensats au niveau des conduites**

LIGNE	Point de purge	Quantité de condensats (kg)	Débit horaire de condensats (kg/h)
250 VH 01 201	P1	81	487
250 VH 01 202	P2	166	991
150 VH 01 204	P3	170	1 022
100 VH 01 205	P4	15	90
100 VHS 01 505	P5	6	34
100 VHS 01 505	P6	37	220
100 VHS 01 505	P7	29	170
100 VHS 01 507	P8	41	250
200 VHS 01 501	P9	98	591
250 VHS 01 204	P10	122	3 690
250 VHS 01 502	P11	280	1 678
150 VHS 01 503	P12	99	598
250 VHS 01 520	P13	468	2 805

**Tableau 4-1** : Débit de condensats en régime transitoire : annexe V pour la localisation des points

**- Condensats au niveau du barillet**

Les condensats au niveau du barillet sont de deux sortes : ceux occasionnés par le réchauffage du barillet et ceux résultant des conduites qui l'alimentent.

- lignes alimentant le barillet

LIGNE	Quantité de condensats (kg)
250 VHS 01 204	213
200 VHS 01 501	160
TOTAL	373

**Tableau 4-2** : Quantité de condensats collectée au niveau du barillet en régime transitoire

- réchauffage du barillet

La forme cylindrique du barillet permet de lui appliquer la formule ( 18 ). Les données sont les suivantes:

- longueur L = 8m
- diamètre D = 400 mm
- épaisseur e = 12,7 mm

le barillet étant en acier, sa masse volumique est de 7864 kg/m<sup>3</sup>.

Sa masse sera donc :

$$m = 7864 \left\{ \frac{\pi}{4} [(D + 2e)^2 - D^2] L + 2e \frac{\pi}{4} D^2 \right\} \quad ( 21 )$$

soit m=1061kg

d'où la quantité de condensats Q =66 kg



Ainsi, la quantité totale de condensats dans le barillet est  $Q = 439 \text{ kg}$ .

Le débit horaire correspondant est  $I_h = 2635 \text{ kg/h}$

#### **4- 2 / Taux de condensation en régime établi**

Sous l'effet des pertes de chaleur par radiation, des condensats vont toujours continuer à se former dans les conduites même après leur réchauffage.

Pour un transport de vapeur saturée, le débit de condensats à évacuer est donné par la formule

$$I = 3.6 \frac{C}{r} \quad (\text{en kg/h}) \quad (22)$$

où

$I$  = débit de condensaten  $\text{kg/s}$

$r$  = chaleur latente de vaporisation ( en  $\text{kJ/kg}$ )

$C$  = pertes thermiques au niveau de la conduite ( en Watts)

Les pertes thermiques  $C$  pour les tubes calorifugés sont données par la formule

$$C = \frac{\pi L(T_i - T_e)}{\frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{d_e}{d_{et}} + \frac{1}{h_e \times d_e}} \quad (23)$$

En régime établi, le calcul des condensats sur lignes surchauffées n'est pas pertinent. En effet la vapeur est portée dans ces lignes à plus de 400 °C , alors qu'en toute rigueur, la température doit chuter jusqu'aux environs de 250° C ( ne serait-ce qu'au niveau de la paroi des conduite) pour qu'il y est de de la condensation.

**- Condensats au niveau des conduites de vapeur saturée**

LIGNE	Point de purge	Débit de condensats (kg/h)
250 VH 01 201	P1	44
250 VH 01 202	P2	101
150 VH 01 204	P3	121
100 VH 01 205	P4	4

**Tableau 4-3** : Quantité de condensats en régime établi sur le réseau saturé

### **4 - 3 / Analyse des résultats**

Avant de pouvoir déceler les problèmes de dimensionnement ou de choix des purgeurs, il est primordial d'analyser d'abord les types de purgeurs qui sont actuellement sur le réseau .

### **4 - 3 - 1 / Types de purgeurs sur le réseau haute pression**

#### **- le purgeur bimétallique**

Ce purgeur qui résiste bien aux coups de bélier décharge l'air librement lors de la mise en régime. Il peut être soumis à de hautes pressions et utilisé en vapeur surchauffée. Il suit la courbe de saturation de la vapeur et ne nécessite pas de réglage en cas de variation de pression.

Cependant il n'évacue pas le condensât à sa température de formation. En effet, l'élément bimétallique accuse un certain retard avant de réagir par rapport à la variation de température du condensât ( ce qui est d'ailleurs son principe de fonctionnement ) .

C'est pour cette raison que le purgeur doit être placé à une certaine distance non calorifugée du point de purge.

Le modèle utilisé dans le réseau est le SM 45 DN20 qui peut évacuer jusqu'à 1800 kg/h de condensats pour une pression différentielle de 40 bars . Les caractéristique de ce type de purgeur sont disponibles sur sa fiche technique en annexe.

#### **- Le purgeur thermodynamique**

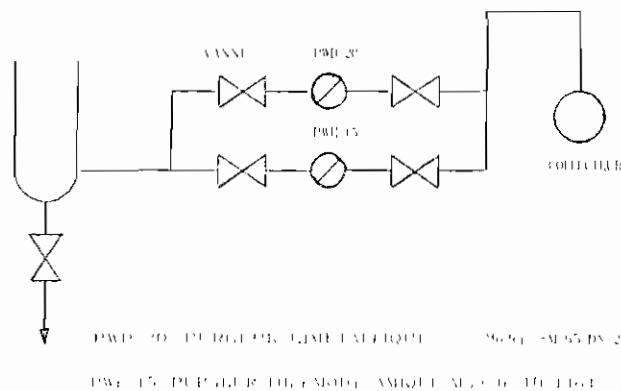
Ce type résiste également aux coups de bélier , mais aussi aux vibrations. Il évacue les condensats de manière instantanée et peut être soumis à de hautes pressions et à la vapeur surchauffée.

L'inconvénient majeur de ce type est qu'il se ferme en présence d'air à une vitesse élevée et ne convient donc pas pendant la période de mise en régime. Il ne répond pas également aux variations de pression et demande par conséquent un dimensionnement correct.

### - Type de montage des purgeurs

Les montages utilisés sur le réseau haute pression sont de deux types :

#### - le type 1



PWD 20 . purgeur bimétallique, SM 45 DN20 ( diamètre nominal de 20 mm )

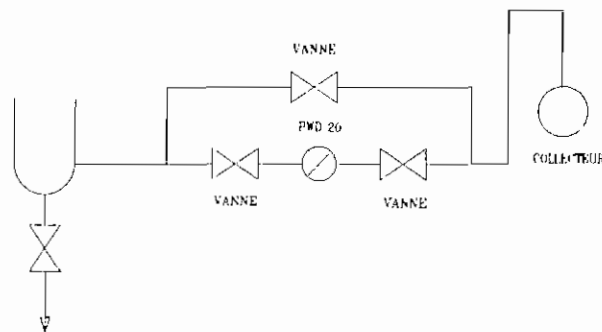
PWE 15 : purgeur thermodynamique, TD 1464 DN15 ( diamètre nominal de 15 mm )

Ce type est placé en amont des turbines ( turbo soufflante, turboalternateur principal, turbo pompe alimentaire ) au niveau des séparateurs .

Le type 1 utilise la complémentarité des deux purgeurs cités précédemment en les mettant en parallèle.

Un robinet placé en bas du pot de purge permet d'évacuer directement les premières quantités de condensats lors des démarrages . Il sert également de vidange pendant les arrêts.

### - le type 2



**figure 2**

PWD 20 : purgeur bimétallique, SM 45 DN20 (diamètre nominal de 20 mm )

Ce type est placé au niveau de tous les autres points de purge des lignes de hautes pressions .

Ce type est également muni d'un robinet de purge direct.

## **4 - 3 - 2 / Dimensionnement et choix des purgeurs**

### **1 - Problèmes d'entretien**

Il faut dire qu'actuellement la plupart des purgeurs est déconnectée du réseau de retour des condensats et donnent directement au niveau des égouts malgré la qualité de ces derniers. Ceci a comme avantage d'augmenter la pression différentielle au niveau des purgeurs et de le soulager donc d'un éventuel sur-dimensionnement. En effet, la capacité d'un purgeur croît avec la pression différentielle qui règne à son niveau.

Cependant cette solution ne se justifie pas pour la plupart des purgeurs qui en bénéficient. En effet, le modèle SM45 ( purgeur bimétallique ), qui est présente au niveau de tous les points de purge des lignes de hautes pressions, peut évacuer jusqu'à un débit de 1500 kg/h dans la plage de pression différentielle allant de 25 à 40 bars. Seulement, cela suppose que le purgeur soit en bon état de fonctionnement, ce qui ne peut être garanti que par un contrôle et un entretien régulier.

Remarquons à cet effet que la quasi totalité des purgeurs n' est pas protégée par un filtre. Ceci a comme conséquence fâcheuse de véhiculer les impuretés de la vapeur jusqu'aux mécanismes du purgeur entraînant ainsi des problèmes de fonctionnement de l'appareil.

Dans le cas des purgeurs bimétalliques, nous avons une faible marge de fermeture du clapet. Il suffit donc d'un léger dépôt pour que le clapet ne puisse pas s'appliquer correctement sur son siège, causant ainsi un gaspillage de vapeur. Les impuretés peuvent également endommager le purgeur en provoquant une érosion du clapet et du siège. Dans ce cas, le purgeur ne pourra plus assurer de manière correcte sa fonction.

Il est donc nécessaire de mettre des filtres en amont des purgeurs pour les soulager de ces ennuis. Notons que le modèle SM 65 a certes une crépine incorporée, mais vu son épaisseur, ce filtre ne suffit pas pour protéger le purgeur et peut même être obstrué, empêchant ainsi le condensât de circuler librement.

## **2 - Points de purge à créer**

A côté des problèmes d'entretien dont souffrent certains purgeurs, se pose également le problème des condensats non évacués ou drainés en grande quantité vers le barillet prolongeant ainsi de manière très sensible son temps de réchauffage.

