

2/73

UNIVERSITÉ D'ALGER

2ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

DÉPARTEMENT MÉCANIQUE

TURBINE A VAPEUR

50 MW



Proposée par

M. Y. Yakimov

6 PLANS

Etudiée par

M.M. Boulfekhar F.

Bourib Z.

Promo 1973

THESE DE FIN D'ETUDES

TURBINE A VAPEUR

50 MW

Proposée par
M. Y. Yakimov

Etudiée par
M.M. Boulfekhar F.
Bourib Z.

ECOLE - NATIONALE - POLYTECHNIQUE--

Département . Mécanique

THESE DE FIN D'ETUDE

TURBINE A VAPEUR 50 MW

Proposée par :

/)/)R. Y. YAKIMOV

Etudiée par :

/)/)./)/). BOULFEK & AR
BOURIB

PROMOTION . 1973

--= REMERCIEMENT S --=

*/)/ous Tenons à remercier vivement
/)/)r. SPIES chef du département Mécanique
ainsi que tout le corps enseignant pour la formation
reçue tout au long de notre scolarité. Qu'ils trouvent
ici l'expression de notre profonde reconnaissance.*

*/)/ous tenons à remercier particulièrement
/)/)r. YAKIMOV dont les conseils nous ont beaucoup aidés
dans l'élaboration de notre thèse de fin d'études.*

NOTES

-Principe de fonctionnement de la turbine :

Dans la turbine à vapeur , l'énergie thermique contenue dans la vapeur sous forme d'énergie de pression et de chaleur se transforme en travail mécanique de rotation du rotor de la turbine .

Dans un premier stade , la vapeur se détend dans la tuyère où son énergie calorifique est transformée en partie en énergie cinétique . Du fait de sa vitesse , le courant de vapeur s'écoulant dans les rangées d'ailettes mobiles agit sur ces dernières .

Le déséquilibre dynamique qui résulte de cette action agit sur la face où la force est la plus grande (Intrados) et met en rotation la rangée d'ailettes fixée sur le disque du rotor

