

4/74

1ex

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

Ecole Nationale Polytechnique

Département Mécanique

THESE DE FIN D'ETUDES

TURBINE A VAPEUR

23 MW

1974

Proposée par

Etudiée par

Mme E.YAKIMOVA

M. EL-KSOURI.D

UNIVERSITE D'ALGER

Ecole Nationale Polytechnique

Département Mécanique

THESE DE FIN D'ETUDES

TURBINE A VAPEUR

23 MW

Proposée par

Mme E.YAKIMOVA

Étudiée par

M. EL-KSOURI.D

je dedie cette these

A MON PERE

A MA MERE

Ainsi que tout le corps enseignant
pour la formation reçue tout au
long de ma scolarité

Qu'ils trouvent ici l'expression de
ma profonde reconnaissance

I N T R O D U C T I O N

A l'heure actuelle, la production d'énergie représente la base fondamentale de la production industrielle contemporaine. La vie économique et matérielle est étroitement liée à cette production de sorte que l'absence de celle-ci perturbe l'ensemble de la vie économique.

Cette thèse aura, pour but principal, de démontrer quelles ont été les conséquences de la crise énergétique qui a frappé, vers la fin de l'année 1973 jusqu'à 74, les pays développés. Cette crise a bouleversé les divers domaines de la vie sociale, tant sur le plan économique que financier.

Voyons à présent comment se présentent les bases de la production et quels en sont les principaux facteurs.

Il y a tout d'abord : la Turbine à vapeur, qui fonctionne soit par le procédé classique, c'est à dire générateur à vapeur, soit par réacteur nucléaire qui produit de la vapeur. En second lieu il y a les turbines à gaz, utilisées surtout pour la production de petites quantités d'énergie, notamment dans les déserts, pour les transports maritimes et également dans les pays de grands froids, comme en Sibérie par exemple. Cependant ces turbines à gaz ne représentent en aucun cas une base de la production énergétique. Signalons au passage que l'énergie produite par les moteurs diesel est très répandue.

En quatrième lieu, il y a les convertisseurs d'énergie magnétohydrodynamique des piles à combustibles chimiques. En cinquième lieu on trouve les piles nucléaires. D'ailleurs malgré les efforts depuis ces 20 années de progrès, les importants investissements consacrés en ces domaines, n'ont donné aucune satisfaction.

Selon les statistiques, la production mondiale d'énergie est basée, pour le moment, sur le : fuel-oil, le combustible solide, et en petite partie sur le gaz naturel, ainsi que sur un petit pourcentage de la production qui augmente constamment et qui est dû aux centrales nucléaires.

Technologiquement, les turbines sont divisées en trois parties :

- turbines à contre-pression, dont la puissance maximale est d'environ 100.000 KW.
- turbines à prélèvement de vapeur dont la puissance maximale est d'environ 100.000 KW.

.../...

- turbines à condensation de vapeur dont la puissance maximale unitaire installée, est d'environ 1.200.000 KW.

Ma tâche est de calculer et de construire une turbine avec une puissance de 23.000 KW.

- prélèvement DN 60 T/h, 12 atmosphères.

Ces turbines sont normalement utilisées dans des centrales thermiques, construites près des usines utilisant la vapeur à des fins technologiques. Il existe, plusieurs fabricants qui demandent obligatoirement l'utilisation de cette vapeur prélevée (usines pétrochimiques, usines textiles, usines de caoutchouc, usines produisant du plastique, usines alimentaires, etc...).

Ces turbines doivent être prévues aussi pour un travail purement à condensation pour répondre aux besoins en cas où la quantité de prélèvement est encore petite (usine en expansion) ou en cas d'une demande d'électricité. Dans l'industrie de production de machines énergétiques on constate une tendance élevée de la puissance unitaire.

Si dans les " années 30 " la turbine à vapeur d'une puissance de 25.000 KW était un événement, pour le moment la puissance de 500.000 et 800.000 KW est un cas ordinaire. On prépare dans les années à venir des turbines à vapeur de 1.200.000 KW sur un arbre unitaire.

Dans les bureaux de recherche, on travaille sur des turbines encore plus puissantes.

Les turbines à gaz en exploitation ont déjà une puissance unitaire de 100.000 KW. Les blocs nucléaires standard sont de 500.000 à 1.000.000 de KW.

L'augmentation de la puissance dans une même machine est économiquement plus rentable parce qu'elle diminue la quantité de métal utilisé, et par là même occasion, les frais d'exploitation sont moindres. Mais l'augmentation de la puissance accroît les dimensions de la machine : le poids des pièces en rotation est surchargé par les forces centrifuges. Cet inconvénient pose de nouveaux problèmes métallurgiques, qui nécessitent des investissements colossaux.

D'ailleurs les chercheurs ont constaté quelquefois que les nouveaux matériaux ont la résistance accrue dans les laboratoires, mais les difficultés commencent vraiment lorsqu'on augmente le volume des pièces dont la probabilité des défauts structuraux augmente nettement.

Ceci est relié avant tout avec le contact de la pièce coulée, avec les murs plus froids de la forme, avec la différence de température qui se manifeste au moment du durcissement du métal, et qui forme des zones avec des qualités chimiques mécaniques et physiques différentes, ce qui demeure très difficile à réaliser.

Si la turbine à vapeur est très grande, le constructeur doit prévoir une plus grande sécurité : par exemple, la panne d'un bloc de 1.000.000 KW entraîne des pertes économiques beaucoup plus élevées que pour une turbine de 150.000 KW.

Il y a trois voies de production :

d'abord,

- poids des pièces de plus de 250 tonnes qui demandent des investissements considérables pour de nouvelles unités de production. Les unités contemporaines de production peuvent assurer des pièces d'environ 250 T.

puis ;

- celle de faire des pièces énormes en partie, et de les relier par martelages ou électro-sondage, protégées et bluminguées.

Avec de pareilles méthodes on peut arriver à fabriquer des pièces de 160 tonnes.

troisième voie, est de :

- souder les pièces qui sont usinées au préalable. On peut arriver à produire des pièces comme par exemple le rotor (l'arbre) de turbine, de 500.000 KW qui a un diamètre de 3 m. et les différents éléments soudés ont une épaisseur de 600 à 700 mm. Le poids total arrive à environ 100 tonnes pour quelques unes des pièces.

Pour les arbres de turbine à 500, 1.000, 1.600 MW à 1.500 t/mn, on a besoin de pièces brutes qui pèsent respectivement 350, 540, 640 tonnes.

Un autre problème, c'est celui du calcul des pièces qui sont chargées thermiquement et dont la caractéristique principale est le CRIPP (augmentation des cristaux constituant, l'alliage) ; la fonte ou l'acier, qui entraîne des déformations des surfaces usinées et cause des micro-fissures). Calculé pour 100.000 h. de travail. Economiquement l'échange de la turbine après 12 à 13 ans n'est pas rentable, c'est pour cela que pour les turbines à puissance plus élevée, on calcule une durée de vie de 25 ans environ. Ce sont de nouveaux alliages et matériaux.

.../...

- C H A P I T R E I -

I - 1 - DONNEES -

Je dois construire une turbine avec :

- puissance nominale : 23 000 KW
- nombre de tours minute : 3 000 tr/mn
- Pression de la vapeur devant la turbine : $P_0 = 90 \text{ ata.}$
- température de la vapeur devant la turbine : $t_0 = 480^\circ \text{ c}$
- Pression dans le condenseur : $P_k = 0,035 \text{ ata}$
- Prélèvement pour l'industrie : $P_n = 2,2 \text{ ata}$

$\eta_g = 0,96$

1 - Puissance interne indiquée :

La puissance interne indiquée est calculée par la formule suivante :

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m \eta_{elg.}}$$

ici $\eta = 0,98$ rendement mécanique de l'installation.

$\eta_{elg} = 0,96$ rendement électrique du générateur

$N_e = 23000 \text{ KW}$ puissance nominale de la turbine.

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m \eta_{elg}} = \frac{23\ 000}{0,98 \cdot 0,96} = 24.300 \text{ KW}$$

.../...

2- Température du condensat au condenseur -

La température du condensat au condenseur pour la pression $P_k = 0,035$ (suivant le tableau) est $t_k = 26^\circ \text{C}$

3 - Température du condensat après l'injecteur -

Suivant les normes D.I.N. la température du condensat après l'injecteur est estimée à :

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

On a $t_{inj} = t_k + \Delta t = 26 + 2 = 28^\circ \text{C}$

$$\underline{t_{inj} = 28^\circ \text{C}}$$

4 - Température du condensat après les surchauffeurs Haute pression

Selon les normes D.I.N. : Pour $t_c = 480^\circ \text{C}$

et $P_c = 90 \text{ ata}$ - on préconise l'adoption d'une température de l'eau d'alimentation à la rentrée de la chaudière (dans l'économiseur) $t_{ea} = 215^\circ \text{C}$

5 - Dégazeur -

Pour la déaération de l'eau, j'ai choisi un procédé avec étage unique.

Pression au dégazeur : $P_d = 6 \text{ ata}$.

En utilisant les tableaux correspondants, j'ai déterminé la température de l'eau d'alimentation dans le réservoir du dégazeur

$$t_d = 158^\circ \text{C}.$$

.../...

I - 2 - SCHEMA THERMIQUE -

Le dessin ci-contre représente le schéma complet de l'installation. Il est constitué des éléments principaux suivants :

- | | |
|-----------------------------|-----------------------|
| - générateur à vapeur | position 1 |
| - tuyauterie vapeur H.P | position 2 |
| - Turbine à vapeur | position 3 |
| - Condenseur | position 4 |
| - Pompe de condensat BP | position 5 |
| - Echangeur de l'injecteur | position 6 |
| - Echangeurs B.P | positions 7 -8- 9- 10 |
| - Dégazeur avec réservoir | position 11 |
| - Pompe Haute pression | position 12 |
| - Echangeurs haute pression | position 13- 14 - |

Sur le schéma thermique, on a représenté tous les éléments principaux, les tuyauteries pour la vapeur Haute pression et basse pression, les tuyauteries pour le condensat haute pression et basse pression et les tuyaux de récupération de condensat qui se condense dans les différents échangeurs.

I - 3 - REPARTITION DES TEMPERATURES ENTRE LES ECHANGEURS -

1 - Echangeurs haute pression -

J'ai choisi deux échangeurs H.P. La température de l'eau d'alimentation à la sortie du bloc est :

$t_{ea} = 215^{\circ} \text{C.}$ et à la rentrée $t_d = 158^{\circ} \text{C.}$

La chute disponible en température est :

$$\Delta t_{EHP} = t_{ea} - t_d = 215 - 158 = 57^{\circ} \text{C.}$$

J'ai choisi pour l'échangeur E6 $\Delta t = 30^{\circ} \text{C.}$

et pour l'échangeur E5 $\Delta t = 27^{\circ} \text{C.}$

2 - Echangeurs Basse pression -

La température du condensat après le bloc des échangeurs BP est 148°C . et avant le bloc 28°C .

La chute disponible en température est 120°C .

On choisit un bloc de quatre échangeurs, dans ce cas la répartition de température est la suivante :

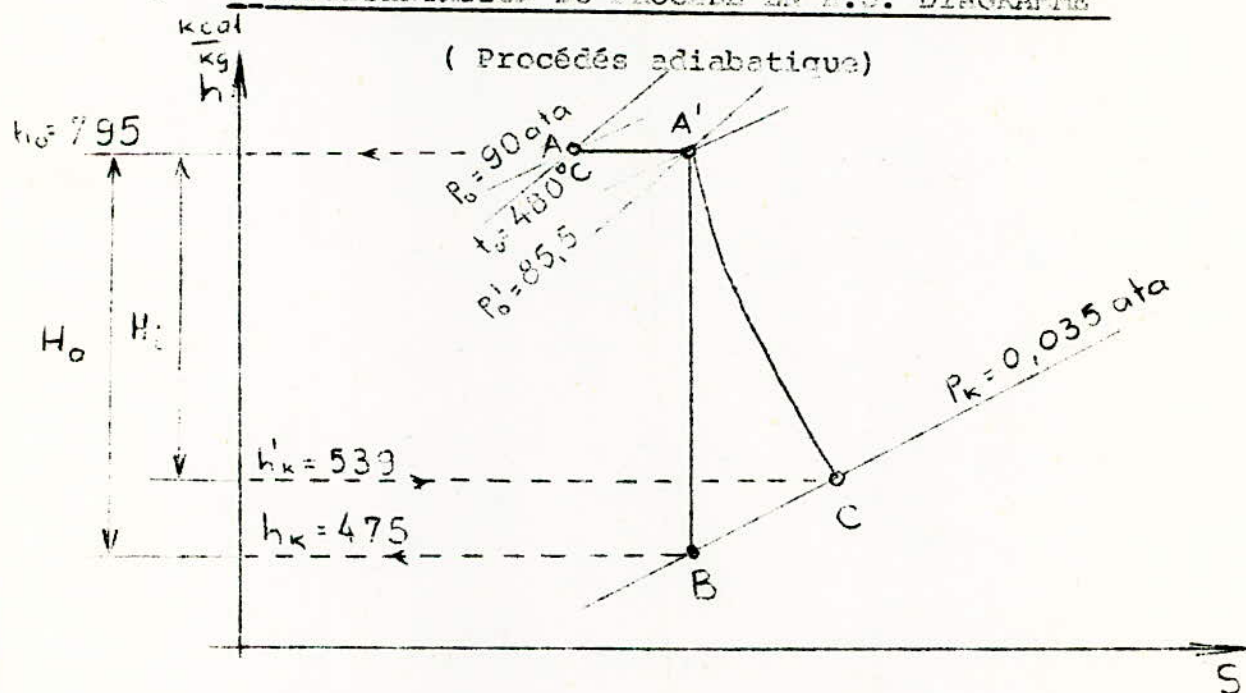
1. $t_{ea4} = 148^{\circ}\text{C}$.
2. $t_{ea5} = 118^{\circ}\text{C}$.
3. $t_{ea6} = 88^{\circ}\text{C}$.
4. $t_{ea7} = 58^{\circ}\text{C}$.
5. $t_{ea8} = 28^{\circ}\text{C}$.