Les endroits où nous avons jugé nécessaire de mettre des purgeurs sont indiqués sur les isométries qui sont en annexe ( point A1 à A8 ). Ces nouveaux points sont sur les lignes suivantes:

### **a - Ligne 250 VH 01 202**

Cette ligne sort de la chaudière V1254. En aval du clapet anti - retour CSB 250, nous avons un débit de 197kg/h de condensats qui est drainé jusqu'au point A1 (voir isométrie) en période de mise en régime. A cause de l'absence de purgeur, ces condensats sont drainés le long d'un collecteur verticale sur deux mètres par la vapeur à une vitesse de 20 m/s environ . Cette collecte des condensats ne sera pas sans

conséquences .En effet, sous l'effet de la gravitation, ces derniers auront tendance à s'opposer à ce transport créant ainsi des ondulations d'amplitude progressives qui peuvent provoquer des coups de bélier dangereux .

A cela s'ajoute l'humidification de la vapeur causée par le transport de gouttelettes d'eau condensée .

#### **b - Ligne 250 VH 01 203 03 S01**

Cette ligne alimente le surchauffeur V1208 à partir de la ligne commune aux deux chaudières. La structure de cette ligne est telle que tous les condensats collectés depuis la sortie de la chaudière V1204 sont drainés vers le surchauffeur. L'équation (19) donne un débit de 2600Kg/h en période de mise en régime. Cela se traduit sur le réseau par une augmentation du temps de réchauffage .

Il serait donc plus judicieux d'éliminer ces condensats en amont du surchauffeur. Le débit important de 1600 kg/h ( équation 19 ) qui est un peu juste pour un purgeur SM65 nous a conduit au choix de deux points de purge avec le même modèle. Ces purgeurs permettront en même temps d'évacuer l'air en période de mise en régime car cette partie du réseau est dépourvue de purgeur d'air.

Les deux points de purges à créer seront aux endroits suivants :

- au point bas de la ligne 250 VH 01 201 : point A2. Le débit à évacuer en ce point est de 1020 kg/h

- à l'entrée du surchauffeur V 1208 : point A3. Le débit en ce point est de 740 kg/h.



### **c - Ligne 250 VHS 01 204**

Cette ligne transporte de la vapeur surchauffée des deux surchauffeurs jusqu'au barillet haute pression R1512. En période de mise en régime, une partie de la vapeur surchauffée se condense . Ainsi, au point A4, nous avons un débit de 2960 kg/h qui correspond aux condensats résultant du réchauffage de 65 mètres de conduites. Ce débit non évacué se déverse au niveau de la lyre de dilatation verticale qui a une profondeur de 5 mètres. Le point de purge sur la lyre reçoit ainsi un débit de 3690 kg/h en période de mise en régime alors que la capacité du modèle SM 45 DN20 qui y est installé est inférieure à 2000 kg/h . Donc plus de 1500 kg/h vont être déversés dans le barillet sans compter les 1200 kg/h de condensats occasionnés par le reste de la conduite depuis la lyre jusqu'au barillet soit 68 mètres.

Ainsi, pour soulager le purgeur au niveau de la lyre et celui du barillet, il faudra installer des purgeurs aux points suivants :

- point A4 : le débit à évacuer en ce point est de 2960 kg/h
- point A5 : ce purgeur évitera au barillet un débit de 1276 kg/h

### **d - Ligne 200 VHS 01 501**

Cette ligne alimente le barillet haute pression à partir de la chaudière auxiliaire. Elle draine en même temps des condensats jusqu'au barillet soit 962 kg/h en période de mise en régime. La mise en place d'un purgeur au point A6 évitera ce déversement de condensât dans le barillet.

### **e - Barillet haute pression R1512**

Les condensats résultant du réchauffage du barillet ne sont que de 396 kg/h. Donc sur les 2635kg/h, 2200 kg/h proviennent des conduites d'alimentation. A cela s'ajoutent les 1500 kg/h que le purgeur P12 de la ligne 250 VHS 01 204 ne peut évacuer (voir paragraphe sur la ligne 250 VHS 01 204).

Cependant, les points de purge suggérés sur les lignes 250 VHS 01 204 et 250 VHS 01 501 permettront au barillet d'avoir à évacuer moins de condensats ( 396 kg/h en période de réchauffage ) , ce qui réduira considérablement son temps de réchauffage et par conséquent le temps d'attente des turbines qui est de 5 heures si le démarrage des chaudières se fait à froid et de trois heures si c'est un démarrage à chaud.

### **f - Ligne 250 VHS 01 502**

Les condensats collectés au pied de la lyre de dilatation (313 kg/h ) remontent cette dernière verticalement sur une hauteur de six mètres .Là aussi nous aurons des problèmes de coups de béliers suite au transport forcé des condensats dans la partie montante de la lyre .Pour palier cela , il sera nécessaire de mettre un purgeur au point A7 en amont de la lyre.

### **g - Ligne 250 VHS 01 520**

Cette ligne alimente le turboalternateur secondaire (TAS) depuis le barillet haute pression .Sur cette ligne, le séparateur ( muni d'un purgeur) se trouve en aval de la vanne d'isolement de la turbine. Pendant la période de mise en régime où la vanne est fermée, les condensats résultant du réchauffage de la ligne sont évacués par un

piquage de diamètre 20 mm pour un débit de 1230 kg/h. Il serait plus judicieux de mettre un purgeur automatique au point A8 qui permettrait en même temps d'évacuer l'air .

### 4 - 3 - 3 / Recapitulatif

Le tableau suivant résume les nouveaux points de purge à mettre en place ainsi que le choix des purgeur qui conviendraient aux débits calculés .

LIGNE	Points de purge	Débit de dimensionnement (kg/h)	Purgeur proposé
250 VH 01 201	A1	197	SM 45 DN20
250 VH 01 202	A2	1 020	SM 45 DN20
250 VH 01 203	A3	740	SM 45 DN20
250 VHS 01 204	A4	2 960	HM 900 DN20
250 VHS 01 204	A5	1 276	SM 45 DN20
200 VHS 01 501	A6	962	SM 45 DN20
250 VHS 01 502	A7	313	SM 45 DN20
250 VHS 01 520	A8	1 232	SM 45 DN20

**Tableau 4-4** : Points de purge et types de purgeurs proposés

En nous référant sur la courbe de débit du purgeur SM 45 DN20, nous remarquons que pour la plage de pressions différentielles allant de 25 à 40 bars, le purgeur peut évacuer de 1500kg/h à 1800 kg/h. Ainsi, pour les points de purges où ce type a été proposé, les débits calculés seront largement couverts. Il en est de même pour le point A4 où le purgeur proposé est le HM 900 DN20.

Avec un prix unitaire de 780 300 F CFA pour le SM 45 DN 20 et 1 125 400 F CFA pour le HM 900 DN 20, le coût total des purgeurs proposés est de **6 587 500 F CFA hors taxes.**

## Chapitre III : BILAN THERMIQUE

Le bilan thermique se fera, pour le cas de marche normale ,au niveau des chaudières, des surchauffeurs, du condenseur principal et de l'économiseur. Il s'agira de déterminer ( face à l'absence de débits - mètres sur le réseau gaz et pour faciliter le suivi thermique de l'installation ) les débits de gaz à travers les équipements cités ci - dessus et leurs caractéristiques .

Nous établirons le rendement de conversion de la caisse de catalyse ( jusqu' au dernier lit ) avant d'établir le bilan au niveau de l'économiseur. Les compositions massiques seront déterminées à partir des documents du constructeur .

Nous établirons ensuite la charge critique du condenseur principal en partant des données de design du constructeur. La marge de sécurité pourra être déterminée ainsi que le taux d'utilisation actuel de cet appareil .

Le bilan énergétique au niveau de la chaudière nous sera d'un grand apport dans la détermination de la relation entre débit de vapeur et celui d'acide sulfurique produit .

## 1 / LES CHAUDIERES

Après la combustion du soufre dans les fours, une grande partie des gaz est refroidie par l'émulsion eau vapeur à 8% à la température de 257.4 °C provenant de la bêche alimentaire. L'autre partie, environ 6% des gaz produits, ne traverse pas la chaudière. La vapeur sort des deux chaudières à l'état saturée sèche sous une pression de 45 bars absolue .

### 1 - 1 / Données

Les données de calculs sont les suivantes :

- Débit vapeur saturée produit au niveau des deux chaudières  $m_v = 141$  t/h
- Débit total de gaz à travers les deux chaudières en t/h :  $M_{gc}$
- 6% des gaz ne traversent pas la chaudière .
- Température d'entrée des gaz : 1100 °C
- Température de sortie des gaz des chaudières : 405 °C
- Enthalpie spécifique des gaz à l'entrée :  $H_{ge} = 1143,7$  kJ/kg
- Enthalpie spécifique des gaz à la sortie :  $H_{gs} = 388,903$  kJ/kg
- Composition massique des gaz : 23,85 % de  $SO_2$   
8,51 % de  $O_2$   
67,34 % de  $N_2$

- Enthalpie spécifique de l'émulsion eau vapeur :  $h_e = 1256,17 \text{ kJ/kg}$
- Enthalpie spécifique de la vapeur saturée sèche à la sortie :  $h_s = 2798 \text{ kJ/kg}$
- Pouvoir calorifique inférieur du soufre :  $\text{PCI} = 2210 \text{ kCal/kg}$
- Débit de soufre dans les deux fours :  $m_s = 35,5 \text{ t/h}$
- Pertes thermique dans les fours environ :  $1,5 \%$

### 1 - 2 / Bilan thermique

La chaleur cédée par le gaz est égale à celle récupérée par la vapeur ; d'où :

$$m_v (h_s - h_e) = M_{gc} (H_{ge} - H_{gs}) \quad (24)$$

Le débit de gaz passant à travers les deux chaudières est donc :

$$M_{gc} = m_v \frac{h_s - h_e}{H_{ge} - H_{gs}}, \quad (25)$$

$$M_{gc} = 288 \text{ t/h}$$

Le débit de gaz produit dans les deux fours ( en supposant que 6 pour-cent des gaz ne traversent pas la chaudière ) est : **305,3 t/h**

**- Chaleur totale produite par la combustion du soufre**

$$Q_0 = m_s \times \text{PCI} = \mathbf{91,1 \text{ MW}}$$

**- Chaleur totale récupérée par la vapeur**

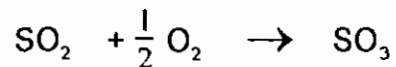
$$Q_1 = m_v (h_s - h_e) = \mathbf{61 \text{ MW}}$$

**- Pertes de chaleur dans les fours**

$$Q_2 = \mathbf{1,37 \text{ MW}}$$

## 2 - / LES SURCHAUFFEURS

Les surchauffeurs reçoivent le gaz après son premier séjour dans la caisse de catalyse où se passe une première transformation du  $\text{SO}_2$  en  $\text{SO}_3$ .