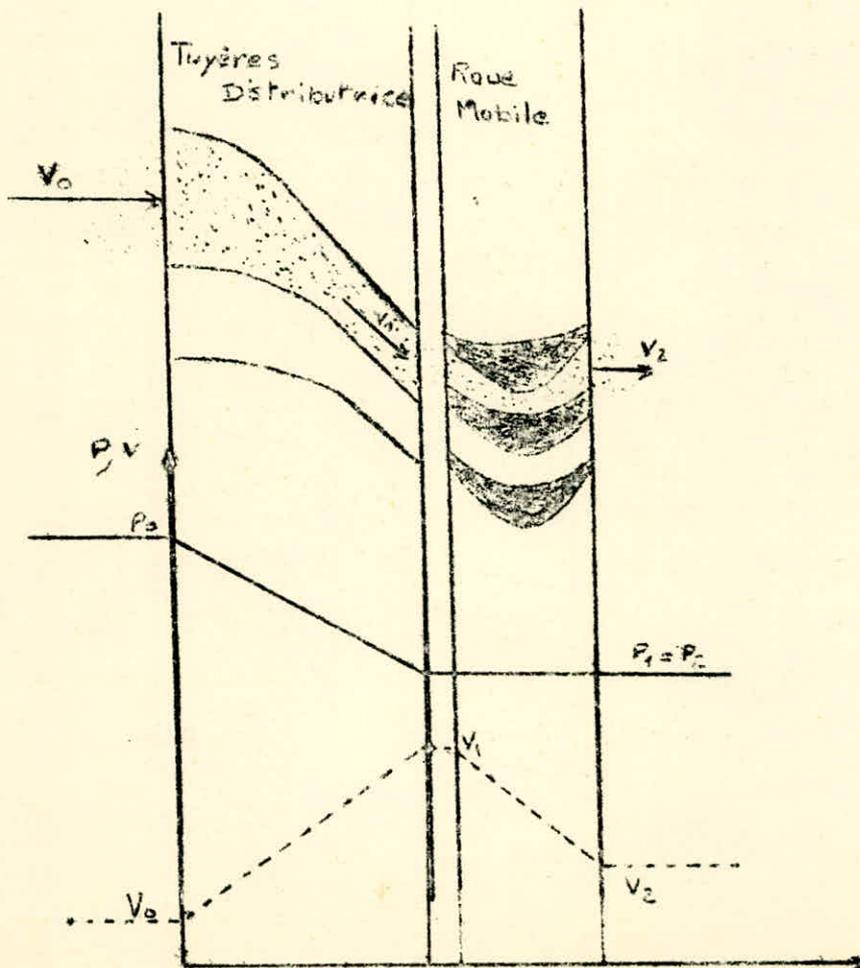
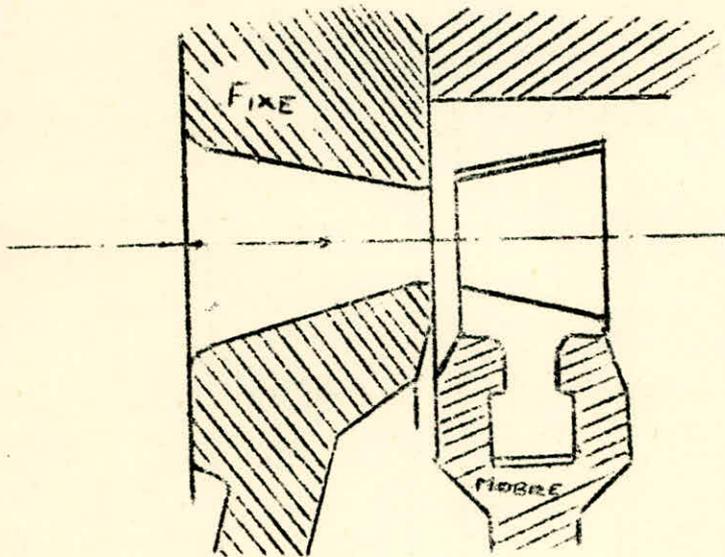
- Classification des turbines :

Les turbines peuvent être classées suivant plusieurs critères. On distingue cependant 2 grandes catégories de turbines: --Les turbines à ACTION et --Les turbines à REACTION.