3 - Nombre d'échangeurs HP et BP -

Le nombre des échangeurs $Z = 6$ comprenant :

- 2 échangeurs HP
- 4 échangeurs BP

I - 4 - REPRESENTATION DU PROCÉDE EN H.S. DIAGRAMME



1 - Paramètre de la vapeur à l'entrée de la turbine -

$$P_0 = 90 \text{ ata}$$

$$t_0 = 480^\circ \text{ C.}$$

2 - Laminage de la vapeur dans les soupapes de régulation -

La perte de charge (5%) est :

$$\Delta p = \frac{P_0 \cdot 5}{100} = 4,5 \text{ ata}$$

3 - Pression à la fin du laminage et devant les tuyères de la roue Curtiss.

$$\text{Pression } P'0 = P_0 - \Delta p = 90 - 4,5 = 85,5 \text{ ata}$$

$$\text{température } t'0 = t_0 = 480^\circ \text{ C.}$$

4 - Pression au condenseur -

$$P_k = 0,035 \text{ ata}$$

5 - Chute adiabatique disponible -

$$h_0 = h_0 - h_k = 795 - 475 = 320 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$h_0 = 795 \text{ kcal/kg pour } P'0 = 85,5 \text{ ata}$$

$$t_0 = 480^\circ \text{ C.}$$

.../...

$$h_k = 475 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad \text{pour } P_k = 0,035 \text{ ata}$$

6 - Chute polytropique H_i

$$H_i = H_0 \eta_{oi}$$

On choisit $\eta_{oi} = 0,8$

$$H_i = 320 \cdot 0,8 = 256 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Mais on sait aussi que

$$H_i = H_0 - H'k$$

d'où

$$H'k = H_0 - H_i = 795 - 256 = 539 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Avec la valeur de H'k et P_k on détermine le point C
et le procédé polytropique A'C

I - 5 - TEMPERATURE DE L'EAU D'ALIMENTATION APRES LES ECHANGEURS -

La température de l'eau après chaque échanges est la suivante :

- Avant Fo tk = 26° C
- Après Fo tinj = tea 8 = 28° C
- Après E1 tea7 = 58° C
- Après E2 tea6 = 88° C
- Après E3 tea5 = 118° C
- Après E4 tea4 = 148° C
- Après D tea3 = 158° C
- Après E5 tea2 = 185° C
- Après E6 teal = 215° C

I - 6 - TEMPERATURE DU CONDENSAT PROVENANT DE LA VAPEUR UTILISEE DANS CHAQUE ECHANGEUR -

- Pour E1 tk7 = tea7 + Δ t = 58 + 5 = 63° C
- Pour E2 tk6 = tea6 + Δ t = 88 + 5 = 93° C
- Pour E3 tk5 = tea5 + Δ t = 118 + 5 = 123° C
- Pour E4 tk4 = tea4 + Δ t = 148 + 5 = 153° C
- Pour Degazeur tk3 = tea3 = t_g = 158° C
- Pour E5 tk2 = tea2 + Δ t = 185 + 5 = 190° C
- Pour E6 tk1 = teal + Δ t = 215 + 5 = 220° C

On considère que la température du condensat est supérieure à la température de l'eau d'alimentation de 5° C.

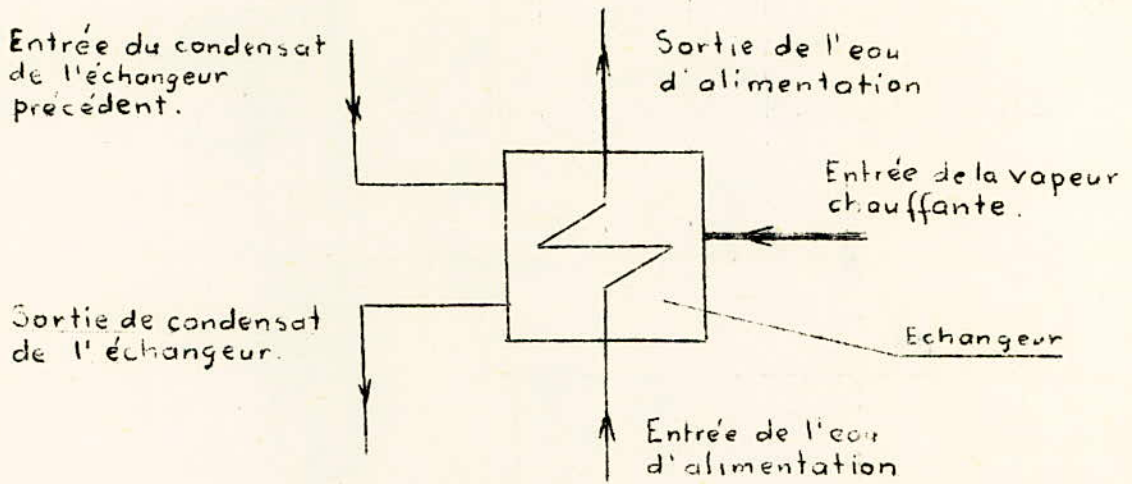
En utilisant cette différence de température Δt on arrive à déterminer la température du condensat.

I - 7 - PRESSION A LA TEMPERATURE DE SATURATION -

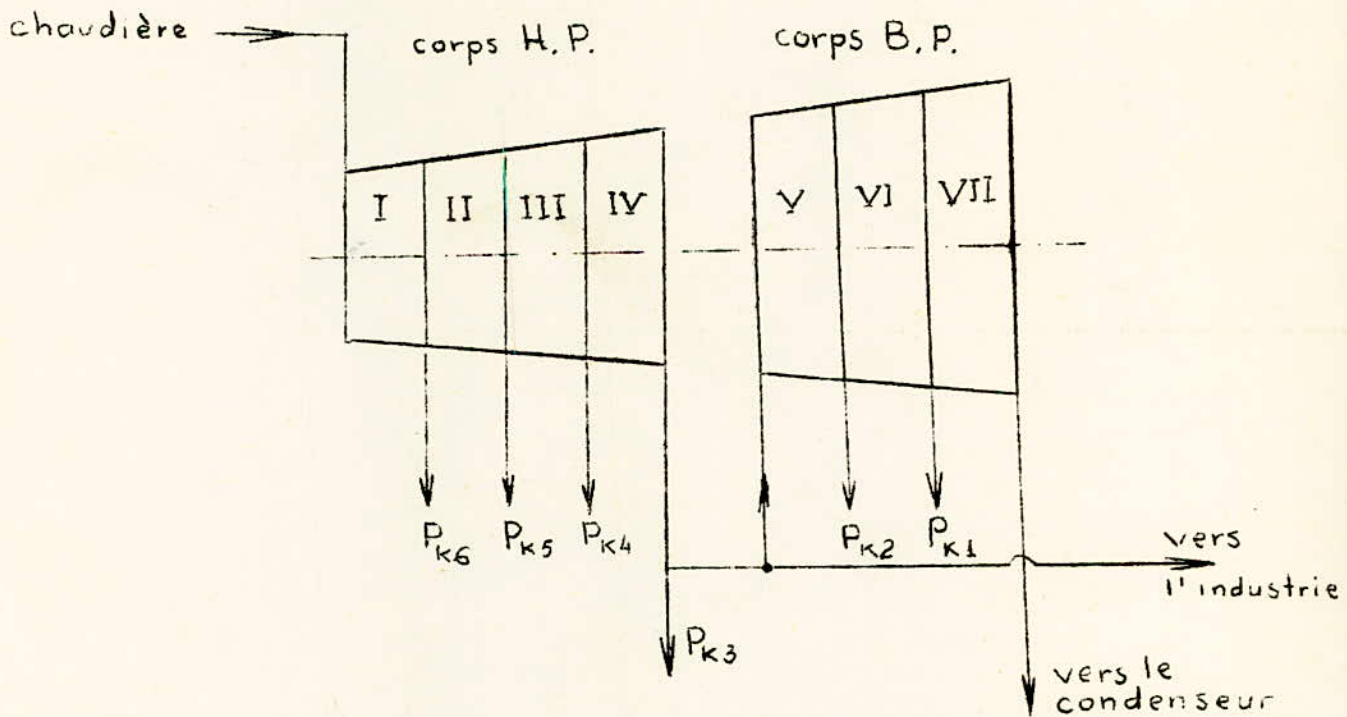
Tableau I -

Echangeurs	tki	Valeur en °C	Pki	Valeur en ata	h i pour la vapeur	Valeur en keal/kg
F1	tk7	63° C	Pk6	0,22	h'6	576
E2	tk6	93° C	Pk5	0,8	h'5	609
E3	tk5	123° C	Pk4	2,2	h'4	641
F4	tk4	153° C	Pk3	5,3	h'3	669
D	tk3	158° C	Pk2	6	h'2	715
E5	tk2	190° C	Pk2	12,8	h'2	665,96
E6	tk1	220° C	Pk1	23,7	h'1	740

Le schéma des Flux du fluide qui entre et quitte un échangeur est la suivante :



I - 8 - CALCUL DES CHUTES UTILISEES PAR SECTEUR -



La turbine peut être considérée comme constituée de deux parties :

- 1ère partie "Haute Pression" comprenant :

- . l'entrée de la turbine P = 90 ata, $t_g = 480^\circ \text{ C}$ et
- . la sortie de cette section, la pression a une valeur de 2,2 ata.

- 2ème partie "Basse Pression"

- . située à la pression de la vapeur 2,2 ata jusqu'à la pression correspondant à celle du dégazeur :
Pk = 0,035 ata

En réalité la partie HP et la partie BP, sont assemblées dans un même corps et cette division est plutôt schématique.

Pour les calculs qui suivent, on doit indiquer les rendements par secteur :

- rendement indiqué pour le secteur numéro I...	$\eta_{oi} = 0,6452$
- " " " " numéro II..	$\eta_{oi} = 0,694$
- " " " " numéro III	$\eta_{oi} = 0,706$
- " " " " numéro IV	$\eta_{oi} = 0,77$
- " " " " numéro V..	$\eta_{oi} = 0,732$
- " " " " numéro VI	$\eta_{oi} = 0,795$
- " " " " numéro VII	$\eta_{oi} = 0,98$

On calcule le rendement indiqué moyen pour les deux parties de la turbine;

Première partie :

Rendement indiqué moyen pour la turbine Haute Pression :

$$\eta_{oim} = 0,6452 + 0,694 + 0,706 + 0,77 = 2,8152$$

$$\eta_{oi} = \frac{2,8152}{4} = 0,7038$$

La turbine peut être considérée comme constituée de deux parties :

- 1ère partie "Haute Pression" comprenant :

- . l'entrée de la turbine $P = 90 \text{ ata}$, $t_g = 480^\circ \text{ C}$ et
- . la sortie de cette section, la pression a une valeur de $2,2 \text{ ata}$.

- 2ème partie "Basse Pression"

- . située à la pression de la vapeur $2,2 \text{ ata}$ jusqu'à la pression correspondant à celle du dégazeur :
 $P_k = 0,035 \text{ ata}$

En réalité la partie HP et la partie BP, sont assemblées dans un même corps et cette division est plutôt schématique.

Pour les calculs qui suivent, on doit indiquer les rendements par secteur :

- rendement indiqué pour le secteur numéro I... = $\eta_{oi} = 0,6452$
- " " " " " numéro II.. = $\eta_{oi} = 0,694$
- " " " " " numéro III = $\eta_{oi} = 0,706$
- " " " " " numéro IV = $\eta_{oi} = 0,77$
- " " " " " numéro V.. = $\eta_{oi} = 0,732$
- " " " " " numéro VI = $\eta_{oi} = 0,795$
- " " " " " numéro VII = $\eta_{oi} = 0,98$

On calcule le rendement indiqué moyen pour les deux parties de la turbine;

Première partie :

Rendement indiqué moyen pour la turbine Haute Pression :

$$\eta_{oim} = 0,6452 + 0,694 + 0,706 + 0,77 = 2,8152$$

$$\eta_{oi} = \frac{2,8152}{4} = 0,7038$$

Deuxième partie :

Le rendement indiqué moyen pour la 2ème partie de la turbine "Basse Pression" :

$$\eta_{oi} = 0,732 + 0,795 + 0,98 = 2,507$$

$$\eta_{oimoyen} = \frac{2,507}{3} = 0,835$$

Les calculs sont faits sous forme de tableau sur lesquels les caractéristiques de chaque secteur sont indiquées .

(voir tableau n° II)

Numéro du secteur	Unité	1	2	3	4	5	6	7	8
Pression devant les secteurs	ata	90	23,7	12,8	5,3	2,2	0,3	0,22	pression condenseur - 0,035
Enthalpie de la vapeur devant chaque secteur (procédé poly-tropique)	$\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$	796,1	740	715	680	650	620	585	539
Chute (Ho) disponible	"-	87,1	36	46	39	41	44	47	
Rendements internes (choisis) η_{oi}	-	0,6452	0,694	0,706	0,77	0,732	0,795	0,98	
Chutes utilisées (Hi)	$\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$	56,1	25	35	30	30	35	46	
Enthalpie du procédé théorique		709	704	669	641	609	576	528	

I - 9 - CALCUL THERMIQUE DU SCHEMA -

Le calcul thermique du schéma a pour but de déterminer les quantités, les températures, les enthalpies, l'augmentation de la température de l'eau d'alimentation, ainsi que les pertes en chaleur dans les différents échangeurs de façon à expliciter tous les éléments inscrits sur le schéma.

Les appellations de différentes unités et les résultats obtenus pour les températures sont indiqués sur le schéma principal (voir schéma I).

Sur ce schéma on a indiqué en plus de la turbine à vapeur et de la chaudière, les différents équipements nécessaires à la récupération de la chaleur permettant de réaliser une installation à rendement global élevé.

Pour effectuer les calculs on tient compte de la quantité de pression et de température de la vapeur chauffante qui pénètre dans l'échangeur correspondant au condensat qui provient de l'échangeur précédent (Pression, température, débit) de l'eau d'alimentation qui pénètre (débit, température, enthalpie) de l'eau d'alimentation et du condensat qui sortent de l'échangeur.

Ainsi on utilise ces données pour la saturation de la vapeur, sa température et les pertes thermiques dans l'ambiance.