C'est une réaction d'équilibre qui s'effectue en présence d'un catalyseur : l'oxyde de vanadium .Ce dernier contrôle le sens de la réaction et son déroulement suivant quatre lits .

Une partie de la vapeur produite ne passe pas à travers le surchauffeur, car l'énergie disponible ne peut pas porter toute la production à une température de 415 °C sous une pression de 45 bars absolue.

### 2 - 1 / Données

La composition massique des gaz est prise dans la documentation .

69,008 %  $\text{N}_2$

7,758 %  $\text{O}_2$

14,712 %  $\text{SO}_3$

8,522 %  $\text{SO}_2$

Les données sont prises dans le cas de marche normale.

-Température d'entrée des gaz :  $T_e = 613 \text{ °C}$

-Température de sortie des gaz :  $T_s = 440 \text{ °C}$

- Température d'entrée de la vapeur :  $t_e = 257.4 \text{ °C}$



- Température de sortie de la vapeur surchauffée :  $t_s = 415 \text{ °C}$
- Enthalpie spécifique de la vapeur surchauffée :  $h_s = 3245,2 \text{ kJ/kg}$
- Enthalpie spécifique des gaz à l'entrée :  $H_{ge} = 604,306 \text{ kJ/kg}$
- Enthalpie spécifique des gaz à la sortie :  $H_{gs} = 423,85 \text{ kJ/kg}$
- Débit vapeur à travers les deux surchauffeurs :  $m_{vs} = 115 \text{ t/h}$
- Débit total de gaz à travers les surchauffeurs :  $M_{gs}$

Les pertes thermiques au niveau des surchauffeurs à travers la coquille sont négligées dans l'expression du bilan ( l'hypothèse est reprise dans la documentation ).

## **2 - 2 / Bilan thermique**

La quantité de chaleur perdue par le gaz est égale à celle récupérée par la vapeur .

$$m_{vs}( h_s - h_e ) = M_{gs}( H_{ge} - H_{gs} ) \quad ( 26 )$$

$$M_{gs} = m_{vs} \frac{h_s - h_e}{H_{ge} - H_{gs}} \quad ( 27 )$$

$$M_{gs} = 285 \text{ t/h}$$

Ainsi où le débit total de gaz à travers les surchauffeurs est de **285 t/h**.

Il faut noter que tout le gaz produit dans le four et traversant le premier lit de la caisse de catalyse ne passe pas dans les deux surchauffeurs .En effet une partie fait l'objet de by-pass avant de rejoindre le deuxième lit de la caisse .

### **2 - 3 / Calcul des paramètres des surchauffeurs**

- différence de température à l'entrée :  $\Delta_0 = T_c - t_c = 355,6 \text{ }^\circ\text{C}$

- différence de température à la sortie :  $\Delta_1 = T_s - t_s = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

- différence de température moyenne logarithmique :  $\Delta\theta_{LM} = 124,523 \text{ }^\circ\text{C}$

Le bilan énergétique peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\Phi_0 = m_{vs} ( h_s - h_c ) = F \times K \times S \times \Delta\theta_{LM} \quad (28)$$

K : Coefficient global d'échange

S : Surface d'échange

F : Facteur de correction lié à la configuration des surchauffeurs , F = 0,87.

$$\Phi_0 = 14,285 \text{ MW}$$

Pour déterminer le coefficient global d'échange spécifique à chaque surchauffeur; il faut prendre le débit qui le traverse et la surface correspondante .

**- Coefficient global d'échange : surchauffeur V 1208**

V 1258 : Calculs non faits par manque de la surface d'échange

- Surface d'échange :  $S = 670 \text{ m}^2$
- Débit vapeur :  $m_v = 57,5 \text{ t/h}$

Le coefficient global d'échange est de :  $K = m_v \frac{h_v - h_e}{0,87 \times S \times \Delta\theta_{LM}} \quad (29)$

$$K = 98,406 \text{ W/m}^2/\text{°C}$$

**- Coefficient d'échange externe entre les tubes et le gaz ( $h_c$ )**

Facteur d'encrassement à l'extérieur des tubes :  $F_G = 0,0002 \text{ h.m}^2.\text{°C/kCal}$

Facteur d'encrassement à l'intérieur des tubes :  $F_E = 0,0002 \text{ h.m}^2.\text{°C/kCal}$

Dans la documentation du constructeur les facteurs d'encrassements à l'extérieur et à l'intérieur des tubes sont égaux . Cependant, au cours de l'exploitation, le gaz circulant à l'extérieur des tubes provoque des dépôts et des souillures énormes; ce qui fait que en réalité l'extérieur des tubes est plus encrassé, d'ou un facteur plus important diminuant le coefficient d'échange global .

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + F_L + F_G \quad (30)$$

Le coefficient d'échange interne  $h_i$  est donné par l'expression suivante

$$h_i = 0,024 \times \frac{\lambda_f}{d_i} \times \left( \frac{m_v \cdot d_i}{u} \right)^{0,8} \quad (31)$$

$$h_i = 705,7 \text{ W/m}^2/\text{°C}$$

d'où un coefficient d'échange externe  $h_c$  de **123,7 W/m<sup>2</sup>/°C**

Il est important de noter que toute l'énergie produite à la sortie du surchauffeur n'est pas utilisée. En effet le turboalternateur secondaire ne fonctionne pas toujours et le reste de la vapeur surchauffée est détendu à travers des vannes détruisant l'énergie noble produite. Dans l'optique d'une future optimisation il serait plus économique d'utiliser cette vapeur pour produire de l'électricité.

### **3 / LE CONDENSEUR PRINCIPAL**

A la sortie de la turbine ( TAP ) l'excès de vapeur non utilisée est refroidi à travers le condenseur principal.

#### **3 - 1 / Données**

- Température d'entrée de la vapeur :  $T_e = 120 \text{ °C}$
- Température de sortie des condensats :  $T_s = 54 \text{ °C}$
- Température d'entrée de l'eau :  $t_e = 32 \text{ °C}$
- Température de sortie de l'eau :  $t_s = 38.3 \text{ °C}$  à 50 t/h de vapeur
- Le débit de vapeur à travers le condenseur varie en fonction des cas de marche :
  - Marche normale :  $m_v = 37 \text{ t/h}$
  - Marche à cadence réduite :  $m_v = 32 \text{ t/h}$
  - Marche avec 1 CP à l'arrêt :  $m_v = 63 \text{ t/h}$  ( valeur maximale imposée par le process).
- Débit d'eau traversant le condenseur :  $m_e = 4200 \text{ t/h}$
- Débit calorifique d'échange à 50 t/h :  $\Phi = 30,654 \text{ MW}$
- Débit vapeur traversant le condenseur :  $m_v = 50 \text{ t/h}$
- Surface d'échange :  $S = 720 \text{ m}^2$
- Facteur d'encrassement coté eau :  $0,0003 \text{ h.m}^2.\text{°C/kCal}$
- Facteur d'encrassement coté vapeur :  $0,0002 \text{ h.m}^2.\text{°C/kCal}$
- Enthalpie spécifique de la vapeur à l'entrée du condenseur :  $h_e = 2445 \text{ kJ/kg}$

- Enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie du condenseur :  $h_s = 226 \text{ kJ/kg}$

### **3 - 2 / Bilan thermique**

$$\Phi_1 = m_e \cdot C_p (t_s - t_e) = 30,723 \text{ MW} \quad (32)$$

$$\Phi_2 = m_v (h_e - h_s) = 30,82 \text{ MW} \quad (33)$$

$$\text{donc } \Phi = \Phi_1 = \Phi_2 \quad (34)$$

#### **- Coefficient d'échange global**

Différence de température à l'entrée :  $\Delta_1 = T_s - t_s = 88 \text{ }^\circ\text{C}$

Différence de température à la sortie :  $\Delta_2 = T_e - t_e = 15,7 \text{ }^\circ\text{C}$

Différence de température moyenne logarithmique :  $\Delta\theta_{LM} = 41,94 \text{ }^\circ\text{C}$

Le coefficient d'échange globale à travers la surface est de :

$$K = \frac{\Phi}{S \cdot \Delta\theta_{LM}} = 1017,42 \text{ W/m}^2\text{/}^\circ\text{C} \quad (35)$$

#### **- Température de sortie de l'eau**

Marche normale :  $t_s = 36,67 \text{ }^\circ\text{C}$

Marche à cadence réduite :  $t_s = 36,04 \text{ }^\circ\text{C}$

Marche avec un CP à l'arrêt :  $t_s = 39,96 \text{ }^\circ\text{C}$

### **3 - 3 / Etude de la charge critique au condenseur**

Pour déterminer la charge critique au condenseur nous allons partir des données de design du constructeur .En effet c'est avec ces données et en regard des conditions de fabrication et celles critiques d'exploitation que l'on pourra calculer le débit maximal qui doit traverser la condenseur .Le débit d'eau de refroidissement ainsi que les conditions d'entrée et de sortie de la vapeur ne changent pas car imposés par la pompe, l'échappement de la turbine et la bêche alimentaire .Seule la température de sortie de l'eau sera influencée par la variation de débit vapeur .