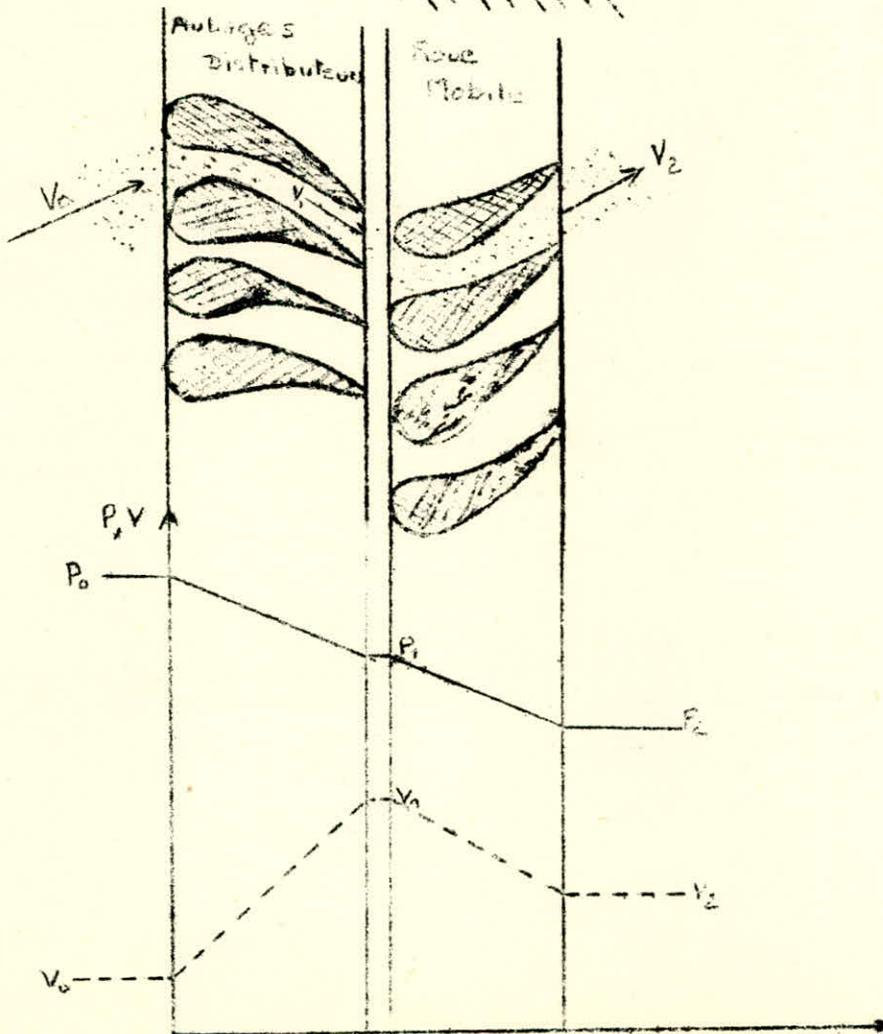
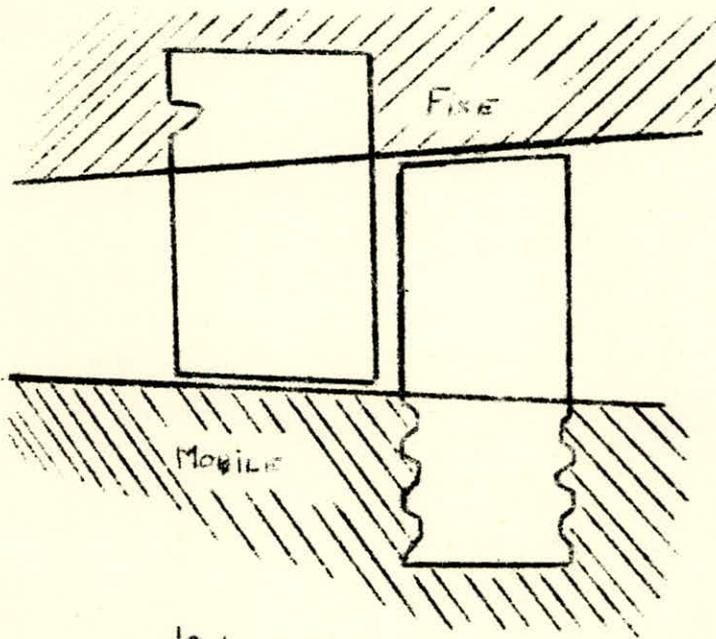
Dans les turbines ^{à action}, la vapeur se détend complètement dans les tuyères fixées sur un diaphragme fixe ou bien solidaire du corps de la turbine. La pression de la vapeur reste constante lors de son passage dans les canaux mobiles (voir les schémas)

Dans les turbines à réaction la détente se fait dans les tuyères et se continue dans les aubages mobiles.

Fonctionnement Aubage à ACTION



Fonctionnement d'une Aubage & REACTION



-- On classe également les turbines d'après la pression régnant dans le condenseur (pression sortie-turbine).

On distingue les turbines à condensation, pression de sortie de l'ordre de 0,04 bar ; et les turbines à contre-pression dont la pression du condenseur est supérieure à 1 bar.

La turbine peut être avec ou sans soutirage . Dans le cas d'une turbine à soutirages , on effectue un prélèvement de vapeur en vue de son utilisation à l'extérieur de la turbine

On considère également 2 groupes de turbines selon le sens de déplacement de la vapeur: - Turbines axiales

- Turbines radiales

En se plaçant d'un autre point de vue, on peut également trouver 2 catégories distinctes de turbines à vapeur, suivant leur mode d'utilisation.