Ces résultats figurent sur le tableau n° III

N°de l'échangeur de chaleur		UNITES	E 6	E 5	Déaérateur	E 4	E3	E2	E1	Echangeur de l'ejecteur
Pression de la vapeur	1	ata	23,7	12,8	12,8/pour 6ata	5,3	2,2	0,8	0,22	90
Enthalpie vapeur	2	Kcal/kg	740	715	715	680	650	620	585	796,I
Enthalpie de saturation	3	Kcal/kg	225,35	192,4	159,3	154,26	122,9	92,99	60,57	50
Quantité de chaleur qui rentre avec I kg de vapeur	4	Kcal/kg	514,6	522,6	555,7	525,74	527,I	527,0I	524,43	746,I
Température de saturation	5	°C	219,96	189,984	158,08	153,20	122,65	92,99	60,55	
Température de l'eau d'alimentation après l'échangeur	6	°C	215	185	158	148	118	88	58	26
Enthalpie de l'eau d'alimentation après l'échangeur	7	Kcal/kg	284	198	159,3	155	118,24	88,39	57,94	26,0I
Enthalpie à l'entrée de l'échangeur	8	Kcal/kg	198	159,3	155	118,24	88,39	57,94	26,0I	30,0I
Augmentation de l'enthalpie dans l'échangeur	9	Kcal/kg	86	38,7	43	36,76	29,85	30,45	31,93	4 4
Perte de chaleur $\frac{2}{2}$	10	Kcal/kg	0,172	0,774	2	0,735	0,59	0,60	0,63	0,08
Quantité de chaleur apportée dans l'échangeur par I kg d'eau d'alimentation	11	Kcal/kg	86,172	39,47	6,3	37,49	30,44	31,05	32,56	4,08

suite TABLEAU N° III

N°de l'échanteur	Unités	E6	E5	Déaérateur	E 4	E3	E2	E 1	Echangeur de l'éjecteur	
Diminution de l'euthalpie du condensat de la valeur	12	Kcal/kg	-	32,95	33,1	-	31,36	29,09	32,42	-
Chaleur apportée par le condensat de la vapeur de l'échangeur précédent	13	Kcal/kg	0	3,58	3,7	0	0,526	0,863	1,395	0
Quantité d'eau	14	Kcal/kg	I	I	I	0,8846	0,8846	0,8846	0,8846	0,8846
Chaleur apportée par l'eau	15	Kcal/kg	86,172	35,89	2,6	33,2	26,4	26,7	27,6	3,6
Quantité de vapeur prélevée α	16	Kg/kg	0,0576	0,051	0,0686	0,0068	0,01	0,0132	0,0130	0,005
Quantité de condensat venant de l'échangeur précédent $\Sigma \alpha$	17	Kg/kg	-	0,1086	0,1772	-	0,0168	0,03	0,043	-

I- IO . BILAN THERMIQUE DES ECHANGEURS -

On désignera par :

D_o la quantité de l'eau d'alimentation qui rentre dans la chaudière. Avec D_n - le prélèvement industriel.

Généralement on désigne la valeur constante :

$$\alpha_1 = \frac{D_i}{D_o}$$

La valeur α_1 désigne le pourcentage de la vapeur prélevée par rapport à la quantité de vapeur totale qui entre dans la turbine.

1) Echangeur HP- N° E6.

$$\alpha_1 = \frac{D_1}{D_o} = \frac{t_{ea} - t_{eal}}{h_1 - t_{1k}}$$

$$\alpha_1 = \frac{215 - 185}{740 - 220} = 0,0576$$

$$\underline{\alpha_1 = 0,0576}$$

2) Echangeur HP - N° E5.

$$D_o (t_{ea1} - t_{ea2}) = D_2 (h_2 - t_{2k}) + D_1 (t_{1k} - t_{2k})$$

$$D_o (185 - 158) = D_2 (715 - 190) + D_1 (220 - 190)$$

$$27 D_o = 525 D_2 + 30 D_1$$

$$27 = \alpha_2 \cdot 525 + 30 \alpha_1$$

$$\underline{\text{d'où } \alpha_2 = 0,051}$$

3) - Décageur

$$(D1 + D2) (t2k - tea2) + Dd (hd - tea2) =$$

$$= (Do - D1 - D2 - Dd - Dn) (tea2 - tea3) + Dn (tea2 - tn).$$

$$\alpha_n = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2) (t2k - tea2) - (1 - \alpha_1 - \alpha_2) (tea2 - tea3)}{(tea2 - tn) - tea2 - tea3}$$

$$- \alpha_d \frac{(hd - tea2) + (tea2 - tea3)}{(tea2 - tn) - (tea2 - tea3)}$$

$$\alpha_n = \frac{(0,0576 + 0,051) (I90 - I58) - (1 - 0,0576 - 0,051) (I58 - I48)}{(I58 - I00) - (I58 - I48)}$$

$$- \alpha_d \frac{(715 - I58) + (I58 - I48)}{(I58 - I00) - (I58 - I48)}$$

$$d'où \alpha_d = 0,0096 + 0,0845 \alpha_n$$

4) - Echangeur BP N° E4

$$(Do - D1 - D2 - Dd - Dn) (tea4 - tea5) = D3 (h3 - t4k)$$

$$\alpha_3 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_n) (tea4 - tea5)}{h3 - t4k}$$

$$d'où \alpha_3 = 0,05 - 0,062 \alpha_n$$

5) - Echangeur BP N° E3

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_d - \alpha_n) (tea5 - tea6) = \alpha_3 (t4k - t6k) + \alpha_4 (h4 - t5k)$$

$$d'où \alpha_4 = 0,047 - 0,054 \alpha_n$$

6) Echangeur BP N° E2

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_d - \alpha_n) (t_{e6} - t_{e7}) = \alpha_3 (t_{5k} - t_{6k}) + \alpha_4 (t_{5k} - t_{6k}) + \alpha_5 (h_5 - t_{6k})$$

d'où

$$\underline{\alpha_5 = 0,045 - 0,0455 \alpha_n}$$

7) - Echangeur BP N° E1

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_d - \alpha_n) (t_{e7} - t_{e8}) = (\alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5) (t_{6k} - t_{7k}) + (\alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6) (h_6 - t_{7k})$$

d'où

$$\underline{\alpha_6 = 0,048 - 0,05 \alpha_n}$$

I - 11 - DETERMINATION DE LA CONSOMMATION REELLE DE LA TURBINE

Si on désigne par N_i la puissance indiquée de la turbine et, par H_i la chute d'enthalpie utilisée au secteur numéro "i", la consommation pourra être déterminée par l'équation =

$$860 N_i = D_0 H_{01} + (D_0 - D_1) H_{02} + (D_0 - D_1 - D_2) H_{03} + (D_0 - D_1 - D_2 - D_d) H_{03} + (D_0 - D_1 - D_2 - D_d - D_3) H_{04} + (D_0 - D_1 - D_2 - D_d - D_3 - D_4) H_{05} + (D_0 - D_1 - D_2 - D_d - D_3 - D_4 - D_5) H_{06} + (D_0 - D_1 - D_2 - D_d - D_3 - D_4 - D_5 - D_6) H_{07}$$

Si on représente cette équation en fonction de α_i on aura l'équation suivante :

$$\begin{aligned} 860 N_i &= H_{01} + (1 - \alpha_1) H_{02} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) H_{03} + \\ &+ (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_d) H_{03} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_d - \alpha_3) H_{04} \\ &+ (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_d - \alpha_3 - \alpha_4) H_{05} + \\ &+ (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_d - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5) H_{06} + \\ &+ (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_d - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) H_{07} \end{aligned}$$

Les valeurs H_{01} ; H_{02} ; H_{03} ; H_{04} ; H_{05} ; H_{06} ; et H_{07} sont déterminées sur le H - S diagramme (voir schéma II).

Respectivement, les valeurs α_i ont été déterminées précédemment :

Nous avons :

$$\begin{aligned} \frac{860 \text{ Ni}}{D_o} &= 56,1 + (1-0,0576) 25 + (1-0,0576-0,051) 35 \\ &+ (1 - 0,0576 - 0,051 - 0,0096 - 0,0845 \alpha_n) 35 + \\ &+ (1 - 0,0576 - 0,051 - 0,0096 - 0,0845 \alpha_n - 0,05 + 0,062 \alpha_n) \\ &30 + (1 - 0,0576 - 0,051 - 0,0096 - 0,845 \alpha_n - 0,05 + \\ &0,062 \alpha_n - 0,047 + 0,054 \alpha_n) 30 + (1 - 0,0576 - 0,051 \\ &0,0096 - 0,845 \alpha_n - 0,05 + 0,062 \alpha_n - 0,047 + 0,054 \\ &\alpha_n - 0,045 + 0,0455 \alpha_n) 35 + (1 - 0,0576 - 0,051 - 0,0096 - \\ &0,0845 \alpha_n - 0,05 + 0,062 \alpha_n - 0,047 + 0,054 \alpha_n - 0,045 + \\ &+ 0,0455 \alpha_n - 0,048 - 0,05 \alpha_n) 46 = 242,7 + 6,04 \alpha_n \end{aligned}$$

$$D_o = 3,6 \text{ Ni} - 0,0248 D_n$$

La puissance indiquée est égale à :

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m \eta_g}$$

$$N_e = 23 \text{ 000 KW}$$

$$\eta_m = 0,98$$

$$\eta_g = 0,96$$

$$N_i = 24.300 \text{ KW}$$

$$\text{La consommation } D_o = 3,6 \text{ Ni} - 0,0248 D_n = 86 \text{ t/h}$$

$$\text{Le débit en seconde } G_o = 23,9 \text{ Kg/s.}$$

I - 12 - DETERMINATION DES PRELEVEMENTS.

Nous avons :

$$\alpha_n = \frac{D_n}{D_o} = 0,7$$

Les valeurs de la vapeur prélevées pour les différents échangeurs, sont les suivantes :

$$\alpha_1 = 0,0576 \qquad D_1 = 4,95 \text{ t}$$

$$\alpha_2 = 0,051 \qquad D_2 = 4,4 \text{ t}$$

$$\alpha_d = 0,0686 \qquad D_d = 5,9 \text{ t}$$

$$\alpha_3 = 0,0068 \qquad D_3 = 0,585 \text{ t}$$

$$\alpha_4 = 0,01 \qquad D_4 = 0,86 \text{ t}$$

$$\alpha_5 = 0,0132 \qquad D_5 = 1,4 \text{ t}$$

$$\alpha_6 = 0,0130 \qquad D_6 = 1,20 \text{ t}$$

$$\sum_{i=1}^6 D_i = 19,295 \text{ tonnes}$$

En étudiant le problème de la consommation de la turbine, on a constaté qu'elle est égale à :

$$D_0 = 86\ 000 \text{ Kg/h}$$

D'ici on peut déterminer le débit G_0 (Kg/s)

$$G_0 = \frac{86\ 000}{3\ 600} = 23,9 \text{ Kg/s}$$

G_0 représente la quantité qui entre dans les soupapes de sécurité de la turbine.

En tenant compte des différents prélèvements par secteur, on peut calculer la quantité de vapeur qui traverse ces derniers.

Les résultats de ces calculs sont représentés sur le tableau n° IV, dans lequel on tient compte pour la partie basse pression de 2 régimes de fonctionnement :

- régime avec prélèvement de vapeur
- régime à condensation.

N° du Secteur	Unités	formu- les	1	2	3	4	5	6	7	
Quantité de vapeur prélevée dans ce secteur (avant)	kg/kg		0,005	0,0576	0,1196	0,0068	0,701	0,0132	0,0130	régime avec soutirage
							0,205	0,016	0,014	régime à condensation
Quantité de vapeur qui traverse le secteur	---	$1 - \sum x$	0,995	0,9374	0,8178	0,811	0,101	0,0778	0,0648	régime avec soutirage
							0,606	0,59	0,576	régime à condensation
Chute utilisée	Kcal/Kg	hi	56,1	25	35	30	30	35	46	régime avec soutirage
							30	35	46	régime à condensation
Valeur	---	$h(1 - \sum x)$	55,82	23,435	28,63	24,33	3,0	2,76	3,56	régime avec soutirage
							18,2	20,65	26,45	régime à condensation
Consommation de la vapeur	Kg/s		23,8	22,43	19,56	19,4	2,42	1,86	1,55	régime avec soutirage
							14,5	14,1	13,78	régime à condensation

I - 13 - CONSOMMATION SPECIFIQUE DE LA VAPEUR PAR LA TURBINE

- de -

$$de = \frac{860}{H_o \eta_{oe}}$$

1. - Rendement effectif de la turbine η_{oe}

$$\eta_{oe} = \eta_{oi}^m \cdot \eta_m$$

$$\text{ici } \eta_{oi}^m = \frac{\sum_1^n \eta_{oi}^i}{n} = \frac{0,6452 + 0,694 + 0,706 + 0,77 + 0,732 + 0,795 + 0,98}{7} =$$

$$= \frac{5,3222}{7} = 0,7603$$

La valeur moyenne de $\eta_{oi}^m = 0,7603$

2. Rendement mécanique de la turbine η_m

$$\eta_m = 0,98$$

3. On a :

$$\eta_{oe} = \eta_{oi}^m \cdot \eta_m = 0,7603 \cdot 0,98 = 0,749$$

4. - Chute disponible théorique -

$$H_o = h_o - h_i$$

$$H_o = 796,1 - 475 = 321,1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

5. - Consommations spécifiques - de -

$$de = \frac{860}{H_o \cdot \eta_{oe}} = \frac{860}{321,1 \cdot 0,749} = 3,58 \text{ kg/KW.h}$$

$$de = 3,58 = \frac{\text{kg}}{\text{KW} \cdot \text{h}}$$

I - 14 - CONSOMMATION SPECIFIQUE DE LA CHALEUR PAR LA TURBINE - q_e

$$q_e = de (h_o - \bar{h}_k)$$

- $de = 3,58 \text{ kg/KW.h}$ consommation spécifique de la vapeur

- $h_o = 796,1 \text{ kcal/kg}$ enthalpie pour $P_o = 90 \text{ ata}$

$t_o = 480^\circ\text{C}$

- $\bar{h}_k = 26 \text{ Kcal/kg}$ enthalpie pour $P_k = 0,035 \text{ ata}$

$$q_e = 3,58 (796,1 - 26) = 3,58 \cdot 770,1 = 2755,958 \text{ kcal/KW.h}$$

$$q_e = 2755,96 \text{ Kcal/KW h.}$$

I - 15 - ECONOMIE DU CYCLE

Cette économie résulte de l'utilisation de la rechauffe de l'eau d'alimentation.

$$\xi_6 = \xi_{\infty} \left[1 - \frac{h_m - h_k}{2 h_o - h_m - h_k} \right] \beta$$

Ceci est la formule par laquelle on va calculer l'économie du cycle avec 6 échangeurs.

avec : ξ_{∞} = économie dans le cas d'un nombre infini d'échangeurs.

h_m = enthalpie de la vapeur de soutirage

h_k = enthalpie du condensat dans le condenseur

β = coefficient qui tient compte de la qualité du système de soutirage et de réchauffage