#### **- Données de design du constructeur**

Pression de la vapeur à l'entrée : 0,67 bar absolue

Enthalpie spécifique de la vapeur à l'entrée :  $h_e = 2720,3 \text{ kJ/kg}$

Enthalpie spécifique des condensâts à la sortie :  $h_s = 371,88 \text{ kJ/kg}$

Température de sortie de l'eau :  $t_s = 50 \text{ °C}$

Charge critique pouvant traverser le condenseur :  $m_{vcr}$

#### **- Bilan thermique**

$$m_e \cdot C_p (t_s - t_e) = m_{vcr} (h_e - h_s) \quad (36)$$

$$m_{vcr} = m_e \cdot C_p \cdot \frac{t_s - t_e}{h_e - h_s} = 134,56 \text{ t/h}$$

Le débit maximal à travers le condenseur est de : **134,56 t/h** . Cependant pour être plus sécuritaire, le constructeur préconise une charge critique de **110 t/h** ;ce qui représente 82% de la charge critique calculée .Le facteur de sécurité proposé par le constructeur est de 1,223 .Ceci correspond à une température de sortie de l'eau de 46,71 °C .Nous constatons qu'actuellement les trois cas de marche les plus représentatifs donnent un débit maximal de 63 t/h ( marche avec un CP à l'arrêt ) ;ce qui correspond à un facteur d'utilisation de 57,3% de la charge critique du constructeur .Il faut cependant noter que le turboalternateur secondaire n'est pas utilisé .



## **4 / L'ECONOMISEUR**

L' économiseur reçoit les gaz à la sortie du quatrième lit de la caisse de catalyse .Ils sont refroidis par l'eau alimentaire; augmentant ainsi le rendement du cycle de la vapeur .Cette eau est portée à la saturation sous une pression de 48 bars; dans les conditions d'admission de la bêche alimentaire .

### **4 - 1 / Calcul du rendement global de conversion dans la caisse de catalyse**

#### **4 - 1 - 1 / Rendement de conversion dans le premier lit**

Pour une production normale de 2600 t/j d'acide sulfurique, un débit de soufre de 35.37 t/h devra être brûlé dans les fours . Si nous considérons qu'il y a une perte de 1% à la filtration; le débit de soufre préparé sera de 35,72 t/h .La quantité d'oxygène combinée au soufre lors de sa réaction de combustion est de 1116,25 kmoles (  $35720/32$  ) et est égale à la quantité de dioxyde de soufre produite .Puisque la composition volumique des gaz à l'entrée du premier lit est de : 11% SO<sub>2</sub> , 10% O<sub>2</sub> et 79% N<sub>2</sub> .

- la quantité d'oxygène dans le gaz sera de :  $1116,25 \times \frac{10}{11} = 1014,77$  kmoles
- la quantité d'azote dans le gaz sera de :  $1116,25 \times \frac{79}{11} = 8016,17$  kmoles

Température d'entrée des gaz dans le premier lit :  $T = 432 \text{ }^\circ\text{C}$

Température de sortie des gaz du premier lit :  $T = 613 \text{ }^\circ\text{C}$

$H_E$  : enthalpie des gaz à l'entrée en kCal /h

$H_S$  : enthalpie des gaz à la sortie en kCal /h

$\Delta H_R$  : Chaleur de la réaction en kCal /h

Les enthalpies des gaz, à la température  $\theta$  ( en  $^\circ\text{C}$  ), sont données par les relations suivantes en kCal /kmoles :

$$\text{SO}_2 : H = 9,15 \theta + 0,00265 \theta^2$$

$$\text{O}_2 : H = 8,34 \theta + 0,00013 \theta^2$$

$$\text{N}_2 : H = 6.677 \theta + 0,0005 \theta^2$$

$$\text{SO}_3 : H = 12,65 \theta + 0,0086 \theta^2 \quad ( 37 )$$

Soit  $x_1$  : le rendement de la conversion dans le premier lit

**-Bilan thermique de la réaction** :  $H_E + \Delta H_R = H_S$  ( 38 )

$$H_E = 32720582,52 \quad \text{kCal /h}$$

$$\Delta H_R = 26176062,5.x_1 \quad \text{kCal /h}$$

$$H_S = 47383340,3 + 2010020,84.x_1 \quad \text{kCal /h}$$

d'où un rendement de conversion à travers le premier lit de :  $x_1 = 61 \%$

#### **4 - 1 - 2 / Rendement de conversion dans le deuxième lit**

Température d'entrée des gaz :  $440 \text{ }^\circ\text{C}$

Température de sortie des gaz :  $527 \text{ }^\circ\text{C}$

Rendement de conversion dans le 2<sup>e</sup> lit :  $x_2$

Les formules de calcul des différents enthalpies des constituants du gaz sont les mêmes que dans les calculs précédents .

- **Bilan thermique de la réaction** :  $H_E + \Delta H_R = H_S$  ( 38 )

Enthalpie des gaz à l'entrée du 2<sup>e</sup> lit :  $H_E = 33470577,15 \text{ kCal /h}$

Enthalpie des gaz à la sortie du 2<sup>e</sup> lit :  $H_S = 40415982 + 1430306,85. x_2$

Chaleur de la réaction :  $\Delta H_R = 26176062,5. x_2$

D'après le bilan, le rendement de conversion est :  $x_2 = 28 \%$

#### **4 - 1- 3 / Rendement de conversion dans le troisième lit**

Température d'entrée des gaz : 440 °C

Température de sortie des gaz : 463 °C

Rendement de conversion dans le 3<sup>e</sup> lit :  $x_3$

-**Bilan thermique de la réaction** :  $H_E + \Delta H_R = H_S$  ( 38 )

Enthalpie des gaz à l'entrée du 3<sup>e</sup> lit :  $H_E = 33470577,15 \text{ kCal /h}$

Enthalpie des gaz à la sortie du 3<sup>e</sup> lit :  $H_S = 35297445,24 + 1061941,26. x_3$

Chaleur de la réaction :  $\Delta H_R = 26176062,5. x_3$

D'après le bilan, le rendement de conversion est :  $x_3 = 7,2 \%$

#### **4 - 1- 4 / Rendement de conversion dans le quatrième lit**

Température d'entré des gaz : 429 °C

Température de sortie des gaz : 433 °C

Rendement de conversion dans le 4<sup>e</sup> lit :  $x_4$

**-Bilan thermique de la réaction :**  $H_E + \Delta H_R = H_S$  ( 38 )

Enthalpie des gaz à l'entrée du 3<sup>e</sup> lit :  $H_E = 32601884,4$  kCal /h

Enthalpie des gaz à la sortie du 3<sup>e</sup> lit :  $H_S = 32918132 + 908136,36. x_4$  kCal/h

Chaleur de la réaction :  $\Delta H_R = 26176062,5. x_4$  kCal/h

D'après le bilan, le rendement de conversion est :  $x_4 = 1,25 \%$

Le rendement global de conversion sera égale à la somme des rendements calculés au niveau des quatre lits de catalyse :

$$X = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 = 97,45 \%$$

Notons qu'il y a un refroidissement des gaz par l'air à la sortie des deuxième et troisième lit pour ramener leur température de 527 °C à 440 °C et de 463 °C à 429 °C respectivement.

#### **4 - 2 / Calcul du débit de gaz à travers l'économiseur**

**- Données de calcul :**

débit d'eau traversant l'économiseur en t/h :  $m_e$

enthalpie de l'eau à la sortie de l'économiseur :  $h_s = 1135,1$  kJ/kg  
enthalpie des condensats l'entrée de l'économiseur :  $h_e = 444,24$  kJ/kg  
température de sortie des gaz :  $T_s = 180$  °C  
température d'entrée des gaz :  $T_e = 433$  °C  
température d'entrée de l'eau alimentaire :  $t_e = 105$  °C  
température de sortie de l'émulsion eau vapeur :  $t_s = 261$  °C  
enthalpie volumique des gaz à l'entrée :  $H_{ge} = 420,844$  kJ/kg  
enthalpie volumique des gaz à la sortie :  $H_{gs} = 171,16$  kJ/kg

#### - Calcul du débit

Le débit de 141 t/h , égale à celui produit par la chaudière, ne traverse pas l'économiseur sous forme de condensats. En effet, il y a plusieurs points de purge à travers le réseau d'où des pertes de vapeur. Il faut y ajouter qu'au démarrage comme en régime établi il y a plusieurs fuites au niveau des brides de certains équipements; nous y reviendrons . A part ces pertes la vapeur produite, une fois condensée, est réchauffée à travers l'économiseur .

Soit  $m_e = 141$  t/h

bilan :

$$m_e ( h_s - h_e ) = M_{ge} ( H_{ge} - H_{gs} ) \quad ( 39 )$$

d'où le débit de gaz de :  $M_{ge} = 378,41$  t/h

## **5 / CALCUL DE LA PUISSANCE FOURNIE PAR LE**

### **TURBOALTERNATEUR PRINCIPAL ( TAP )**

Soient :  $m_{v1}$  le débit vapeur traversant le premier étage du TAP : 23 t/h

$m_{v2}$  le débit vapeur traversant les deux étages du TAP : 37 t/h

$h_e$  l'enthalpie à l'entrée du TAP ;  $h_e = 3245,2$  kJ/kg

$h_{s1}$  l'enthalpie à la sortie du premier étage du TAP ;  $h_{s1} = 2754$  kJ/kg

$h_{s2}$  l'enthalpie à la sortie du deuxième étage du TAP ;  $h_{s2} = 2445$  kJ/kg

Puissance théorique dans le cas de marche normal : 13 MW

Puissance théorique dans le cas de marche à cadence réduite : 11 MW

Puissance théorique dans le cas de marche avec un CP à l'arrêt : 10 MW

La puissance fournie par le turbo alternateur principal est donnée par l'expression :

$$P = m_{v1}(h_e - h_{s1}) + m_{v2}(h_e - h_{s2}) \quad (40)$$

Nous obtenons les valeurs suivantes suivant toujours les trois cad de marche

<b>marche normale</b>	<b>P = 11,36 MW</b>	<b>soit 87,4 %</b>
<b>marche à une cadence réduite</b>	<b>P = 9,98 MW</b>	<b>soit 90,7 %</b>
<b>marche avec un CP à l'arrêt</b>	<b>P = 8,851 MW</b>	<b>soit 88,5 %</b>

## **6 / RELATION ENTRE DÉBIT D'ACIDE SULFURIQUE ET DÉBIT DE VAPEUR FATALE PRODUITE**

Nous avons pu, avec les éléments de bilan, déterminer le débit total de gaz produit au niveau des deux fours. La composition massique de ces gaz est de :

- 23,856% de  $\text{SO}_2$
- 8,505% de  $\text{O}_2$
- 67,639% de  $\text{N}_2$

Soient  $Q_g$  : débit de gaz traversant les deux chaudières

$Q_{gf}$  : débit massique de gaz produit dans les deux fours

$Q_{\text{SO}_2}$  : débit massique de dioxyde de soufre produit dans les deux fours