1° La turbine à vapeur entraîne un alternateur. Le groupe ainsi constitué sert surtout à la production d'énergie électrique .

Cette catégorie représente les grosses unités dont on chiffre la puissance en plusieurs milliers de watts

2° L'énergie développée par la turbine est utilisée exclusivement par une installation industrielle. La turbine

peut alors entraîner une machine (compresseur ou pompe) ou servir à l'obtention d'énergie électrique combinée avec

une consommation de vapeur.

Cette dernière catégorie de turbines est appelée turbine à soutirage ou à prélèvement.

Dans notre cas on aura à étudier une turbine à vapeur axiale c'est une turbine à condensation et à soutirage.

Le nombre de soutirages est déterminé par l'économie due à la récupération de la chaleur.

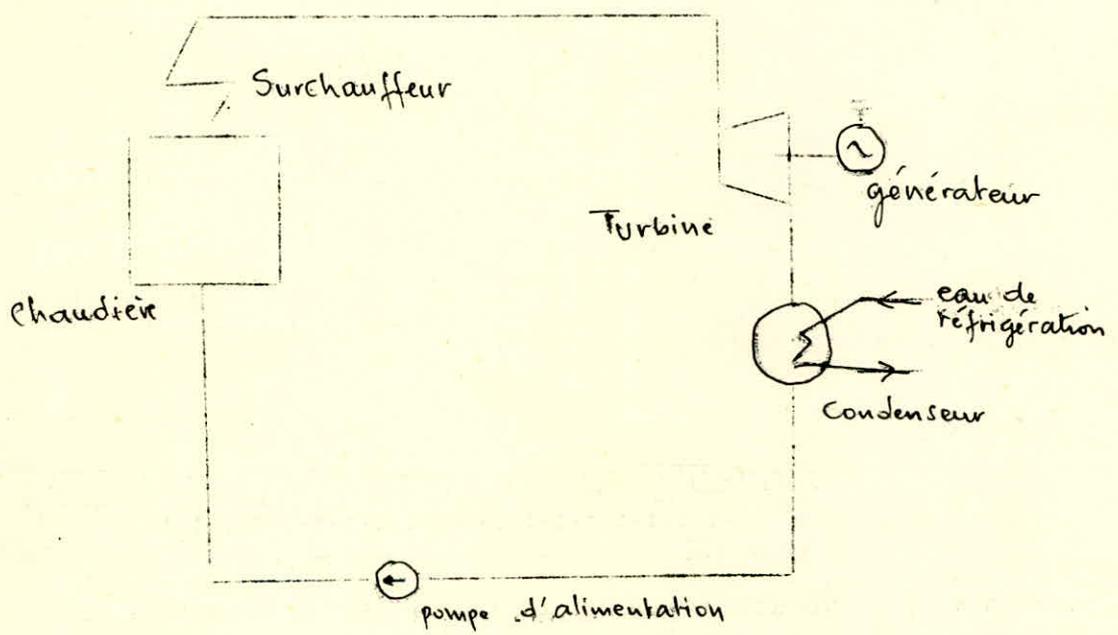
II) O N N E E S
-:-:-:-:-:-:-

- Puissance aux bornes de l'alternateur: $N_{el} = 50 \text{ MW}$ à 3000 tr/mn
- Admission : vapeur surchauffée à $P_o = 130 \text{ ata}$
 $T_o = 565 \text{ }^\circ\text{C}$
- Echappement au condenseur à $P_k = 0,056 \text{ ata}$
- Réchauffage de l'eau d'alimentation par 7 soutirages.
- Température de l'eau d'alimentation à l'entrée de la chaudière $T_{ea} = 260^\circ\text{C}$
- Prélèvement de vapeur industrielle à $P_n = 7 \text{ ata}$
 $D_n = 70 \text{ t/h}$
- Utilisation de vapeur pour chauffage. Prélèvement $P_t = 1,2 \text{ ata}$
 $D_t = 60 \text{ t/h}$

ALCUL THERMIQUE DE LA TURBINE

I - Cycle de la vapeur - Détermination des caractéristiques générales.