1. Economie du cycle avec un nombre d'échangeurs infinis -

Pour calculer l'économie du cycle avec un nombre infini d'échangeurs on utilise la formule suivante :

$$\xi_{\infty} = \frac{\eta_{p \infty} - \eta_t}{\eta_t}$$

a) Rendement dans le cas d'un nombre infini d'échangeurs :

$$\eta_{p \infty} = 1 - \frac{T_k (S_o - S'_m)}{h_o - h'_m}$$

avec : T_k = température dans le condenseur

s_o h_o = entropie - enthalpie de la vapeur vive.

s'_m h'_m = entropie - enthalpie de l'eau d'alimentation
en fonction de P_o et t_{ea}

$$\eta_{p oo} = 1 - \frac{299,359 (1,5757 - 0,5983)}{796,1 - 219,605} = 1 - 0,506 = 0,494$$

$$\eta_{p oo} = 0,494$$

b) Rendement de Rankine

$$\eta_t = 1 - \frac{T_k (s_o - s'_k)}{h_o - h'_k}$$

avec :

s'_k h'_k = entropie - enthalpie du condensat dans le condenseur

$$\eta_t = 1 - \frac{299,359 (1,5757 - 0,0923)}{796,1 - 26,37} = 1 - 0,578 = 0,422$$

$$\eta_t = 0,422.$$

$$c) - \zeta_{\infty} = \frac{\eta_{p, \infty} - \eta_t}{\eta_t} \cdot 100 = \frac{0,494 - 0,422}{0,422} \cdot 100 = \frac{0,072}{0,422} \cdot 100 = 17,1$$

$$\zeta_{\infty} = 17,1$$

2. Economie du cycle pour 6 échangeurs :

$$\zeta_6 = \zeta_{\infty} \left[\frac{1 - h_m - h_k}{Z (2 h_c - h_m - h_k)} \right] \beta$$

On prend $\beta = 0,95$ - coefficient d'utilisation du réchauffage
(voir abaque)

$$\zeta_6 = 17,1 \left[\frac{1 - 796,1 - 528}{6 (2 \cdot 796,1 - 704 - 528)} \right] \cdot 0,95$$

$$\zeta_6 = 17,1 \left[1 - 0,124 \right] \cdot 0,95 = 14,2 \%$$

$$\zeta_6 = 14,2 \%$$

L'économie du cycle de réchauffage de ma turbine qui comprend 6 échangeurs (deux HP et quatre BP) assurent une augmentation de 14,2 % par rapport au cycle sans réchauffage.

On voit que l'utilisation du réchauffage est largement compensée économiquement par le taux de récupération de la chaleur.

CHAPITRE II

CALCUL DES ETAGES

CORPS HAUTE ET BASSE PRESSION

II - A CALCUL DU CORPS HAUTE PRESSION

En étudiant le travail d'un étage de la turbine et en analysant les données pour les rendements, on arrive à la conclusion qu'un étage peut avoir un rendement élevé au cas où il est construit pour une chute enthalpique minimale.

Les matériaux utilisés de nos jours donnent la possibilité de construire des étages avec une vitesse périphérique de 300 m/s compte tenu du prix de revient de la turbine.

.../...

Pour certaines turbines on arrive à avoir des vitesses de l'ordre de 400m/s.

Dans le cas d'utilisation d'étages avec une rangée d'aubes, la vitesse absolue de la vapeur est de 600 à 700 m/s.

Pour les étages avec 2 rangées d'aubes, la vitesse absolue est respectivement de 1 350 et 1 520 m/s.

En fonction de ces vitesses, on peut calculer que les chutes maximales utilisées dans l'étage avec une rangée d'aubes sont théoriquement de 48 à 75 Kcal/Kg.

Dans la pratique de la construction des turbines, on utilise rarement des chutes plus grandes que 40 à 45 Kcal/kg.

.../...

II - A. 1 CALCUL DE L'ETAGE CURTIS

Dans un étage CURTIS, l'utilisation des chutes adiabatiques se fait exclusivement dans les tuyères. Dans les rangées d'aubes et dans les appareils redresseurs, il n'y a pas de modification importante des caractéristiques de la vapeur.

Le jet de vapeur après les tuyères emmagasine une certaine quantité d'énergie cinétique qui est utilisée dans les étages mobiles et transformée par ces derniers en énergie mécanique de rotation de l'arbre.

Les chutes d'enthalpie qu'on peut atteindre dans la roue CURTIS sont nettement considérables par rapport à l'étage simple (environ 50 Kcal/Kg) C'est donc un élément indispensable pour une turbine, et dans le cas extrême des turbines

.../...

dites de détente, il représente son unique élément.

Dans notre cas, nous utiliserons une roue à action à 2 étages de vitesse.

1 - Détermination du rapport X_1

$$X_1 = \frac{u}{C_1}$$

Le rapport X_1 , détermine et influence le rendement de l'étage ; il représente le rapport de la vitesse périphérique obtenue en fonction de la transformation de l'énergie mécanique et de la vitesse absolue de la vapeur.

Dans notre cas, la valeur maximale est située entre 0,16 et 0,26.

.../...

On doit la déterminer en construisant, la
courbe de rendement en fonction de X, puis on calcule
la valeur maximale de ce rapport pour l'étage CURTIS.

a) - Calcul préliminaire

- la quantité de la vapeur qui passe dans les étages
en tenant compte de la consommation de l'injecteur
est :

$$G = G_0 \cdot 0,995$$

$$G = 23,9 \cdot 0,995 = 23,8 \text{ Kg/s}$$

$$\underline{\underline{G = 23,8 \text{ Kg/s}}}$$

- la chute disponible dans l'étage CURTIS est :

$$H_0 = 47,4 \text{ Kcal/Kg}$$

.../...

- le taux de réactivité :

$$f \cong 0,05$$

- la chute d'enthalpie disponible :

$$Ho_1 = (1 - f) Ho$$

$$Ho_1 = 0,95 \cdot 47,4 = 45 \text{ Kcal/Kg}$$

- Puissance de l'étage : No

$$No = \frac{G \cdot 3600 \cdot Ho}{860}$$

$$= \frac{23,8 \cdot 3600 \cdot 47,4}{860} = 4732 \text{ Kw}$$

$$\underline{\underline{No = 4732 \text{ Kw}}}$$

- Coefficient de vitesse :

$$\varphi = 0,96$$

- Angle d'entrée de la vapeur dans la première rangée
d'ailettes motrices : α_1

on choisit $\alpha_1 = 20^\circ$ et on calcule les valeurs

$$\sin \alpha_1 = 0,34202$$

$$\cos \alpha_1 = 0,93969$$

- vitesse théorique d'écoulement : C_{1t}

$$\begin{aligned} C_{1t} &= 91,5 \sqrt{H_{o1}} \\ &= 91,5 \sqrt{45} = 613,801 \text{ m/s} \end{aligned}$$

.../...

- vitesse réelle absolue : C_1

$$C_1 = \rho \cdot C_{1t} =$$

$$C_1 = 0,96 \cdot 613,801 = 589,249$$

$$C_1 = 589,3 \text{ m/s}$$

- Projection de la vitesse absolue : C_{1u}

$$C_{11u} = C_1 \cdot \cos \alpha$$

$$= 589,3 \cdot 0,93969 = 553,7609$$

$$C_{11u} = 553,76 \text{ m/s}$$

$$C_{11a} = C_1 \sin \alpha$$

$$= 589,3 \cdot 0,34202 = 201,55 \text{ m/s}$$

$$C_{11a} = 201,55 \text{ m/s}$$

.../...

Les calculs pour les différents rapports de X_1 dans les limites de 0,16 jusqu'à 0,26 sont représentés sur le tableau n° 5 (page 40).

Dans ce tableau, on a calculé les diamètres respectifs, les vitesses absolues et relatives, leurs projections axiales et radiales; les angles d'entrée et de sortie de ces vitesses, les pertes et les rendements.

2 - CALCUL DEFINITIF DE L'ETAGE CURTISS

On a construit la courbe η_o en fonction de X et on a déterminé la valeur 0,21

$$\begin{aligned} \text{on a : } X_1 &= 0,21 \\ H_o &= 47,4 \text{ Kcal/kg} \\ f &= 0,05 \\ G &= 23,8 \text{ Kg./s} \\ \gamma &= 0,96 \\ \alpha_1 &= 20^\circ \end{aligned}$$

2.1 - PREMIERE RANGEE D'AUBAGE

a. La vitesse périphérique $v = X_1 \cdot C_1 = 124 \text{ m/s}$

.../...

η	U/C_1	dim	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	X_{opti} =0,21
1	$u = \frac{u}{C_1} C_1$	m/s	94,4	106	118	130	142	153,5	124
2	$d = \frac{60u - u}{\pi n} \cdot \frac{1}{157}$	m	0,6	0,675	0,75	0,826	0,904	0,976	0,79
3	W_{11}	m/s	505	497	485	475	465	450	480
4	β_{11}	(°)	23°40'	24°	24°30'	25°40'	26°10'	27°	25°
5	$\beta_{21} = \beta_{11} - 4^\circ$	(°)	19°40'	20°	20°30'	21°40'	22°10'	23°	21°
6	$\psi = f(\beta_{11} + \beta_{21})$	ta- bleau	0,821	0,828	0,832	0,836	0,839	0,841	0,834
7	$W_{21} = \psi W_{11}$	m/s	415	410	404	398	390	380	400
8	C_{21}	n. s	330	315	300	285	265	250	290
9	α_{21}	(°)	25°	27°	29°	33°	35°	38°	30°
10	$\alpha_{12} = \alpha_{21} - 4^\circ$	(°)	21°	23°	25°	29°	31°	34°	26°
11	ψ	ta- bleau	0,83	0,84	0,85	0,862	0,87	0,882	0,855
12	$C_{12} = \psi C_{21}$	m/s	274	265	255	246	230	220	248
13	W_{12}	m/s	190	175	160	150	135	130	155
14	β_{12}	(°)	32°	37°	43°	54°	66°	75°	47°
15	$\beta_{22} = \beta_{12} - 4^\circ$	(°)	28°	33°	39°	50°	62°	71°	43°

Tableau n° 5 (suite)

N	U/C1	dim	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	X opt = 0,21
I6	Ψ	ta- bleau	0,84	0,88	0,895	0,915	0,94	0,945	0,9
I7	$W_{22} = \Psi W_{12}$	m/s	160	154	143	137	127	123	140
I8	C_{22}	m/s	88	89	90	110	140	160	100
I9	α_{22}	(°)	60°	76°	90°	112°	126°	135°	104°
20	$C_{11u} = C_{11} \cos \alpha_{11}$	m/s	565	565	565	565	565	565	565
21	$C_{21u} = C_{21} \cos \alpha_{21}$	m/s	300	280	252	240	217	198	250
22	$C_{31u} = C_{12} \cos \alpha_{12}$	m/s	256	244	230	216	197	183	223
23	$C_{22u} = C_{22} \cos \alpha_{22}$	m/s	45	36,6	0	-41,5	-82,5	-160	-24,2
24	$\Sigma (C_{1u} + C_{2u})$	m/s	1166	1115,6	1047	978,5	896,5	786	1.013,8
25	$2u \Sigma (C_{1u} + C_{2u})$	m/s	22000	23600	24700	25400	25500	24000	25200
26	$\eta_{11} = \frac{2u \Sigma (C_{1u} + C_{2u})}{C_{11}}$	-	0,581	0,625	0,65	0,67	0,675	0,635	0,670
27	$N_{Pv} = \beta \cdot 10^{-4} d^{4,3} n^3 \rho$	KW	10,4	17,1	26,2	38,2	55,6	74,5	32,4
28	$\Sigma_{Pv} = \frac{2049 \cdot N_{Pv}}{G \cdot C_{11}}$	-	0,0208	0,0342	0,0525	0,0765	0,122	0,164	0,0712
29	$\eta_{oi} = \eta_{11} - \Sigma_{Pv}$	-	0,56	0,591	0,5975	0,5935	0,553	0,471	0,5988

b. L'angle d'entrée dans les aubes est :

$$\operatorname{tg} \beta_{11} = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1} = 0,456$$

$$\beta_{11} = 25^\circ$$

c. On prend l'angle à la sortie de la première rangée d'aubes.

$$\beta_{21} = \beta_{11} - 4^\circ = 21^\circ$$

d. Le coefficient de vitesse dans la première rangée d'aubes ψ est déterminé en fonction des angles $\beta_{11} + \beta_{21}$ sur abaque.

Dans notre cas $\psi = 0,834$

e. La vitesse relative à l'entrée de la première rangée d'aubes

$$W_{11} = 480 \text{ m/s}$$

f. Le diamètre de l'étage

$$d = \frac{60 \cdot V}{\pi} = \frac{V}{157} = 0,79 \text{ m}$$

g. La vitesse absolue à l'entrée

$$C_{11} = \psi C_{1t}$$

$$C_{11} = 0,96 \cdot 91,5 \sqrt{45} = 589,249 \text{ m/s}$$

et sa projection radiale

$$C_{11u} = 565 \text{ m/s}$$

.../...

2.2 - DEUXIEME RANGEE D'AUBAGE

Les résultats du calcul de la deuxième rangée de l'étage Curtiss donnent les résultats suivants :

a. Angle de la vitesse relative à l'entrée β_{12}

$$\beta_{12} = 47^\circ$$

b. Angle de la vitesse relative à la sortie β_{22}

$$\beta_{22} = 43^\circ$$

c. Coefficient de la vitesse dans la deuxième rangée d'aubes

$$\psi = 0,9$$

d. Vitesse relative à l'entrée de la deuxième rangée

$$W_{12} = 155 \text{ m/s}$$

e. Vitesse relative à la sortie de la deuxième rangée

$$W_{22} = \psi W_{12} = 140 \text{ m}$$

f. Vitesse absolue à l'entrée de la deuxième rangée

$$C_{12} = 248 \text{ m/s}$$

g. Vitesse absolue à la sortie de la deuxième rangée

$$C_{22} = 100 \text{ m/s}$$

h. Angle de la vitesse absolue à la sortie de la deuxième rangée.

$$\alpha_{22} = 104^\circ$$

i. Coefficient de la vitesse dans l'appareil redresseur

$$\psi_r = 0,855$$

.../...