$Q_{\text{SO}_3}$  : débit massique de anhydride de soufre produit dans la caisse de catalyse

$Q_{\text{H}_2\text{SO}_4}$  : débit d'acide sulfurique produit dans l'atelier

Les masses molaires des gaz sont les suivantes

dioxyde de soufre (  $\text{SO}_2$  ) : 64 kg/kmoles

anhydride sulfurique (  $\text{SO}_3$  ) : 80 kg/kmoles

acide sulfurique (  $\text{H}_2\text{SO}_4$  ) : 98 kg/kmoles

Ainsi le débit de dioxyde de soufre produit par la combustion est de :

$$Q_{\text{SO}_2} = 0,23856 \times Q_{gf} \quad ( 41 )$$

Avec un rendement de conversion global du  $\text{SO}_2$  en  $\text{SO}_3$  de 97,45%, le débit

de l'anhydride sulfurique  $\text{SO}_3$  obtenu est de :

$$Q_{\text{SO}_3} = 0,9745 \times \frac{80}{64} \times Q_{\text{SO}_2} \quad (42)$$

Le débit d'acide sulfurique obtenu est de :

$$Q_{\text{H}_2\text{SO}_4} = \frac{98}{80} Q_{\text{SO}_3} = 0,9745 \times \frac{98}{64} Q_{\text{SO}_2} = 0,23856 \times 0,9745 \times \frac{98}{64} Q_{\text{gf}}$$

$$Q_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 0,35598 \cdot Q_{\text{gf}} \quad (43)$$

D'après le bilan thermique ; nous avons une relation liant les débits vapeur et gaz :

$$Q_v \cdot 2,042708 = Q_g = Q_{\text{gf}} \times \frac{1}{1,06} = Q_{\text{H}_2\text{SO}_4} \times \frac{1}{0,37378}$$

d'où la relation recherchée :

$$Q_v = 1,297365 \times Q_{\text{H}_2\text{SO}_4} \quad (44)$$

Vérifions la production d'acide sulfurique pour les trois cas de marche en supposant une production uniforme d'acide dans le temps.

- **Marche normale** :  $Q_v = 141 \text{ t/h}$

Production nominale : **2600 t/j**

Production calculée :  $Q_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 2608,4 \text{ t/j}$ , soit un écart relatif de **0,33 %**.



- **Marche à cadence réduite :  $Q_v = 133$  t/h**

Production nominale **2450 t/j**

Production calculée :  $Q_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 2460,4$  t/j , soit un écart relatif de **0,42 %** .

- **Marche avec 1CP à l'arrêt :  $Q_v = 130$  t/h**

Production nominale : **2400 t/j**

Production calculée :  $Q_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 2404,88$  t/j soit un écart relatif de **0,2 %** .

## Chapitre IV : ANALYSE DE LA PHASE TRANSITOIRE AU DÉMARRAGE DES CHAUDIÈRES

Au démarrage chaudière, le réseau est rempli d'un fluide plus proche de l'eau que de la vapeur saturée cause de la très forte condensation de la vapeur. Au bout d'un certain temps le titre de la vapeur devient plus importante que celle de l'eau condensée ( plus de 50 % ) .

La vapeur est de mauvaise qualité car humide; elle ne peut donc être considérée comme un gaz parfait .Les pertes de charges et les pertes thermiques calculées ne sont pas valables pour cette phase .

Par cet analyse, nous allons exposer les bonnes dispositions à prendre de sorte à éviter les ennuis les plus fréquents dans les réseaux vapeur en générale .Ensuite nous analyserons certains défauts inhérents au réseau des I.C.S. et voir leurs incidences .

## **1 / DESCRIPTIF DES BONNES DISPOSITIONS A OBSERVER**

### **POUR UN RÉSEAU VAPEUR**

Avant le démarrage des chaudières, le réseau vapeur était froid .La vapeur, en arrivant, réchauffe les conduites du réseau en se condensant à cause des pertes de charges et des pertes thermiques .Elle cède alors son énergie et le rendement économique de l'installation est conditionné par l'évacuation rationnelle de cette eau condensée par le dispositif de purge à travers le réseau .

De tous les temps, l'évacuation des condensâts a toujours causé des problèmes au réseau de distribution de la vapeur .Un mauvais fonctionnement des purgeurs peut provenir :

- de la réalisation défectueuse du réseau vapeur ( mauvais choix des points de purge ). En effet les points de purge doivent être choisis de façon à permettre une évacuation efficace des condensâts .

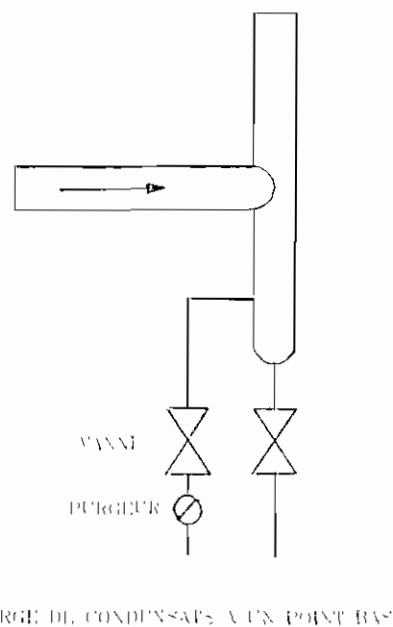
- du fait qu' ils ne sont pas précédés de filtres .En effet les purgeurs évacuent des eaux chargées à cause des érosions dans les tubes et des autres matières en suspension qui peuvent être emportées par la vapeur .Elles sont ainsi collectées aux points bas de l'installation; donc aux points de purge .C'est pourquoi il faut les faire précéder de filtres accessibles à tout moment pour vérifier leurs états et les changer éventuellement .

- d' un mauvais dimensionnement car les purgeurs doivent être systématiquement choisis pour pouvoir évacuer le débit maximal obtenu à la phase transitoire .

Si le débit à évacuer est particulièrement important, on peut prévoir un by - pass avec une purge directe .

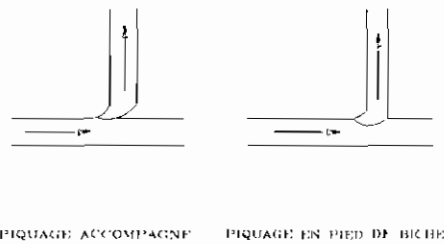
Le respect des points précédents permettra d'éviter les ennuis les plus fréquents .

- Les pots de purge doivent comporter dans leur partie inférieure un piquage avec un robinet de purge directe pour le vidange et le nettoyage des tuyauteries et sur le coté un autre piquage pour le raccordement du purgeur comme le montre la figure suivante .



**Figure 3**

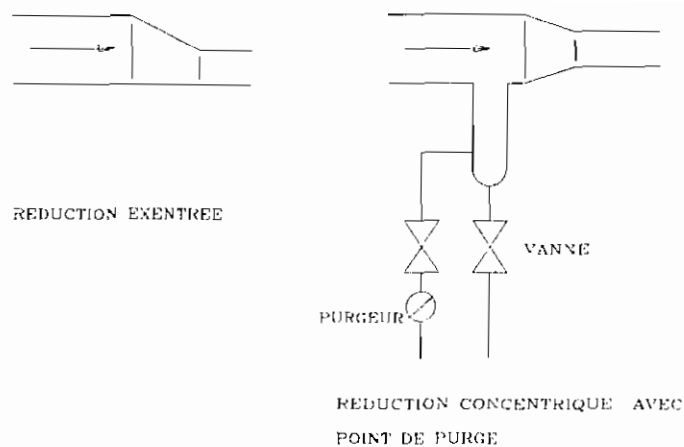
- Les piquages de raccordement des dérivation sur le réseau vapeur des I.C.S devraient se faire en " piquage accompagné " ou "en pieds de biche" comme le montre la figure suivante .



**Figure 4**

Ceci permettra d'éviter les érosions et les pertes de charges surtout dans cette phase de démarrage .Comme indiqué sur la figure les piquages devront se faire sur la partie supérieure afin d'éviter un entraînement d'eau condensée favorable à l'érosion des coudes et des té de piquage .

De même les réductions de diamètres sur les tuyauteries horizontales doivent se faire, soit de façon excentrée vers le bas pour favoriser l'acheminement des condensâts, soit de façon concentrique; mais dans ce cas il faut prévoir un point de purge sur le plus grand diamètre pour éviter la formation d'une poche d'eau permanente qui provoquerait des corrosions et des risques de coups de bélier dangereux . ( voir la figure )



**Figure 5**

Il y a toujours de l'air dans le réseau vapeur par suite du vide qui se produit à l'arrêt du fait de la condensation qui provoque son entrée par les joints non étanches, les reniflards et les vannes ouvertes .

A part l'air d'autres gaz incondensables se trouvent très souvent piégés dans le réseau au démarrage : C'est le cas de l'hydrogène .En effet la décomposition de la vapeur surchauffée libère l'oxygène qui se fixe sur le fer très oxydable aux hautes températures et met l'hydrogène en liberté .

A la remise en route de l'installation la vapeur vive vient en contact avec l'air et les autres gaz qui sont de mauvais conducteurs de chaleur. On observe une montée

lente de la température du réseau .Une grande partie de l'air se mélange avec la vapeur .

Dans le mélange de gaz, ( ou de gaz et de vapeur ) chaque composant exerce une pression partielle sur l'autre .La somme de ces pressions partielles donne la pression totale dans le réseau ( lue au niveau des manomètres ) .La pression partielle de chacun des gaz dépend de sa proportion dans le mélange .

A l'admission de la vapeur 45 bars ( absolue ) , le réseau se trouve donc rempli d'air qui ne peut s'échapper que par des orifices de faibles diamètres ( absence de purgeurs d'air ) . Cette grande quantité d'air augmentera la pression dans les conduites en vertu de la loi de Dalton des pressions partielles .

Cette grande pression, associée aux coups de bélier, peut faire vibrer les conduites et affecter le supportage du réseau .Les coups de bélier souvent observés sur le réseau au démarrage sont dus au fait que l'air, compressible, communique à l'eau (condensats), incompressible, des pulsations fortes .