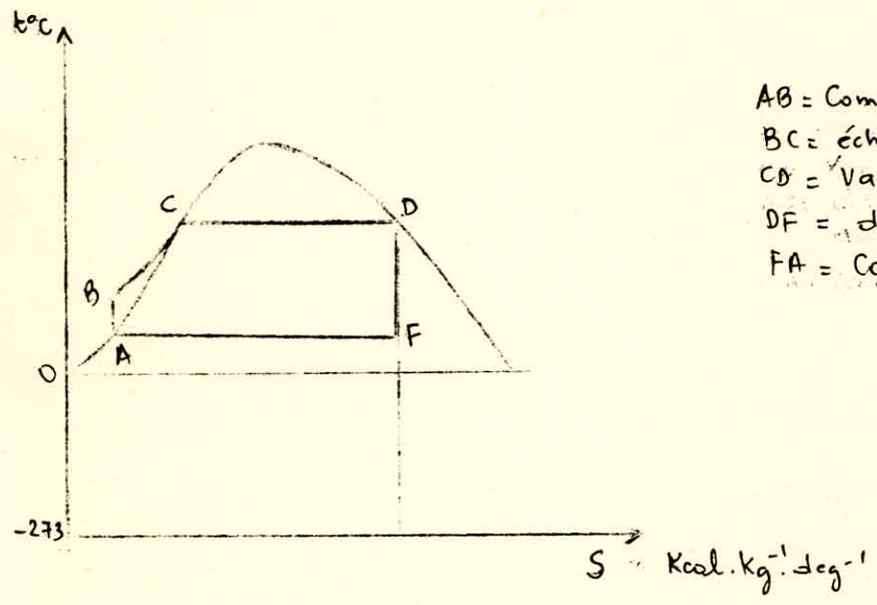
Le schéma principal d'une centrale thermique est le suivant :



La pompe alimentaire comprime l'eau d'alimentation jusqu'à la pression P_0 , l'eau entre dans le générateur à vapeur où elle est réchauffée dans l'économiseur, vaporisée dans les faisceaux pour être enfin surchauffée et injectée dans la turbine. tout au long du circuit, différents dispositifs assurent une sécurité de fonctionnement et permettent un contrôle continue des caractéristiques du fluide.

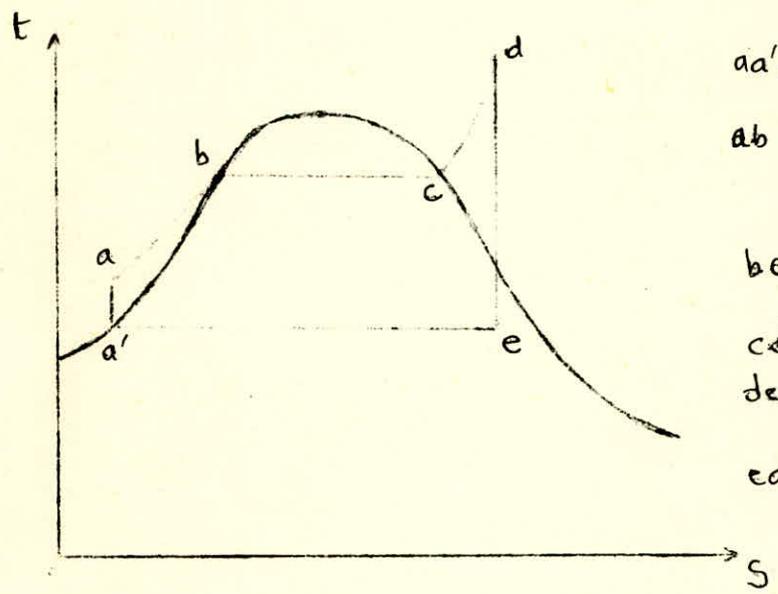
L'eau décrit un cycle en circuit fermé, représenté sur les diagrammes thermodynamiques mettant en présence les phases vapeur et liquide.