2.3 - CALCUL DES PERTES DE FROTTEMENT ET VENTILATION ET

η_{oi}

a. Somme des projections radiales des vitesses absolues

$$\sum (C_{1u} + C_{2u}) = 1\ 013,8 \text{ m/s}$$

b. Pertes de frottement et ventilation Nfv

$$Nfv = \beta \cdot 10^{-4} d^4 n^3 \rho \gamma = 32,4 \text{ Kw}$$

c. Pertes relatives de frottement et ventilation ξ_{fv}

$$\xi_{fv} = 0,0712$$

d. Rendement relatif

$$\eta_{oi} = 0,5988$$

2.4 - CALCUL DES PERTES DE L'ETAGE CURTISS

a. Pertes dans les tuyères

$$ht = \frac{A}{2g} (C_{1t}^2 - C_{11}^2)$$

$$= \frac{615^2 - 590^2}{8 \cdot 378} = 3,82$$

$$ht = 3,82 \text{ kcal/kg}$$

.../...

b. Pertes dans la première rangée d'aubes

$$h'1 = \frac{W_{11}^2 - W_{21}^2}{8\ 378} = \frac{480^2 - 400^2}{8\ 378} = 8,35 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h'1 = 8,35 \text{ Kcal/kg}$$

c. Pertes dans les aubages redresseurs

$$h_{ap} = A \frac{c_{21}^2 - c_{12}^2}{2\ g} = \frac{290^2 - 248^2}{8\ 378} = 2,75 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_{ap} = 2,75 \text{ Kcal/kg}$$

d. Pertes dans la deuxième rangée d'aubes

$$h''1 = \frac{W_{12}^2 - W_{22}^2}{8\ 378} = \frac{155^2 - 140^2}{8\ 378} = 0,525 \text{ Kcal/kg}$$

$$h''1 = 0,525 \text{ Kcal/kg}$$

e. Pertes avec la vitesse absolue à la sortie de l'étage.

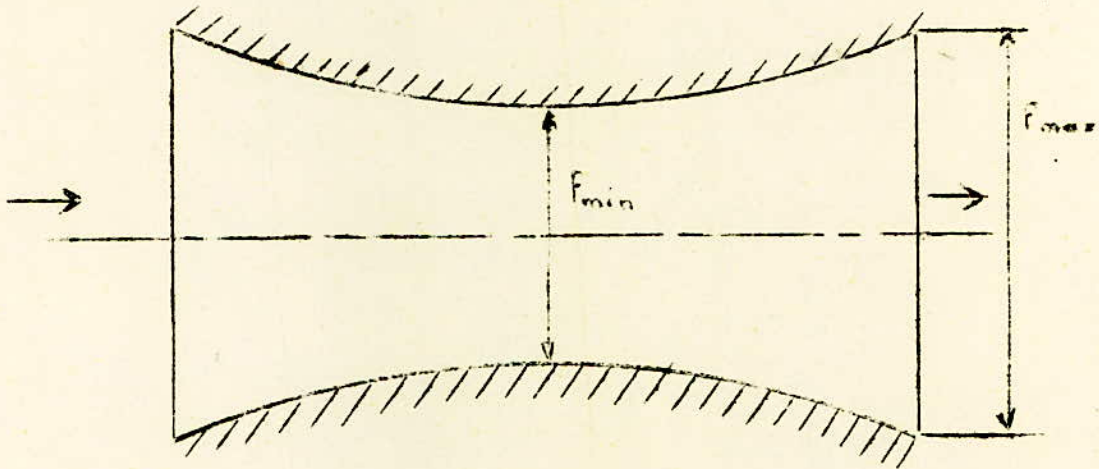
$$h_{vs} = \frac{c_{22}^2}{8\ 378} = \frac{100^2}{8\ 378} = 1,2 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{vs} = 1,2 \text{ Kcal/Kg}$$

2.5 CALCUL DES PARAMETRES DES TUYERES

Les paramètres essentiels pour le calcul des tuyères, c'est l'aire de la section minimale et l'aire de la section maximale pour chaque tuyère.

.../...



a. Rapport entre les pressions de la vapeur à la sortie et à l'entrée
et à l'entrée

$$\beta = \frac{P_1}{P_0} = \frac{42}{90} = 0,47$$

b. Aire de la section minimale - f_{\min} .

$$f_{\min.} = \frac{G}{203 \sqrt{\frac{P_0}{V_0}}} = \frac{23,8}{203 \sqrt{\frac{90}{0,04}}} = 2,4610^{-3} \text{ m}^2$$

$$f_{\min.} = 2,4610^{-3} \text{ m}^2$$

$$= 0,00246 \text{ m}^2$$

c. Aire de la section maximale - f_{max} .

$$f_{max} = \frac{G \cdot V_1}{C_{11}} = \frac{23,8 \cdot 0,09}{589,3} = 0,00364 \text{ m}^2$$

$$f_{max} = 0,00364 \text{ m}^2$$

d. Degrés d'injection partiel - ξ

$$\xi = \frac{G V_1}{\pi d l c_{11} \sin \alpha_{11}}$$

ici $G = 23,8 \text{ Kg/s}$ débit de la vapeur

$V_1 = 0,075 \text{ m}^3/\text{Kg}$ volume de la vapeur d'eau

$d = 0,79\text{m}$ diamètre de l'étage

$l = 12 \text{ mm}$ hauteur de la tuyère

$C_{11} = 589,3 \text{ m/s}$ Vitesse absolue à l'entrée de la 1ère rangée d'aubes

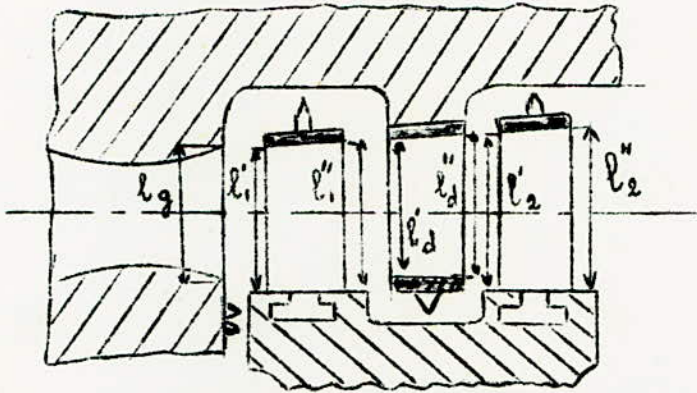
$\alpha_{11} = 20^\circ$ angle d'entrée dans la première rangée d'aubes

$$\xi = \frac{23,8 \cdot 0,075}{3,14 \cdot 0,79 \cdot 0,012 \cdot 589,3 \cdot 0,342} = 0,356$$

$$\underline{\underline{\xi = 0,356}}$$

e. Calcul de la hauteur des ailettes

.....



- Hauteur de la tuyère l_g choisie selon les recommandations pratiques égale à 12mm

- Hauteur à l'entrée de la première rangée d'aubes - l'_1

$$l'_1 = l_g + 2 \text{ mm} = 12 + 2 = 14 \text{ mm}$$

- Hauteur à la sortie de la première rangée d'ailettes - l''_1

$$l''_1 = \frac{G \cdot V_1}{\pi d W_{21} \sin \beta_{21}}$$

$$l''_1 = \frac{23,8 \cdot 0,075}{3,14 \cdot 0,79 \cdot 0,356 \cdot 400 \cdot 0,36} = 0,015 \text{ m}$$

- Hauteur des ailettes à l'entrée de l'appareil redresseur - l'_d

$$l'_d = l''_1 + 2 \text{ mm} = 15 \text{ mm} + 2 = 17 \text{ mm}$$

- Hauteur des ailettes à la sortie de l'appareil redresseur - l''_d

$$l''_d = \frac{G \cdot V_1}{\pi d C_{12} \sin \alpha_{12}} = \frac{23,8 \cdot 0,075}{3,14 \cdot 0,79 \cdot 248 \cdot 0,438 \cdot 0,356} = 18,4 \text{ mm}$$

$$l''_d = 18,4 \text{ mm}$$

.....

- Hauteur des ailettes à l'entrée de la deuxième rangée: l'_2

$$l'_2 = l''_2 + 2\text{mm} = 18,4 + 2\text{mm} = 20,4 \text{ mm}$$

$$l'_2 = 20,4 \text{ mm}$$

- Hauteur des ailettes à la sortie de la deuxième rangée: l''_2

$$l''_2 = \frac{G V_1}{\pi d \cdot W_{22} \epsilon \sin \beta_{22}} =$$

$$l''_2 = \frac{23,8 \cdot 0,075}{3,14 \cdot 0,356 \cdot 0,79 \cdot 140 \cdot 0,68} = 21 \text{ mm}$$

$$l''_2 = 21 \text{ mm}$$

f. Calcul des tuyères.

On a choisit la hauteur des tuyères $l_g = 12 \text{ mm}$ et le nombre de tuyères $Z = 20$

- Section minimale de passage pour chaque tuyère - $f' \text{ min}$

$$f' \text{ min} = \frac{f \text{ min}}{Z} = \frac{0,00246}{20} = 0,000123 \text{ m}^2$$

$$f' \text{ min} = 0,000123 \text{ m}^2$$

- Largeur dans la section minimale - A_{min}

$$A_{\text{min}} \cdot l_g = f' \text{ min}$$

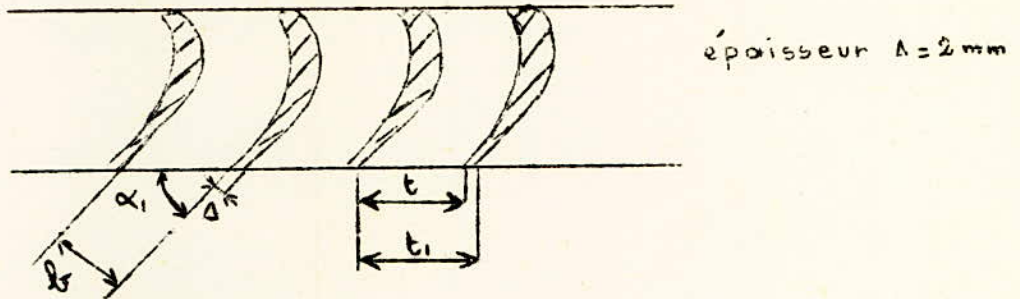
$$A_{\text{min}} = \frac{f' \text{ min}}{l_g} = \frac{0,000123}{0,012} = 0,0103 \text{ m}$$

.....

- Largeur dans la section maximale - A_{max}

$$A_{max} \cdot \lg \cdot Z = f_{max}$$

$$A_{max} = \frac{f_{max}}{\lg \cdot Z} = \frac{0,00364}{0,012 \cdot 20} = 0,0152 \text{ m}$$



- le pas t_1 est calculé par :

$$t_1 = \frac{E \pi d}{Z} = \frac{0,356 \cdot 3,14 \cdot 0,79}{20} = \frac{0,876}{20} = 0,0438 \text{ m}$$

$$t_1 = 0,0438 \text{ m} \\ = 43,8 \text{ mm}$$

- le pas t est calculé par :

$$t = t_1 - \frac{\Delta}{\sin \alpha_1} = 43,8 - \frac{2}{\sin 20^\circ} = 43,8 - \frac{2}{0,342}$$

$$t = 43,8 - 5,85 = 37,95 \text{ mm}$$

$$t = 37,95 \text{ mm}$$

- Coefficient tenant compte de la diminution de la section de sortie -

$$\tau = \frac{t}{t_1} = \frac{37,95}{43,8} = 0,865$$

.....

La valeur recommandée pour ζ se situe entre 0,8 et 0,9

La valeur déterminée est dans la limite préconisée.

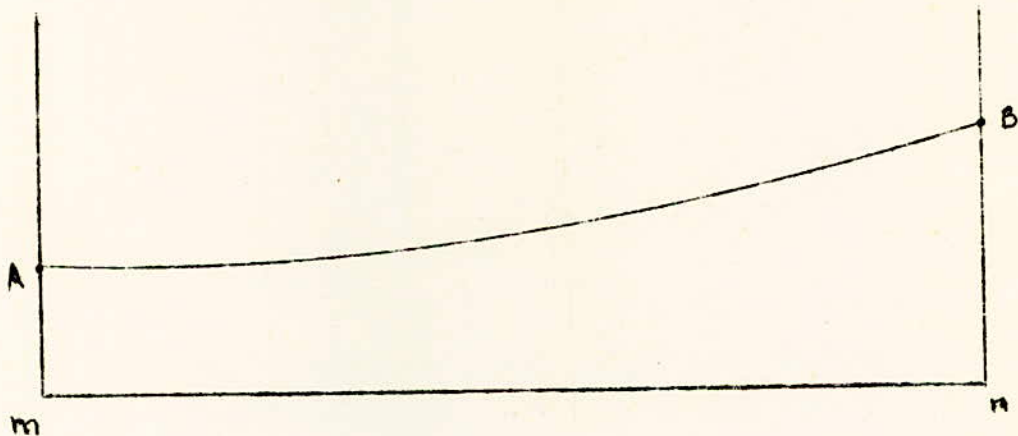
II - B - CALCUL DES ETAGES NON REGLES

II - B - 1 Principe de calcul

La chute isentropique disponible pour le corps correspondant est répartie entre une série d'étages dont chacun est constitué par un distributeur fixe (diaphragme) et une roue mobile munie d'ailettes.

Le premier problème qui se pose est de déterminer le nombre de ces éléments. Pour cette raison on procède de la façon suivante :

- on calcule les diamètres du premier et du dernier étage rapportés sur un graphique et on détermine A et B.



- On relie les points par une courbe uniforme
- La distance $m n$ prise arbitrairement est divisée en nombre entier choisi librement
- Après cela on lit les diamètres correspondant sur la ligne AB
- Sur le même abaque on pose les valeurs de X pour le premier et le dernier étage et on relie les 2 valeurs par une droite.
- Pour les différents étages choisis, on lit les différentes valeurs de X , on calcule les chutes pour chacun de ces étages préliminaires et on peut trouver la chute moyenne pour le corps.