Dès que la vapeur pénètre dans le réseau, elle essaie de chasser les gaz .Une partie de ces derniers se mélange avec elle; une autre partie se retrouve sous forme de film ( provisoirement ) le long des parois des conduites .On peut aussi retrouver ce film lorsque la vapeur, mélangée avec l'air, se condense augmentant ainsi le temps de montée en régime du réseau .

La configuration du réseau peut faire qu'une grande partie de l'air ne pourra pas atteindre les purgeurs ( d'air ) formant ainsi une couche isolante .En effet dans certains cas le volume d'air à chasser du réseau est tellement important qu'il risque de former

une colonne de gaz dans la conduite des condensats menant aux purgeurs les empêchant d'atteindre ces derniers . Les purgeurs sont ainsi bloqués par l'air .

L'air, étant plus léger que la vapeur, s'accumule aux points hauts où il est nécessaire de faire des purges d'air .Les endroits du réseau où se font la reprise des pentes ( généralement au dessus des purgeurs de condensâts ) sont aussi idéals pour le choix de ces points de purge d'air .

L'évacuation de l'air est aussi importante que celle des condensâts .L'air, mélangé à la vapeur, réduit sa température, son pouvoir de transmission calorifique et rallonge la durée de la montée en régime du réseau .Ce temps est en moyenne de trente minutes pour le réseau des I.C.S. .On peut considérer que l'air est une sorte d'impureté de la vapeur .

Quand la vapeur se condense, l'air s'accumule au dessus de l'eau condensée du fait de la différence de densité .Le purgeur peut alors commencer à évacuer les condensats. Cependant dans certains purgeurs pouvant évacuer les condensâts et l'air; celui - ci s'accumule à la partie supérieure perturbant son fonctionnement normale. C'est pourquoi en général on est obligé de prévoir un dispositif de purge d'air tout juste au dessus du purgeur de condensâts .

Pour pallier à ces inconvénients, la solution rationnelle consiste à traiter une installation vapeur en prévoyant sur toutes les tuyauteries une pente de façon à acheminer les condensâts vers les purgeurs sans aucune poche où l'air peut s'amasser .



Dans le but d'évacuer l'air avant la mise en régime du réseau, un petit réservoir pourra être disposé sur les parties hautes de l'installation de façon à ce que les incondensables s'y accumulent à l'arrêt .Il sera alors aisé d'évacuer ces gaz à l'aide d'un robinet manoeuvré au démarrage .De cette façon, les purgeurs ayant moins d'air à évacuer, fonctionneront plus facilement et d'une manière plus efficace; la montée en température du réseau se fera plus rapidement .

Le profil des tuyauteries peut parfois imposer la présence de poches d'air inévitables .Dans ce cas on les reliera au ballon d'air par un tube 4 à 8 mm de diamètre .

L'expérience a montré qu'il est facile d'améliorer de façon étonnante le rendement d'une installation de vapeur par la simple modification du profil des tuyauteries .On soupçonne à peine l'augmentation de rendement, et la suppression des ennuis de toutes sortes qui résulteront du respect des deux principes suivants :

- L'eau ( condensât ) et l'air sont les ennemis de la vapeur donc il faut les éliminer par tous les moyens .

- L'eau ( condensât ) et l'air ne montent jamais naturellement dans les canalisations .

## **2 / DÉFAUTS RENCONTRÉS SUR LE RESEAU VAPEUR DES I.C.S**

Au démarrage des chaudières, la vapeur est très humide et ne peut être utilisée au niveau des turbines .Différents circuits de démarrage peuvent être utilisés .Ce sont :

- Circuit normal qui achemine la vapeur vers la cheminée poubelle
- Les lignes de vapeur saturées et surchauffées jusqu'au barillet où la vapeur est évacuée par la vanne EV6 .

- Une fois dans le barillet, la vapeur est détendue pour les utilités basse pression que sont : l'aérocondenseur et la concentration au niveau de la concentration au sulfurique par la détente TV 1219 .

Comme nous l'avons vu plus haut; l'air et les condensâts doivent être évacués du réseau aux régimes transitoire et établi .

### **2 - 1 / Evacuation des condensats**

Aux I.C.S. l'évacuation des condensâts au démarrage se fait à l'aide de vannes de purge directe à cause de la très forte condensation .Ce dispositif semble convenir à première vue. Cependant il ne faudrait pas que ce dernier contribue au remplissage du réseau par l'air, car ces vannes de purge directe à commande manuelle peuvent être ouvertes avant l'arrivée des condensâts. Si elles sont fermées, elles peuvent être oubliées dans leur position, ce qui représente un danger .

Il faut noter que l'absence de filtre en amont des points de purge peut empêcher le bon fonctionnement des purgeurs à cause des matières en suspens qui sont emportées par la vapeur .

Dans le réseau de vapeur saturée, la non évacuation de manière efficace des condensats entraîne la distribution de vapeur humide ( la vapeur entraîne dans son mouvement des gouttelettes d'eau condensées ) . Ce changement des caractéristiques de la vapeur fait que les pertes de charges et thermiques calculées en régime établi ne sont plus valables dans cette phase . En effet ces paramètres sont calculés pour la vapeur saturée sèche et la vapeur surchauffée prises comme des gaz parfaits ( l'équation d'état de ces gaz est très proche de celle des gaz parfaits ) .

En parcourant le réseau de vapeur saturée à travers les isométries nous remarquons qu'il n y a pas de pentes sur les tronçons de conduites horizontales ; même si une certaine disposition des collecteurs et la vitesse de la vapeur peut permettre le drainage des condensats jusqu'aux points de purge . Cette anomalie du réseau devra être corrigée pour empêcher une humidification de la vapeur .

La ligne 250 VH 01 203 03 S01 alimente le surchauffeur V 1208 par un point bas . Cette ligne est dépourvue de purgeur à l'entrée du surchauffeur . La non évacuation des condensats à ce niveau a pour conséquences :

- des coups de bélier qui ont des répercussions sur la tuyauterie notamment au niveau des connections : brides ( fuites ) .

- la diminution du rendement du surchauffeur . En effet le titre massique de la vapeur à l'entrée ( surchauffeur ) diminue en fonction du taux de condensation :

740 kg/h . Il faut donc prévoir un dispositif de purge à ce niveau et nous proposons un purgeur de type SM 45 DN 20 .

La ligne 250 VHS 01 206 03 S01 devant alimenter la turbosoufflante à la sortie des surchauffeurs avant le barillet n'est plus utilisée et est isolée par une vanne . Cependant ce dernier n'est pas installé au niveau du piquage .Ce qui fait qu'il existe un tronçon où la vapeur, ne circulant pas, se condense sur une longueur de 65,27 m avec un taux de 1472 kg/h .Il y a lieu de prévoir un purgeur et une purge directe avant la vanne ou alors d'installer cette dernière au pied du piquage .Cette ligne, puisqu'elle n'est plus utilisée, devrait être enlevée du réseau .

Le séparateur sur la ligne 250 VHS 01 502 03 S02 est très éloigné de l'entrée du turboalternateur principal ( TAP ) .Après le séparateur, on note une longueur développée de 23,76 m avant la remontée vers le TAP .Il faut prévoir à ce point un purgeur ( avant la remontée vers le TAP ) afin d'éviter de changer la qualité de la vapeur surchauffée à l'entrée du TAP car le taux de condensation est de 1678 kg/h en régime transitoire.

## **2 - 2 / Evacuation de l'air**

La présence d'air et d'incondensables empêche le bon fonctionnement des purgeurs de condensats et ralentit la montée en régime du réseau . Les lignes 250 VH 01 201 et 250 VH 01 202 1 ne sont équipés de purgeurs d'air .La sortie des chaudières et la remontée de la pente ( au point le plus élevé ) qui se fait au dessus des purgeurs de type 2 installés sur chaque ligne sont des points où il est nécessaire de faire des purges d'air .

De même les entrées des surchauffeurs doivent être équipés de purgeurs d'air pour éviter les coups de bélier et leurs conséquences sur la tuyauterie .

## **2 - 3 / Fuites de vapeur à travers le réseau**

De nombreuses fuites de vapeur sont observées sur le réseau aux régimes transitoires et établi surtout sur les lignes reliant les chaudières aux surchauffeurs .En effet on note principalement un manque d'étanchéité au niveau des brides qui sont éléments de raccordement des tuyauteries et des équipements à travers le réseau .

Ces fuites peuvent être dues :

- à la mauvaise évacuation des condensats et de l'air .En effet, si les condensats sont mal évacués, ils se retrouvent dans des poches aux points bas du réseau .Avec la pression exercée par la vapeur sur l'air ( fluides compressibles ), de fortes pulsations sont transmises à la tuyauterie par l'intermédiaire des condensats provoquant ainsi des coups de béliers importants .

Ces efforts sur les tuyauteries peuvent provoquer des contraintes supplémentaires sur les brides ( connexion des différents éléments sur le réseau ) d'où une légère dilatation à ce niveau entraînant des fuites de vapeur.

- des défauts au niveau du supportage des conduites ;En effet les supportages sont conçus pour ne pas empêcher la dilatation des tuyauteries .Cependant un défaut sur ces derniers peut engendrer des efforts supplémentaires sur les conduites. Ces importantes efforts peuvent entraîner des ouvertures aux endroits où les brides sont installés provoquant ainsi des fuites de vapeur .

## Chapitre V CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

Du fait de l'importance de la quantité d'énergie qu'elle peut contenir, de sa propreté et de sa relative facilité de mise en oeuvre; la vapeur est un fluide couramment utilisé dans l'industrie. C'est pourquoi les Industries Chimiques du Sénégal ( I.C.S ) ont opté pour la production de vapeur afin de récupérer la grande quantité de chaleur dégagée au cours du processus de fabrication de l'acide sulfurique lequel entre dans la production d'acide phosphorique.

Ce diagnostic du réseau vapeur laisse entrevoir une possibilité de suivie des paramètres de fonctionnement surtout avec l'établissement du diagramme des pressions et un suivi thermique de toute l'installation.

Pour augmenter la efficacité du réseau, nous proposons :

- Le contrôle périodique du fonctionnement des purgeurs .
- La mise en place des purgeurs proposés aux endroits indiqués.
- De mettre des purgeurs d'air juste au dessus des purgeurs de condensats au moins le long du réseau saturé afin d'éviter les coups de béliers et vibrations que subissent les conduites.
- D'enlever la deuxième ligne alimentant la turbo - soufflante à cause du surplus de condensats qui est drainé dans le réseau.