II - B. 2 - Calcul des chutes disponibles pour les corps
H P et B P

A. Calcul des pertes avec la vitesse à la sortie du dernier étage.

$C_2 = 100$ m/s vitesse à la sortie

$P_K = 0,035$ ata pression dans le condenseur

$\lambda = 0,07$ à $0,1$ coefficient tenant compte des pertes
on choisit $\lambda = 0,08$

.....

$$\frac{\Delta P}{P_K} = \left\{ \frac{0,2}{100} \right\}^2 = 0,08 \quad \left\{ \frac{100}{100} \right\}^2$$

$$\Delta P = 0,035 \cdot 0,08 \cdot 1 = 0,0028 \text{ ata}$$

$$P'_K = P_K - \Delta P = 0,035 - 0,0028 = 0,0322 \text{ ata}$$

La perte $\Delta P = 0,0028$ ata est utilisée dans le tube reliant la turbine avec le condenseur, ce tube est exécuté comme un diffuseur.

b. Sur H.S diagramme on constate que les chutes correspondantes pour le corps H P et B P sont :

$$\text{corps H P} \quad - H_{01} = 147,6 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\text{corps B P} \quad - H_{02} = 125 \text{ Kcal/Kg}$$

c. Le coefficient de la chaleur récupérée $\alpha = \frac{Q}{H_0}$ est choisi:

$$\text{on prend } \alpha = 0,04$$

d. Les chutes tenant compte de la récupération de la chaleur sont les suivantes :

$$H_1 = H_{01} (1 + \alpha) = 147,6 (1 + 0,04) = 154 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$H_2 = H_{02} (1 + \alpha) = 125 (1 + 0,04) = 130 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

.....

II - B. 3. Calcul du diamètre du dernier étage dz

$$dz = \frac{G \cdot V \cdot 2 \cdot \theta}{\varepsilon \pi \tau 91,5 \sqrt{\xi_{v5}} \text{Ho1} \sin \alpha 2}$$

ici $\theta = \frac{d}{l} = 20$ rapport choisi entre la hauteur et le diamètre des ailettes

$\varepsilon = 1$ taux de degrés partiel du dernier étage

$\tau = 0,85$ taux de diminution de la section de sortie

$$dz = \sqrt{\frac{19,5 \cdot 0,8 \cdot 20}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,85 \cdot 91,5 \sqrt{0,02 \cdot 1476} \cdot \sin 90^\circ}} = 0,86\text{m}$$

Vérification :

$$u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,86 \cdot 3000}{60} = 135 \text{ m/s}$$

Si la valeur : $X_z = \frac{u}{C_t} = 0,45$ on a pour la quantité de chaleur utilisée :

$$H_{oz} = \frac{A \cdot C_{1t}^2}{2g} \text{ mais } X_{zt} = \frac{u}{C_{1t}} \text{ ou } C_{1t} = \frac{u}{X_{zt}}$$

$$H_{oz} = \frac{A \cdot U^2}{2g \cdot X_{zt}^2}$$

ici

$$C_1 = \frac{U}{X_1} = \frac{135}{0,45} = 300 \text{ m/s}$$

$$C_{1t} = \frac{C_1^*}{\gamma} = \frac{300}{0,96} = 312 \text{ m/s}$$

$$X_{zt} = \frac{U}{C_{1t}} = \frac{135}{312} = 0,428$$

$$h_{ozt} = \frac{A}{2g} \frac{U^2}{X_{zt}^2} = \frac{135^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 0,428^2} =$$

$$= \frac{1 \cdot 8225}{427 \cdot 19,62 \cdot 0,183} = 11,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$h_{oz} = \frac{A}{2g} \frac{U^2}{X_1^2} = 10,8 \text{ Kcal/Kg}$$

II B. 4 Diamètre du premier étage

Le volume de la vapeur est : $V_1 = 0,08 \text{ m}^3/\text{Kg}$

La chute disponible choisie : $h_{o1} = 9 \text{ Kcal/Kg}$

Le degré de réactivité ρ est choisi $\rho = 0,1$

La valeur $X_1 = \frac{U}{C_1} = 0,42$

La valeur de hauteur des ailettes. l_1 , coefficient τ et l'angle α_1 sont respectivement :

$$l_1 = 0,016 \text{ m} ; \quad \tau = 0,85 ; \quad \alpha_1 = 14^\circ$$

.....

Le diamètre est :

$$d_1 = \sqrt{\frac{G \cdot V_1 \cdot 60 \cdot x_1}{\xi \cdot \tau \cdot l_1 \cdot n \cdot \sin \alpha_1 \cdot \pi^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{23,8 \cdot 0,08 \cdot 60 \cdot 0,42}{1 \cdot 0,85 \cdot 0,016 \cdot 3000 \cdot 0,242 \cdot 9,82}} = 0,705 \text{ m}$$

Vérification :

- Vitesse périphérique $u = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = 110 \text{ m/s}$

- Vitesse absolue $C_1 = \frac{U}{x_1} = \frac{110}{0,42} = 262 \text{ m/s}$

- Vitesse absolue théorique $C_{1t} = \frac{C_1}{\xi} = \frac{262}{0,96} = 273 \text{ m/s}$

- Valeur du coefficient théorique $x_{1t} = \frac{U}{C_{1t}} = \frac{110}{273} = 0,403$

- Chute adiabatique disponible h_{01}

$$H_{01} = \frac{A \cdot C_{1t}^2}{2 \cdot g} = \frac{68 \cdot 500}{427 \cdot 19,62 \cdot 0,96} = 8,86 \text{ Kcal/Kg}$$

- Rapport entre le diamètre du premier et du dernier étage :

$$\frac{d_1}{d_z} = \frac{0,705}{0,86} = 0,82$$

II B.5. REPARTITION DES CHUTES ISENTROPIQUES ENTRE LES DIFFERENTS ETAGES DU CORPS HAUTE PRESSION

On choisit six diamètres échelonnés entre les valeurs de 0,705 m à 0,86
(Voir tableau)

.....

Z	dim	1	2	3	4	5	6
d	m	0,705	0,740	0,77	0,8	0,83	0,86
d ²	m	0,495	0,548	0,5929	0,640	0,688	0,738
X ₀	-	0,42	0,425	0,43	0,435	0,440	0,45
X ²	-	0,176	0,181	0,1849	0,188	0,194	0,201
h ₀ = 2,94 $\frac{d^2}{x^2}$	Kcal/Kg	8,26	8,95	9,45	10	10,40	10,8

La somme des chutes est égale à :

$$\sum h_{oi} = 57,66 \text{ Kcal/Kg}$$

La chute moyenne

$$h_m = \frac{\sum h_{oi}}{6} = \frac{57,66}{6} = 9,62 \text{ Kcal/Kg}$$

La chute adiabatique disponible pour le corps haute pression est de 147,6 / Kcal/Kg

Si on prend le coefficient de récupération de chaleur = 0,04 = α

le nombre d'étages du corps H P est alors :

$$Z = \frac{H_{o1} (1 + \alpha)}{h_m} = \frac{147,6 (1 + 0,04)}{9,62} = 16 \text{ étages}$$

La répartition des chutes et les diamètres des étages dans le corps H P sont donnés par le tableau suivant :

.....

Z	d	hoi
1	0,705	8,26
2	0,71	8,5
3	0,73	8,8
4	0,74	9
5	0,75	9,3
6	0,76	9,5
7	0,77	9,6
8	0,78	9,8
9	0,79	9,9
10	0,80	10
11	0,81	10
12	0,82	10,4
13	0,83	10,5
14	0,845	10,6
15	0,85	10,7
16	0,86	10,8

Pour vérifier les résultats de calcul exécutés plus haut, on fait la somme des chutes adiabatiques des différents étages et on constate la valeur :

$$\underline{\underline{hoi = 155,66 \text{ Kcal/Kg}}}$$

.....

L'erreur de répartition des chutes entre les étages est :

$$\Delta = \frac{H_o (1 + \alpha) - \sum h_{oi}}{H_o (1 + \alpha)} \cdot 100$$

$$= \frac{154 - 155,66}{154} \cdot 100 = 1,08\%$$

$$\Delta = 1,08\%$$

L'erreur est faible; la répartition des chutes est donc correcte.

.....

II - C - CALCUL DU CORPS BASSE PRESSION

Les calculs pour le corps B P sont identiques par la méthode avec les calculs pour l'étage H.P.

Entre le corps haute pression et le corps basse pression est située la chambre de prélèvement industriel.

Du fait que l'industrie demande une pression constante (avec des limites de variations très serrées) on est obligé de prévoir avant le corps B P un dispositif spécial qui doit maintenir, à l'aide d'un système de régulation hydraulique, la pression dans les limites préconisées (dans notre cas $P_n = 2,2$ ata)

Ce dispositif est constitué par deux disques qui peuvent changer leur position relative angulaire l'un par rapport à l'autre. L'ensemble du dispositif est muni de tuyères; ces dernières sont partagées dans la longueur en deux parties entre les deux disques constituant l'appareil.

La rotation relative commandée par le système hydraulique automatique diminue ou augmente les sections de passage correspondantes, reliées respectivement avec la quantité de vapeur.

Cette augmentation ou diminution du débit de vapeur entraîne un changement de la pression dans la chambre de prélèvement industriel.

.....

II - C 1 - CALCULS DE L'ETAGE CURTIS

La chute disponible relevée sur H.S diagramme pour le corps B P est : $H_{O_2} = 125 \text{ Kcal/Kg}$

Si on tient compte du coefficient de récupération de chaleur α dû aux pertes dans les aubages, la valeur réelle de la chute disponible qui doit être consommée dans l'étage B P est : $H_2 = \underline{130 \text{ Kcal/Kg}}$

Les étages du corps B P sont précédés par un étage Curtis. Pour les calculs de ce dernier je choisis comme valeur de départ :

- $h_{2c} = 20 \text{ Kcal/Kg}$ - chute disponible pour l'étage Curtis
- $\rho = 0,1$ - degré de réaction.

Dans ce cas les chutes utilisées peuvent être divisées en 2 parties.

- $h_{2c1} = h_{2c} (1 - \rho) =$
- $h_{2c1} = 20 (1 - 0,1) = 18 \text{ Kcal/Kg}$
- $H_{2c2} = h_{2c} - h_{2c1} = 20 - 18 = 2 \text{ Kcal/Kg}$

II - C - 2 - CALCUL DES VALEURS CARACTERISTIQUES DE L'ETAGE CURTIS

1 . Vitesse absolue - C_{1t}

$$C_{1t} = 91,5 \sqrt{h_{2c1}} = 91,5 \sqrt{18} = 390 \text{ m/s}$$

$$\underline{\underline{C_{1t} = 390 \text{ m/s}}}$$

.....

2 . Vitesse réelle - C_1

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1t} = 0,96 \cdot 390 = 374 \text{ m/s}$$

$$\varphi = 0,96 \text{ coefficient de perte}$$

$$C_1 = 374 \text{ m/s}$$

3 . Coefficient X_1

$$X_1 = \frac{u}{C_1} = 0,42 \text{ choisi sur abaque } \eta_{oi} = f(X_1)$$

4 . Vitesse périphérique : u

$$u = X_1 \cdot C_1 = 0,42 \cdot 374 = 157 \text{ m/s}$$

$$u = 157 \text{ m/s}$$

5 . Diamètre de l'étage Curtiss - d_{2c}

$$d_{2c} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 157}{3,14 \cdot 3000} = 1 \text{ m}$$

$$d_{2c} = 1 \text{ m}$$

6 . Vitesse relative à l'entrée - W_1

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2 C_1 u \cdot \cos \alpha_1}$$

L'angle d'entrée dans les aubes de l'étage Curtiss est
choisit selon les préconisations littéraires : $\alpha_1 = 20^\circ$

$$W_1 = \sqrt{374^2 + 157^2 - 2 \cdot 374 \cdot 157 \cdot \cos 20^\circ} = 234 \text{ m/s}$$

$$W_1 = 234 \text{ m/s}$$

.....

7. Angle de la vitesse relative à l'entrée des aubes - β_1

$$\beta_1 = \alpha_1 + \arcsin \left\{ (\sin \alpha_1) \frac{u}{W_1} \right\} = 33^\circ$$

$$\underline{\beta_1 = 33^\circ}$$

8. Angle de la vitesse relative à la sortie des aubes - β_2

$$\beta_2 = \beta_1 + 5^\circ = 38^\circ$$

$$\underline{\beta_2 = 38^\circ}$$

9. Vitesse relative théorique à la sortie des aubes - W_{2t}

$$W_{2t} = 91,5 \sqrt{\frac{W_1^2}{8378} + h_{2c2}} = 267 \text{ m/s}$$

$$\underline{W_{2t} = 267 \text{ m/s}}$$

10. Vitesse relative à la sortie des aubes - W_2

$$W_2 = \psi W_{2t} = 0,87 \cdot 267 = 232 \text{ m/s}$$

$\psi = 0,87$ coefficient de perte en fonction de

$$\beta_1 + \beta_2$$

$$\underline{W_2 = 232 \text{ m/s}}$$

11. Vitesse absolue à la sortie des aubes - C_2

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2 u \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}$$

$$C_2 = \sqrt{232^2 + 157^2 - 2 \cdot 157 \cdot 232 \cdot \cos 38} = 145,74 \text{ m/s}$$

$$\underline{C_2 = 145,74 \text{ m/s}}$$

12. Angle de la vitesse absolue à la sortie des aubes - α_2

$$\alpha_2 = \beta_2 + \Delta \alpha_2$$

$$\begin{aligned} \text{ici } \Delta \alpha_2 &= \arcsin \left\{ (\sin \beta_2) \frac{u}{C_2} \right\} = \\ &= \arcsin \left\{ (\sin 38^\circ) \frac{157}{145,74} \right\} = \end{aligned}$$

$$\Delta \alpha_2 = \arcsin 0,663 = 41,547$$

d'où finalement :

$$\alpha_2 = 38 + 41,547 = 79,547$$

$$\underline{\underline{\alpha_2 = 79,547}}$$

13. Projections des vitesses absolues sur le secteur de la vitesse périphérique - C_{1u} et C_{2u}

$$\text{a. } C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 = 374 \cdot \cos 20^\circ = 352 \text{ m/s}$$

$$\underline{\underline{C_{1u} = 352 \text{ m/s}}}$$

$$\text{b. } C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2 = 145,74 \cdot \cos 79,547 = 26,443 \text{ m/s}$$

$$\underline{\underline{C_{2u} = 26,443 \text{ m/s}}}$$

c. Somme des projections de la vitesse absolue

$$\underline{\underline{\sum_{i=1}^2 C_{ui} = 378,443 \text{ m/s}}}$$

.....

14. Rendement relatif des aubes - η_{oa}

$$\eta_{oa} = \frac{2 u (C1u + C2u)}{c_{1t}^2} = \frac{2 u \sum Cui}{c_{1t}^2}$$

$$= \frac{118850,986}{390^2} = 0,781$$

$$\eta_{oa} = 0,781$$

15. Puissance des pertes par frottement et ventilation - N_{fv}

$$N_{fv} = \beta \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l \cdot \gamma$$

$$= 1,76 \cdot 10^{-10} \cdot 1 \cdot 3000^3 \cdot 8,5 \cdot 0,77 = 31,1018 \text{ KW}$$

$$N_{fv} = 31,1018 \text{ Kw}$$

ici = 1,76 : coefficient pour la roue Curtis avec une rangée d'aubes

l = 8,5cm : hauteur de l'ailette en (cm) (choisit)

16. Coefficient des pertes de frottement et ventilation - ξ_{fv}

$$\xi_{fv} = \frac{204 \cdot 9,81 \cdot 31,1018}{2,6 \cdot 390^2} = 0,157$$

$$\xi_{fv} = 0,157$$

17. Rendement interne relatif - η_{oi}

$$\eta_{oi} = \eta_{oa} - \xi_{fv} = 0,781 - 0,157 = 0,628$$

$$\eta_{oi} = 0,628$$

18. Pertes dans les aubes - h_1

$$h_1 = \frac{A (W_{2t} - W_2)}{2 g} = \frac{267^2 - 232^2}{8 \cdot 3 \cdot 7 \cdot 8} = 1,973 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_1 = 1,973 \text{ Kcal/Kg}$$

19. Pertes dans les tuyères - h_t

$$h_t = \frac{A (c_{1t}^2 - c_1^2)}{2g} = \frac{390^2 - 374^2}{8378} = 1,46$$

$$h_t = 1,46 \text{ Kcal/Kg}$$

20. Pertes avec la vitesse de sortie - h_{vs}

$$h_{vs} = \frac{A c_2^2}{2g} = \frac{145,74^2}{8378} = \frac{21240,148}{8378} = 2,535 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{vs} = 2,535 \text{ kcal/kg}$$

II C 2 a . CALCULS DES DIMENSIONS GEOMETRIQUES DE L'ETAGE CURTIS : CORPS BASSE PRESSION

1 . Calcul de la section de passage maximale - f_{max}

$$f_{max} = \frac{G \cdot V_1}{c_1} = \frac{14,5 \cdot 1,15}{374} = 0,0446 \text{ m}^2$$

$$f_{max} = 0,0446 \text{ m}^2$$

2 . hauteur de la tuyère - l_t

$$l_t = \frac{f_{max}}{\pi \cdot \epsilon \cdot \tau \cdot d \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,0446}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 0,342} =$$

$$l_t = 0,07 \text{ m} = 70 \text{ mm}$$

.....

$$3 \text{ Nombre de tuyères} - Z$$

$$= \frac{\pi d \varepsilon \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1}{b_1}$$

on choisi $b_1 = 0,025\text{m}$ - largeur de la tuyère

$$Z = \frac{3,14 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 0,342}{0,025} = \frac{0,637}{0,025} = 25,5$$

$$\text{On choisi } \underline{\underline{Z = 25}}$$

4. Section de passage d'une tuyère - f_1

$$f_1 = \frac{f_{\max}}{Z} = \frac{0,0446}{25} = 0,00178 \text{ m}^2$$

$$\underline{\underline{f_1 = 0,00178 \text{ m}^2}}$$

5. Calcul définitif de la largeur de la tuyère - b

$$b = \frac{f_1}{l_t} = \frac{0,00178}{0,07} = 0,0255 \text{ m}$$

$$\underline{\underline{b = 25,5 \text{ mm}}}$$

6. hauteur de l'ailette de la roue Curtis - l_a

$$\underline{\underline{l_a = 70 \text{ mm}}}$$

7. largeur entre les ailettes - b_2

$$b_2 = b_1 \cdot \frac{C_{1a}}{C_{2a}} \cdot \frac{V_2}{V_1} = 0,0255 \cdot \frac{127,46}{143,27} \cdot \frac{1,2}{1,15} =$$

$$b_2 = 0,0255 \cdot 0,886 \cdot 1,042 = 0,0236 \text{ m}$$

$$\underline{\underline{b_2 = 0,0236 \text{ m}}}$$

ici $C_{1a} = C_1 \sin \alpha_1 = 374 \cdot 0,342 = 127,46 \text{ m/s}$

$$\underline{\underline{C_{1a} = 127,46 \text{ m/s}}}$$

$$C_{2a} = W_{2a} = W_2 \sin \beta_2 = 232 \cdot \sin 38^\circ = 143,27 \text{ m/s}$$

$$\underline{\underline{C_{2a} = 143,27 \text{ m/s}}}$$

.....

8. Précision sur les calculs de η_{oi} a. pertes de frottement et ventilation - N_{fv} Pour la valeur de $l = 70\text{mm} = 7\text{cm}$. déterminée par calcul on a

$$N_{fv} = 1,76 \cdot 10^{-10} \cdot 1 \cdot 3000^3 \cdot 7 \cdot 0,77 = 25,7 \text{ Kw}$$

$$\underline{N_{fv} = 25,7 \text{ Kw}}$$

b. coefficient de perte par frottement et ventilation - ξ_{fv}

$$\xi_{fv} = \frac{204 \cdot 9,81 \cdot 25,7}{2,6 \cdot 390^2} = 0,1292$$

$$\underline{\xi_{fv} = 0,1292}$$

c. rendement interne relatif définitif - η_{oi}

$$\eta_{oi} = 0,781 - 0,1292 = 0,652$$

$$\underline{\eta_{oi} = 0,652}$$

II - C.2.b. CALCULS DES ETAGES NON REGLES B P.

Répartition des chutes dans la partie basse pression.

I. Calcul du diamètre du dernier étage - d_z

$$d_z = \sqrt{\frac{G \cdot V_2}{\pi \cdot 7 \cdot 91,5 \sqrt{\xi_{vs}} \cdot Ho \sin \alpha_2}}$$

ici. $G = 14,5 \text{ kg/s}$ - débit de vapeur $V_2 = 35,0 \text{ m}^3/\text{Kg}$ - volume de la vapeur $\xi_{vs} = 0,02$ - perte avec la vitesse de sortie $Ho = 320 \text{ Kcal/Kg}$ - chute disponible devant être utilisée dans la turbine (Voir H.S.diagramme)

$$\theta = \frac{1}{d_z} = 3 \text{ rapport choisi}$$

d'où :

$$d_z = \sqrt{\frac{14,5 \cdot 3,5 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 91,5 \sqrt{0,02 \cdot 320 \cdot 0,89}}} = 1,6 \text{ m}$$

$$d_z = 1,6 \text{ m}$$

2. Diamètre du premier étage non réglé du corps Basse pression

$$d_1 = \sqrt{\frac{G \cdot V \cdot 60 \cdot x_1}{\xi \cdot \zeta \cdot l_1 \cdot N \cdot \sin \alpha_1 \cdot \pi \cdot 2^2}}$$

- ici $V = 1,4 \text{ m}^3/\text{Kg}$ - Volume de la vapeur
 $G = 14,5 \text{ m}^3/\text{s}$ - débit vapeur pour le corps BP
 $x_1 = 0,45$ - rapport
 $\xi = 1$ - taux de degré partiel du 1er étage
 $\zeta = 0,85$ - taux de diminution de la section

$$d_1 = \sqrt{\frac{14,5 \cdot 60 \cdot 0,45 \cdot 1,4}{0,85 \cdot 0,075 \cdot 3000 \cdot 3,14^2 \cdot 0,242}} = 1,1 \text{ m}$$

$$d_1 = 1,1 \text{ m}$$

II-C.3. REPARTITION DES CHUTES ISENTROPIQUES ENTRE LES DIFFERENTS ETAGES DU CORPS BASSE PRESSION

On choisit six diamètres échelonnés entre le diamètre du premier étage BP - $d_1 = 1,1 \text{ m}$ et le diamètre du dernier étage BP - $d_z = 1,6 \text{ m}$

Les résultats trouvés sont représentés dans le tableau qui suit . N° VI

.....

Z	a	b	c	d	e	f
d	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
d ²	1,21	1,44	1,69	1,96	2,25	2,56
X	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,5
X ²	0,202	0,211	0,22	0,23	0,24	0,25
h _o	17,6	20	22,6	25	27,6	30

la somme des chutes est égale à :

$$\sum h_o = 142,8 \text{ Kcal/Kg}$$

la chute moyenne est :

$$h_m = \frac{\sum h_o}{6} = \frac{142,8}{6} = 23,8 \text{ Kcal/Kg}$$

la chute adiabatique disponible pour le corps BP est :

$$H_{o2} = 125 \text{ Kcal/Kg}$$

le nombre d'étages est :

$$Z = \frac{H_{o2} (1 + \epsilon)}{h_m} = \frac{125 (1 + 0,04)}{23,8} = 5,47 \text{ étages}$$

on choisit :

$$\underline{\underline{Z = 5 \text{ étages}}}$$

La répartition des chutes et des diamètres définitifs des étages dans le corps Basse pression sont donnés par le tableau suivant n° VII.

.....

Z	1	2	3	4	5
d	1,1	1,23	1,36	1,47	1,6
d ²	1,21	1,52	1,85	2,2	2,56
X	0,45	0,465	0,477	0,486	0,5
X ²	0,2025	0,2148	0,2275	0,236	0,25
h	17,6	20,8	23,8	26,9	30,1
h _d	19,704	22,85	25,904	29,004	32,204

III-D - CALCUL DES ETAGES NON REGLES DES CORPS HP ET BP

Les calculs effectués sont représentés sur le tableau N°VIII. Pour donner une idée sur la méthode d'exécution des calculs on va calculer l'étage non réglé numéro 1 du corps Haute-pression.

III-D-1-CALCUL DE L'ETAGE N°1 DU CORPS BP

- Débit vapeur $G = 23,8 \text{ Kg/s}$
- Diamètre de l'étage $d = 0,705 \text{ m}$
- Vitesse périphérique $u = \frac{3,14 \cdot d \cdot n}{60} = 110 \text{ m/s}$
- Pression et température de la vapeur avant l'étage
 - $P_0 = 48 \text{ ata}$
 - $t_0 = 409^\circ\text{C}$
- Enthalpie de la vapeur $h_0 = 769,775 \text{ Kcal/Kg}$
- Energie cinétique de la vapeur qui entre $\Delta H_0 = 0$

....

7. Chute disponible $H_o = 8,26 \text{ Kcal/Kg}$

8. Pression freinée $P'o = P_o + \frac{A C_o^2}{2 g} = 48,5 \text{ ata}$

9. Rapport $x = \frac{u}{C_{1t}} = 0,4$

10. Coefficient de rapport entre les pressions - β

$$\beta = \frac{P_1}{P_o} = 0,895$$

11. taux de réactivité $P = 0,4$

12. Répartition de la chute disponible

$$h_{o1} = h_o (1 - P) = 7,334$$

$$h_{o2} = h_o - h_{o1} = 0,826$$

13. Angle de la vitesse absolue à l'entrée de l'aubage - α_1

$$\alpha_1 = 14^\circ \text{ (choisi selon les préconisations)}$$

14. Angle de la vitesse relative à l'entrée de l'aubage - β_1

$$\beta_1 = \text{artg} \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{C_1}} = 23^\circ 35'$$

$$\underline{\beta_1 = 23^\circ 35'}$$

15. Angle de la vitesse relative à la sortie de l'aubage - β_2

$$\beta_2 = \beta_1 - 4^\circ = 19^\circ 35'$$

Selon la théorie, on a le rendement le plus élevé pour le cas où $\beta_2 = \beta_1 - 4^\circ$

$$\underline{\beta_2 = 19^\circ 35'}$$

16. Vitesse relative à l'entrée de l'aubage - W_1

$$W_1 = C_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 160 \text{ m/s}$$

$$\underline{W_1 = 160 \text{ m/s}}$$

....

17. Angle de la vitesse absolue à la sortie

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{c_1}} = 57^\circ$$

$$\alpha_2 = 57^\circ$$

18. Vitesse absolue à la sortie - c_2

$$c_2 = w_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_1} = 55 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 55 \text{ m/s}$$

19. Pertes dans la tuyère - h_t

$$h_t = \frac{A (c_{1t}^2 - c_2^2)}{2 \cdot g} = 0,712 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_t = 0,712 \text{ Kcal/Kg}$$

20. Pertes dans les aubages - h_a

$$h_a = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} A = 0,645 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_a = 0,645 \text{ Kcal/Kg}$$

21. Section totale de passage pour les tuyères - F_t

$$F_t = \frac{G \cdot V_t}{c_1} = 63 \text{ cm}^2$$

$$F_t = 63 \text{ cm}^2$$

22. Section totale de passage pour les aubes - F_a

$$F_a = \frac{G \cdot V_a}{w_2} = 114 \text{ cm}^2$$

$$F_a = 114 \text{ cm}^2$$

23. Hauteur de la tuyère - l_t

$$l_t = \frac{F_t}{\pi \cdot d \cdot \tau \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1} = 13 \text{ mm}$$

$$l_t = 13 \text{ mm}$$

24. Hauteur de l'ailette - l_a

$$l_a = \frac{F_a}{\pi \cdot d \cdot \tau \cdot \varepsilon \cdot \sin \beta_2} = 16,2 \text{ mm}$$

$$l_a = 16,2 \text{ mm}$$

25. Pertes avec la vitesse de sortie - h_{vs}

$$h_{vs} = \frac{A \cdot c_2^2}{2g} = 0,363 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{vs} = 0,363 \text{ Kcal/Kg}$$

26. Energie cinétique du flux de la vapeur pour l'étage - E_o

$$E_o = \mu_o \frac{A c_o^2}{2g} + h_o - \mu_2 \frac{A c_2^2}{2g}$$

$$= \mu_o h_{vs}^{pr} + h_o - \mu_2 h_{vs}^{et} = 7,887 \text{ Kcal/kg}$$

$$E_o = 7,887 \text{ Kcal/Kg}$$

27. Rendement - η_a

$$\eta_a = \frac{E_o - (h_t + h_a)}{E_o} = 0,83$$

$$\eta_a = 0,83$$

28. Pertes dues à l'humidité - h_h

$$h_h = \xi_h \cdot E_o$$

$$\text{ici } \xi_h = (1 - x) \eta_{oi} \quad \text{avec } \eta_{oi} = 0,8 - \text{sur abaque}$$

$$x = 1 - \text{titre de la vapeur}$$

Pour le premier étage la vapeur est surchauffée $\xi_h = 0$ et

par conséquence $h_h = 0$

....