Notre étude pourrait être complétée par celle faite par le bureau d'étude POSEIDON sur les supportages. Cette étude propose, à des endroits déterminés sur les plans, les supportages théoriques à mettre.

Les réseaux vapeur posent souvent des problèmes dans l'exploitation; mais c'est en combinant l'évacuation rationnelle des condensats, de l'air et la mise en place des supportages adéquats que l'on se débarrassera de ces ennuis.

## Références bibliographiques

- 1 - Robert POSITELLO, La vapeur d'eau industrielle
- 2 - Technique de l'ingénieur
- 3 - K . RAZNJEVIC, Tables et diagrammes thermodynamique
- 4 - SNRI
- 5 - Frank KREITH, Transmission de chaleur
- 6 - Bab Kock ( document technique )
- 7 - Documentation Spirax Sarco sur le réseau vapeur
- 8 - Notes de cours THERMO 321
- 9 - Tome II P. WUITHIER, Le pétrole raffinage et génie chimique
- 10 - Gordon Wilson, The design of high efficiency turbomachinery and gas turbines , 5<sup>e</sup> édition
- 11 - Documentation I.C.S.



# ANNEXES

# ANNEXE I : CALCUL DES PERTES DE CHARGES

## 1 / CALCUL DES LONGUEURS EQUIVALENTES DES PERTES DE CHARGES

### SINGULIERS

- Lignes 250 /300 VH 01 201 - 250 VH 01 202 - 250 VH 01 203

Tronçon A - C                      D = 250 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
Vanne à passage direct DSB250	2	2	4
Robinet à membrane	2,5	2	2,5
Coude 90° DN250	3,25	3	9,75
Té à 90° DN250	3,8	1	3,8
Clapet de retenue CSB250	28	1	28
Total			48,05

ronçon A' - C                      D = 250 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
DSB200	1,8	1	1,8
Elargissement 200x250	0,65	1	0,65
DSB250	2	1	2
CSB250	28	1	28
Robinet à membrane	2,5	1	2,5
Coude 90°	3,25	8	26
Coude 45°	2	2	4
Té	3,8	2	3,8
Té à entrée latérale	14	2	28
Total			104,5

## Tronçon C - D

D = 300mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
Coude 90°	3,8	1	3,8
Té	4,7	1	4,7
Elargissement 250x300	1	1	1
Total			9,5

## Tronçon D - E

D = 300 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Total
Té	4,7	1	4,7

## Tronçon E - G

D= 250 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
DSB250	2	1	2
Coude 90°	32,25	3	9,75
Coude 45°	2	1	2
Té à entrée latérale	14	2	28
Réducteur 300x250	0,5	1	0,5
Total			42,25

Tronçon G - H

D=250 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
Coude 90	3,25	1	3,25
Réducteur 250x200	0,4	1	0,4
Total			3,65

Tonçon E - H'

D= 250 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Total (m)
DSB250	2	1	2
Coude 90°	3,25	2	6,5
Coude 45	2	1	2
Réducteur 300x250	0,5	1	0,5
Total			11

**- Ligne 250 VHS 01 204**

Tronçon A - B

D= 250 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
DBS250	2	1	2
CSB250	28	1	28
Coude 90°	3,25	7	22,75
Elargissement 200x250	0,65	1	0,65
Total			53,4

Tronçon A' - B

D= 250 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
Coude 90°	3,25	5	16,25
DSB	2	1	2
CSB	28	1	28
Réducteur 300x250	0,5	1	0,5
Total			46,75

Tronçon B - C

D= 300 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
Té	3,9	1	3,9
Té à entrée latérale	14	1	14
Elargissement 250x300	12	1	1
Total			18,9

Tronçon C - D

D = 250 mm

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
Coude 90°	3,25	19	61,75
DSB	2	1	2
Entrée barillet R1512	13,4	1	13,4
Total			77,15

**- Ligne 250 VHS 01 502**

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
Coude 90°	3,25	11	35,75
Coude 45°	2	2	4
Coude 30°	1,6	2	3,2
Entrée séparateur	12	1	12
Sortie séparateur	7,5	1	7,5
Total			62,45

**-Ligne 150 VHS 01 503**

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
Coude 90°	2	12	24
DSB 150	1,3	2	2,6
Entrée séparateur	6,6	1	6,6
Sortie séparateur	4	1	4
Total			37,2

**Ligne 250 VHS 01 520**

Organe	Le (m)	Nbre	Lt (m)
DSB250	2	2	4
Coude 90°	3,25	4	13
Entrée séparateur	12	1	12
Sortie séparateur	7,5	1	7,5
Total			36,5

## **2 / CALCUL DES PERTES DE CHARGES : MARCHÉ EN CADENCE RÉDUITE**

**- LIGNES 250 / 300 VH 01 201**

### **DONNEES**

Pression absolue  $P = 45$  bars

Température  $T = 257,4$  °C

Masse volumique  $\rho = 22,72$  kg/m<sup>3</sup>

Coefficient de viscosité  $\nu = 0,86$  cSt

conduite étant en acier carboné,  $K_r = 0,2$  mm

### **CALCUL DES PRESSIONS DE SORTIE**

Tronçon	Diamètre D (mm)	Débit (t/h)	Vitesse V (m/s)	Nombre de Reynolds	Coefficient de friction	Longueur totale $L_i$ (m)	Pression de sortie
A - C	250	77	18,18	5,57	0,01867	62,26	44,8
A' - C	250	56	13,95	4,05	0,01869	142,81	44,76
C - D	300	133	23	8,02	0,01788	13,33	44,73
D - E	300	106	18,33	6,39	0,01790	8,09	44,71
E - G	250	53	13,2	3,84	0,01871	70,01	44,61
G - H	200	53	20,63	4,8	0,01970	4,96	44,59
E - H'	250	53	13,2	3,84	0,01871	23,91	44,67

## **-SURCHAUFFEURS**

Pertes de charges :  $\Delta P = 0,40$  bars

Surchauffeurs	Pression d'entrée	Pression de
V1208	44,67	44,27
V1258	44,59	44,19

## **- LIGNE 250 VHS 01 204**

### **Paramètres à l'entrée**

Température  $T = 415$  °C

Masse volumique  $\rho = 14,71$  kg/m<sup>3</sup>

Coefficient de viscosité  $\nu = 1,64$  cSt

### **CALCUL DES PRESSIONS DE SORTIE**

Tronçon	D (mm)	Q (T/h)	V (m/s)	R x10 <sup>6</sup>	Coefficient de friction	Longueur total L <sub>1</sub> (m)	Pression de
A - B	250	53	20,39	3,11	0,01873	85,41	43,99
A' - B	250	53	20,29	3,11	0,02	64,04	44,12
B - C	300	106	28,18	5,18	0,01791	20,44	43,98
C - D	250	106	40,78	6,22	0,01867	172,1	42,38



## - PARAMETRES DANS LE BARILLET R1512

Pression P = 42,38 bars

Masse volumique  $\rho = 14,64 \text{ kg/m}^3$

viscosité cinématique  $\nu = 1,73 \text{ cSt}$

### LIGNES 250 VHS 01 502 - 150 VHS 01 503 - 250 VHS 01 520

LIGNES	Débit I (T/H)	Vitesse V(m/s)	Nombre de Reynoldsx10 <sup>6</sup>	Coefficient de friction	longueur totale (m)	Pression de sortie
250 VHS 01 502	60	21,36	3,08	0,01872	123,25	40,08
150 VHS 01 503	47	49,26	4,26	0,02114	79,41	40,42
250 VHS 01 520	40	16,52	2,32	0,01877	104,05	42,23

### **3 / CALCUL DES PERTES DE CHARGES : MARCHÉ AVEC UN CP A L'ARRET**

**-LIGNES 250 / 300 VH 01 201 03 S01**

#### **DONNEES**

Pression absolue  $P = 45 \text{ bar}$

Température  $T = 257,4 \text{ °C}$

Masse volumique  $\rho = 22,72 \text{ kg/m}^3$

Coefficient de viscosité  $\nu = 0,86 \text{ cSt}$

conduite étant en acier carboné,  $K_r = 0,2 \text{ mm}$

#### **CALCUL DES PRESSIONS DE SORTIE**

Tronçon	Diamètre D (mm)	Débit (t/h)	Vitesse V (m/s)	Nombre de Reynolds	Coefficient de friction	Longueur totale $L_1$ (m)	Pression de sortie
A - C	250	75	18,68	5,43	0,01867	62,26	44,81
A' - C	250	55	13,67	3,98	0,01870	142,81	44,77
C - D	300	130	22,48	7,84	0,01788	13,33	44,73
D - E	300	110	19,03	6,64	0,01789	8,09	44,71
E - G	250	55	13,98	3,98	0,0187	70,01	44,59
G - H	200	55	21,4	4,98	0,01970	4,96	44,56
E - H'	250	55	13,69	3,98	0,01870	23,91	44,69

## -SURCHAUFFEURS

Pertes de charges :  $\Delta P = 0,43$  bars

Surchauffeurs	Pression d'entrée (bars)	Pression de
V 1208	44,69	44,26
V 1258	44,56	44,13

## - LIGNE 250/300 VHS 01 204

### Paramètres à l'entrée

Température  $T = 415$  °C

Masse volumique  $\rho = 14,68$  kg/m<sup>3</sup>

Coefficient de viscosité  $\nu = 1,64$  cSt

### CALCUL DES PRESSIONS DE SORTIE

Tronçon	D (mm)	Q (T/h)	V (m/s)	$R_e$ $\times 10^6$	Coefficient de friction	Longueur total $L_t$ (m)	Pression de
A - B	250	55	21,2	3,23	0,01873	85,41	43,92
A' - B	250	55	21,2	3,23	0,02	64,04	44,1
B - C	300	110	29,39	5,39	0,01791	20,44	43,93
C - D	250	110	42,4	6,46	0,01867	172,1	42,2

## PARAMETRES DANS LE BARILLET R1512

Pression P = 42,20 bars

Masse volumique  $\rho = 13,98 \text{ kg/m}^3$

viscosité cinématique  $\nu = 1,75 \text{ cSt}$

### LIGNES 250 VHS 01 502 - 150 VHS 01 503 - 250 VHS 01 520

LIGNES	Débit I (T/H)	Vitesse V(m/s)	Nombre de Reynoldsx10 <sup>6</sup>	Coefficient de friction	longueur totale (m)	Pression de sortie
250 VHS 01 502	46	18,62	2,65	0,01875	123,25	41,97
150 VHS 01 503	44	49,47	4,24	0,02115	79,41	40,24
250 VHS 01 520	40	16,19	2,32	0,01877	104,05	42,05

## ANNEXE II : CALCUL DES PERTES THERMIQUES

### 1- Calcul des pertes thermiques : Marche à cadence réduite

- **Ligne 250/300 VH 01 201 03 SO1** : ligne allant de la chaudière V 1204 au surchauffeur V 1258

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
250	273	373	14,21	159,5	173,7	77	2,58	55,2
250	273	373	38,3	153,2	191,5	56	3,91	60,83
300	323,9	463,9	7,83	2,25	10,08	133	0,08	2,84
300	323,9	463,9	3,39	2,25	5,64	106	0,05	1,58
250	273	373	12,91	46	58,91	53	1,27	18,71
250	273	373	27,76	38,75	66,51	53	1,43	21,13
200	219,1	319,1	1,31	8	9,31	53	0,17	2,47
Total							9,49	162,76

-**Ligne 250/300 VHS 01 204 03 SO2** : ligne allant des surchauffeurs vers le barillet haute pression .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
250	273	413	32,01	81	113,01	53	4,46	65,63
300	323,9	483,9	1,55	2,25	3,8	106	0,08	2,28
250	273	413	94,95	76,25	171,2	106	3,38	99,43
Total							7,91	167,34

- **Ligne 250 VHS 01 502** : ligne allant du barillet haute pression vers le turbo - alternateur principal .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
250	273	413	60,8	132,5	193,3	53	7,62	112,27

- **Ligne 150 VHS 01 503** : ligne allant du barillet haute pression vers la turbo - soufflante .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
150	168,3	268,3	42,21	124,5	166,71	44	6,95	84,98

- **Ligne 250 VHS 01 520** : ligne allant du barillet haute pression vers le turbo - alternateur secondaire .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
250	273	373	67,55	125	192,55	40	12,91	143,44

## 2- Calcul des pertes thermiques : Marche avec un CP à l'arrêt

- **Ligne 250/300 VH 01 201 03 SO1** : ligne allant de la chaudière V 1204 au surchauffeur V 1258 .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
250	273	373	14,21	159,5	173,7	75	5,65	55,18
250	273	373	38,3	153,2	191,5	55	3,98	60,84
300	323,9	463,9	7,83	2,25	10,08	130	0,08	2,84
300	323,9	463,9	3,39	2,25	5,64	110	0,05	1,59
250	273	373	12,91	46	58,91	55	1,22	18,71
250	273	373	27,76	38,75	66,51	55	1,38	21,13
200	219,1	319,1	1,31	8	9,31	55	0,16	2,47
Total							12,53	162,76

**Ligne 250/300 VHS 01 204 03 SO2** : ligne allant des surchauffeurs vers le barillet haute pression .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
250	273	413	32,01	81	113,01	55	4,3	65,64
300	323,9	483,9	1,55	2,25	3,8	110	0,07	2,28
250	273	413	94,95	76,25	171,2	110	3,25	99,43
Total							7,62	167,35

- **Ligne 250 VHS 01 502** : ligne allant du barillet haute pression vers le turbo - alternateur principal .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
250	273	413	60,8	132,5	193,3	46	8,87	112,27

- **Ligne 150 VHS 01 503** : ligne allant du barillet haute pression vers la turbo - soufflante .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
150	168,3	268,3	42,21	124,5	166,71	44	6,95	84,98

- **Ligne 250 VHS 01 520** : ligne allant du barillet haute pression vers le turbo - alternateur secondaire .

d (mm)	det (mm)	de (mm)	L (m)	Le (m)	LT (m)	I (t/h)	q (kJ/kg)	C (kW)
250	273	373	67,55	125	192,55	40	12,91	143,44



## ANNEXE III : CALCUL DES TAUX DE CONDENSATION

### 1 / TAUX DE CONDENSATS EN PERIODE DE MISE EN REGIME

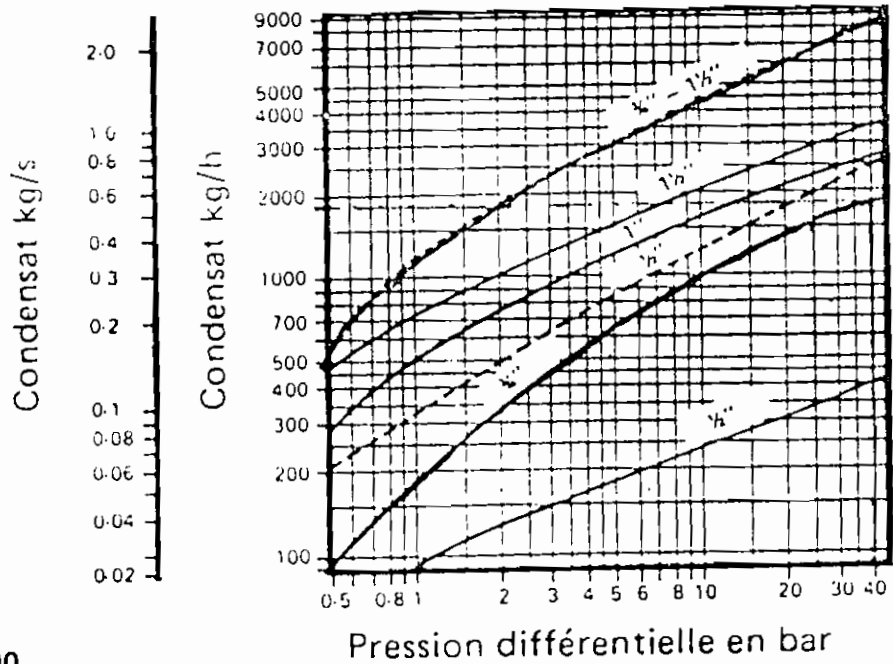
LIGNE	Point de purge	Masse linéique de la conduite (kg/m)	Long L (m)	Masses Vannes brides, etc...	Quantité de condensats (kg)	Débit horaire de condensats ( kg/h)
250 VH 01 201	P1	60,4	21,5	0	81	487
250 VH 01 202	P2	60,4	33,75	608	166	991
150 VH 01 204	P3	28,31	83,03	380,3	170	1 022
100 VH 01 205	P4	16,13	4,34	166,47	15	90
100 VHS 01 505	P5	16,13	2,4	0	6	34
		28,31	1,8	0		
100 VHS 01 505	P6	16,13	18,22	377,24	37	220
100 VHS 01 505	P7	16,13	14,02	292,31	29	170
100 VHS 01 507	P8	16,13	9,13	499,41	41	250
		28,31	7,64	0		
200 VHS 01 501	P9	42,62	7,96	1 239,6	98	591
250 VHS 01 204	P10	60,4	97,86	3 941,12	615	3 690
250 VHS 01 502	P11	60,4	37,44	2 222,56	280	1 678
150 VHS 01 503	P12	28,31	32,42	680,3	99	598
250 VHS 01 520	P13	60,4	59,66	3 887,12	468	2 805

## **2 /TAUX DE CONDENSAT EN REGIME ETABLI**

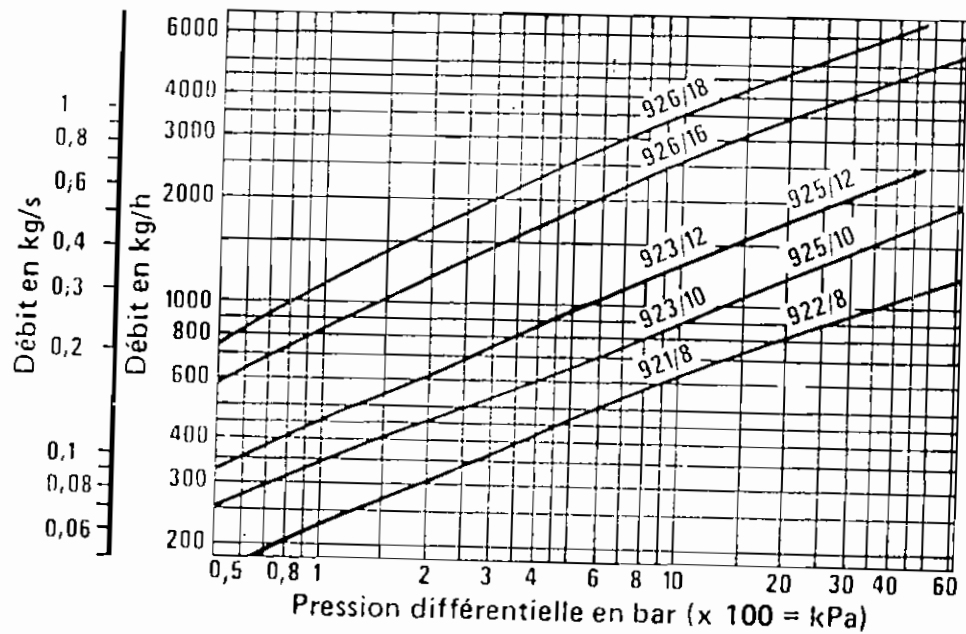
LIGNE	Point de purge	Det (mm)	De (mm)	L (m)	Leq (m)	Lt (m)	C (kw)	Débit de condensats (kg/h)
250 VH 01 201	P1	273	373	21,5	9	30,5	10,35	44
250 VH 01 202	P2	273	373	33,75	42,5	76,25	25,86	101
150 VH 01 204	P3	168,3	268,3	83,03	40,5	123,53	28,54	121
100 VH 01 205	P4	114,3	214,3	4,43	0	4,34	0,75	4

# ANNEXE IV : COURBES CARACTERISTIQUES DES PURGEURS

## 1 - Purgeur SM 45 Débits



## 2 - Purgeur HM 900



## ANNEXE V : PLANS ET ISOMETRIES