29. Pertes par frottement et ventilation - N_{fv}

$$N_{fv} = \beta \cdot 10^{10} \cdot d^4 \cdot L \cdot n^3 \cdot \gamma$$

On utilise N_{fv} pour le calcul du taux de perte de frottement et ventilation.

$$\xi_{fv} = \frac{N_{fv}}{N_o} = 0,26 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\xi_{fv} = 0,26 \text{ Kcal/Kg}$$

30. Chutes utilisées réellement dans l'étage - h_i

$$h_i = E_o - h_t - h_a - h_{fv} - h_e - h_h = 6 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\underline{h_i = 6 \text{ Kcal/Kg}}$$

- a . h_e . pertes par les joints (Kcal/Kg)

$$h_e = E_o \cdot \xi_e = 0,3 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\underline{h_e = 0,3 \text{ Kcal/Kg}}$$

$$\text{ici } \xi_e = \frac{q \cdot d^2 \cdot \tau \cdot \pi \cdot c_1}{G \cdot V} \left\{ 1,5 + \frac{x_1}{2(\cos \alpha_1 - x_1)} \right\}$$

ici q = précision par unité de diamètre

$$\delta = q \cdot d - \text{jeu diamétral}$$

ou on peut utiliser encore :

$$\text{a) } G_e = 0,0385 \sqrt{\frac{P_o}{V_o}} - \text{débit passant par les joints d'étanchéités}$$

$$\text{b) } \xi'_e = \frac{G_e}{G} \cdot a$$

$$\text{c) } h_e = \xi'_e \cdot h_o = 0,3 \text{ Kcal/Kg}$$

....

- b. h_{fv} - pertes par frottement ventilation

$$h_{fv} = E_o - \sum_{fv} = 2,05 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\underline{h_{fv} = 2,05 \text{ Kcal/Kg}}$$

31. Rendement relatif interne - η_{oi}

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_o + \Delta h_{vs}} = 0,72$$

$$\underline{\eta_{oi} = 0,72}$$

$$\text{ici } \Delta h_{vs} = (1 - \mu_2) \frac{A c_2^2}{2g} \left\{ \text{Kcal/Kg} \right\}$$

32. Puissance indiquée de l'étage - N_i

$$N_i = 4,19 \cdot G \cdot E_o \cdot \eta_{oi}$$

$$N_i = 4,19 \cdot 23,8 \cdot 7,887 \cdot 0,72 = 565 \text{ Kw}$$

$$\underline{N_i = 565 \text{ Kw}}$$

I - CALCULS DE RESISTANCE DE L'AILETTE DU 11ème ETAGE H.P.
CONTRAINTES DE FLEXION DUE A LA FORCE DE LA VAPEUR

1. Largeur de l'ailette - b

$$b = \underline{22\text{mm}}$$

2. Pas entre les ailettes - t

$$t = (15 - \sin \beta_2) \frac{b}{20} = (15 - 0,364) \frac{22}{20} = 17,95 \text{ mm}$$

$$t = \underline{17,95 \text{ mm}}$$

3. Nombre des ailettes dans le disque du 11ème étage - Z

$$Z = \frac{\pi d}{t} = \frac{3,14 \cdot 0,81}{0,01795} = 142$$

$$Z = \underline{142 \text{ ailettes}}$$

4. Composante périphérique de la vitesse absolue à l'entrée des ailettes - C_{1u}

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 = 278 \cdot 0,97 = 269 \text{ m/s}$$

$$C_{1u} = \underline{269 \text{ m/s}}$$

5. Composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie des ailettes - C_{2u}

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2 = 57,6 \cdot 0,276 = 15,9 \text{ m/s}$$

$$C_{2u} = \underline{15,9 \text{ m/s}}$$

....

6. Composante périphérique de la force de flexion due à la vapeur - P_u^{fl}

$$P_u^{fl} = \frac{G}{g \cdot Z} (C_{1u} - C_{2u})$$

ici

$G = 21,2 \text{ Kg/s}$ - débit vapeur traversant l'étage

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - accélération terrestre

$Z = 142$ - nombre des ailettes du 11ème étage

$\epsilon = 1$ - taux de degrés partiel

$C_{1u} = 269 \text{ m/s}$ - Projection de la vitesse absolue C_1 dans la direction normale (tangentielle)

$C_{2u} = 15,9 \text{ m/s}$ - Projection de la vitesse absolue C_2 dans la direction normale (tangentielle)

$$P_u^{fl} = \frac{21,2}{9,81 \cdot 142 \cdot 1} (269 - 15,9) = 3,84 \text{ Kg}$$

$$\underline{\underline{P_u^{fl} = 3,84 \text{ Kg}}}$$

7. Composante axiale de la vitesse absolue à l'entrée des ailettes - C_{1a}

$$C_{1a} = C_1 \sin \alpha_1 = 278 \cdot 0,242 = 67,3 \text{ m/s}$$

$$\underline{\underline{C_{1a} = 67,3 \text{ m/s}}}$$

8. Composante axiale de la vitesse absolue à la sortie des ailettes - C_{2a}

$$C_{2a} = C_2 \sin \alpha_2 = 57,6 \cdot 0,962 = 55,5 \text{ m/s}$$

$$\underline{\underline{C_{2a} = 55,5 \text{ m/s}}}$$

....

9. Composante axiale de la force de flexion due à la vapeur- P_a^{fl}

$$P_a^{fl} = \frac{G}{g Z} (C_{1a} - C_{2a}) + (P_1^{11} - P_2^{11}) l \cdot t.$$

ici

$$G = 21,2 \text{ Kg/s}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Z = 142 \text{ ailettes}$$

$$\xi = 1$$

$$C_{1a} = 67,3 \text{ m/s}$$

$$C_{2a} = 55,5 \text{ m/s}$$

$$l = 4,72 \text{ cm} - \text{ hauteur de l'ailette (en cm)}$$

$$t = 1,795 \text{ cm} - \text{ pas entre les ailettes (en cm)}$$

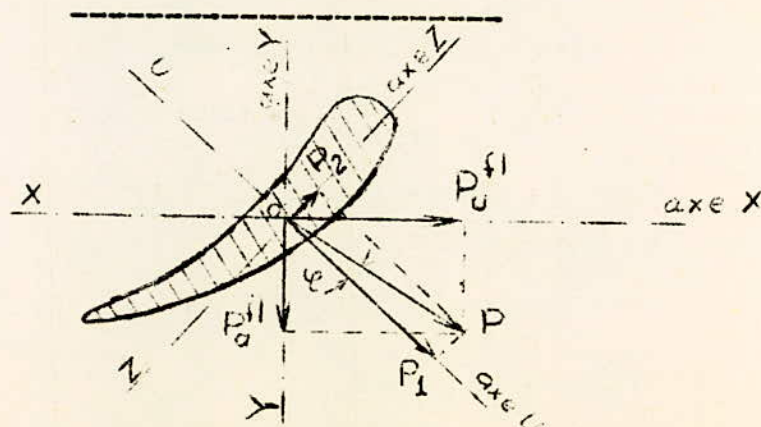
$$P_1^{11} = 8 \text{ Kg/cm}^2 - \text{ pression de la vapeur avant le 11e étage}$$

$$P_2^{11} = 6,4 \text{ Kg/cm}^2 - \text{ pression de la vapeur après le 11e étage}$$

$$P_a^{fl} = \frac{21,2}{9,81 \cdot 142 \cdot 1} (67,3 - 55,5) + (8 - 6,4) 4,72 \cdot 1,795 =$$

$$= 0,18 + 13,6 = 13,78 \text{ Kg}$$

$$P_a^{fl} = 13,78 \text{ Kg}$$



10. Force de flexion résultante - P^{fl}

$$P^{fl} = \sqrt{(P_u^{fl})^2 + (P_a^{fl})^2} = \sqrt{3,84^2 + 13,78^2}$$

$$= \sqrt{194,7} = 13,95 \text{ Kg}$$

$$\underline{\underline{P^{fl} = 13,95 \text{ Kg}}}$$

11. Moment de flexion de l'ailette due à la force de la vapeur - M_{fl}

$$M_{fl} = P^{fl} \cdot l$$

ici $P^{fl} = 13,95 \text{ Kg}$ - force résultante de flexion (en Kg)

$l = 4,72 \text{ cm}$ - hauteur de l'ailette (en cm)

$$M_{fl} = 13,95 \cdot 4,72 = 66 \text{ Kg/cm}$$

$$\underline{\underline{M_{fl} = 66 \text{ Kg/cm}}}$$

12. Moment principal d'inertie par rapport à l'axe X - I_x

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{175} \quad (\text{cm}^4)$$

Pour calculer le moment de résistance contre la flexion par rapport à l'axe x - W_x

$$\text{on a} \quad W_x = \frac{I_x}{Z_c}$$

Ici I_x - moment principal d'inertie

$Z_c = 0,4 h$ - coordonné du centre de gravité

$$W_x = \frac{\frac{b \cdot h^3}{175}}{0,4 \cdot h} = \frac{b \cdot h^2}{175 \cdot 0,4}$$

....

13. Contrainte admissible de flexion - σ flexion

$$\sigma_p = 300 \text{ Kg/cm}^2 \quad - \text{ choisit selon les préconisations pour l'acier des ailettes}$$

14. Détermination de l'épaisseur - h

$$\sigma = \frac{M_{fl}}{2 W_x} = \frac{M_{fl} \cdot 175 \cdot 0,4 - h}{2 \cdot b \cdot h^3}$$

$$\sigma = \frac{M_{fl} \cdot 175 \cdot 0,4}{2 \cdot b \cdot h^3}$$

$$\sigma = 300 \text{ Kg/cm}^2$$

d'ici on détermine h^2

$$h^2 = \frac{M_{fl} \cdot 175 \cdot 0,4}{2 \cdot b \cdot \sigma} = \frac{66 \cdot 175 \cdot 0,4}{2 \cdot 2,2 \cdot 300} = 3,08^2$$

$$h^2 = 3,08 \text{ cm}^2$$

d'ou

$$h = \sqrt{3,08} = 1,76 \text{ cm}$$

$$h = 1,76 \text{ cm}$$

CONCLUSION

+++++

L'étude complète d'une turbine à vapeur représente un travail assez complexe avec les différents stades de calculs à savoir:

- la repartition des températures entre les échangeurs
- la détermination de la consommation
- l'économie du cycle
- le calcul des étages HP et DP
- etc...

La turbine étudiée dans mon projet a une puissance moyenne. Elle est utilisée comme une machine combinée de production d'énergie électrique et d'énergie thermique dans l'industrie pétrochimique, l'industrie légère, ainsi que dans la sidérurgie.

De part sa fonction double, cette dernière est très appréciée dans le domaine industriel.

Les difficultés rencontrées dans le projet proviennent surtout du choix des paramètres constructifs exigeant une expérience professionnelle et c'est là que j'ai pu apprécier à sa juste valeur l'aide que Madame YAKIMOVA m'a prodiguée tout au long de cette étude.

Je remercie par la même des gens assez expérimentés dont les conseils m'ont été bénéfiques.

-----000-----

Table des matières

<u>Introduction</u>	<u>Page</u>
Chapitre I	
- données	4
- Schéma thermique	6
- répartition des températures entre les échangeurs	
- représentation du procédé en H.S. diagramme	7
- température de l'eau d'alimentation après les } échangeurs	10
- calcul des chutes utilisées par secteur	12
- tableau de répartition des caractéristiques de } chaque secteur	15
- calcul thermique du schéma voir tableau	17
- bilan thermique des échangeurs	19
- détermination de la consommation réelle de la } turbine	21
- détermination des prélèvements	23
- tableau de calculs de la quantité de vapeur qui } traverse chaque secteur	25
- consommation spécifique de la vapeur par la } turbine	26
- consommation spécifique de la chaleur par la } turbine	27
- économie du cycle	28
1 - avec un nombre d'échangeurs infinis	
2 - avec six échangeurs	30

.../...

2 - pas entre les ailettes	
3 - nombre d'ailettes dans le disque du 11e étage	
4 - composante périphérique de la vitesse absolue à l'entrée des ailettes	
5 - composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie des ailettes	
6 - composante périphérique de la force de flexion due à la vapeur	
7 - composante axiale de la vitesse absolue à l'entrée des ailettes	
8 - composante axiale de la vitesse absolue à la sortie des ailettes	
9 - composante axiale de la force de flexion due à la vapeur	78
10 - force de flexion résultante	79
11 - moment de flexion de l'ailette due à la force de la vapeur	
12 - moment principal d'inertie par rapport à l'axe	
13 - contrainte admissible de flexion	80
14 - détermination de l'épaisseur de l'ailette	
conclusion	81

CHAPITRE VII

Calcul des étages

Corps Haute et Basse pression

- calcul du corps haute pression	31
- calcul de l'étage Curtis	33
- 1 - détermination du rapport X_1	34
2 - calcul définitif de l'étage Curtis	39
- Tableaux donnant la répartition des différents rapports de X_1	40
- calcul des paramètres des tuyères	44
- calcul des étages non réglés	50
1 - principe de calcul	
2 - calcul des chutes disponibles corps HP et BP	51
3 - calcul du diamètre du dernier étage	53
4 - calcul du diamètre du premier étage	54
5 - répartition des chutes isentropiques entre les différents étages du corps HP (voir tableau)	
- calcul du corps BP	59
- calcul de l'étage Curtis	60
- calcul des valeurs caractéristiques de l'étage Curtis	
- calcul des dimensions géométriques de l'étage Curtis	65
- calcul des étages non réglés BP	67
1 - calcul du dernier étage d_2	
2 - calcul du premier étage d_1	68
- répartition des chutes isentropiques entre les différents étages du corps basse pression (voir tableau n° VI - VII)	
- calcul des étages non réglés du corps HP et BP .	70
(voir tableau n° VIII)	
- exemple de calcul de l'étage n° 1 du corps BP	

CHAPITRE VIII

Calcul de résistance

à

I - CALCUL DE RESISTANCE DE L'AILETAGE DU

ONZIEME ETAGE HP

1 - largeur de l'ailette

76
.../...

BIBLIOGRAPHIE

- 1 - Cours de turbine..... Y. YAKIMOV
- 2 - La turbine à vapeur moderne..... E.A. KRAFT
- 3 - Turbine à vapeur et à gaz..... L. VIVIER
- 4 - WEIR R.H. High Performance turbine
Engines IRAS 1962 N.621
- 5 - Weathermax WF Désignad Developpement
of a Convective AIR-Cooled Turbine and
Test Facility Journal of Engeneering for
Power - 1961, N 1

->