- Cycle de Rankine, sans surchauffe



- AB = Compression adiabatique
- BC = échauffement isobare
- CD = Vaporisation isobare
- DF = détente adiabatique
- FA = Condensation isobare

- Cycle avec surchauffe dit cycle de Hirn, très courant.



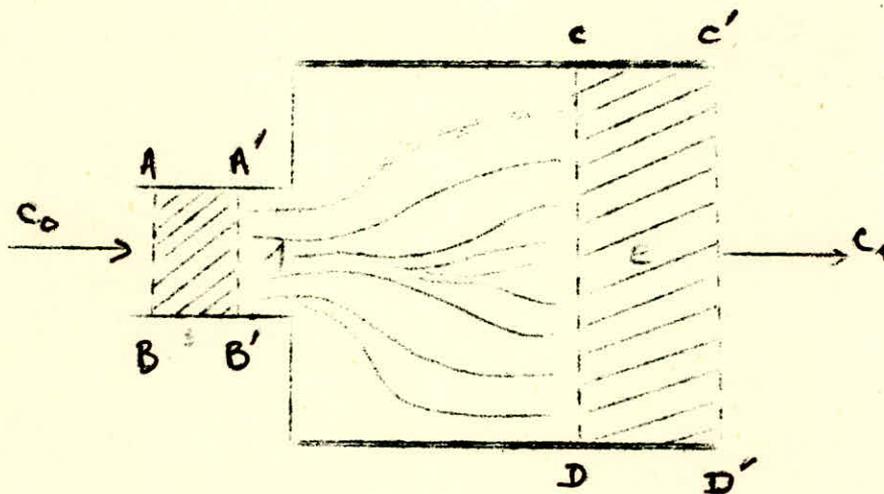
- aa' = Compression adiabatique dans la pompe d'alimentation
- ab = échauffement dans l'économiseur + vaporisation dans le chauffe-eau
- bc = Vaporisation isobare
- cd = Surchauffe isobare
- de = détente adiabatique dans la turbine
- ea' = liquéfaction dans le Condenseur

Cycle avec Surchauffe

LOI DU LAMINAGE DE LA VAPEUR

Il se produit un laminage de la vapeur lorsque celle-ci est assujettie à traverser un orifice étroit. Nous allons étudier la loi de ce laminage.

Au passage de l'orifice S , la vitesse s'accroît, ce qui entraîne une diminution de la pression.



Après son passage, du fait de l'élargissement brusque de la section, la vitesse de la vapeur diminue mais ne se régénère pas en pression.

Des remous se créent, ce qui dissipe la force vive acquise en chaleur.

Pour étudier la loi du laminage, on fera 3 hypothèses qui sont parfaitement réalisées dans les turbines à vapeur.

a) On supposera le régime de circulation de vapeur permanent

b) On négligera les pertes vers l'extérieur.

c) On négligera la variation de l'énergie cinétique du fluide les vitesses Co et CI n'étant pas très différentes.

On considère alors la masse de fluide contenue dans le volume délimitée par ABCD au temps t, et cette même masse, au temps t + dt, elle occupe alors le volume délimitée par A'B'C'D'.

Le régime étant supposé permanent, si l'on appelle G le débit poids de vapeur, le premier principe de l'équivalence donne sous sa forme la plus générale :

$$A dW + dv = A dE + dQ$$

Si Vo et VI désignent les volumes massiques dans les sections I et 2, les seuls travaux à considérer sont les travaux de pression:

$$\text{soit : } dE = P dt (Po Vo - PI VI)$$

Si on convient de représenter par Q et U l'énergie calorifique échangée avec l'extérieur et l'énergie interne, toutes deux rapportées à l'Unité poids, on aura :

$$dQ = P dt \cdot Q$$
$$dv = \frac{1}{2} \frac{P \cdot dt}{2g} (V_I^2 - V_0^2)$$

Si on considère les hypothèses posées plus haut, l'équation du principe d'équivalence donnera :

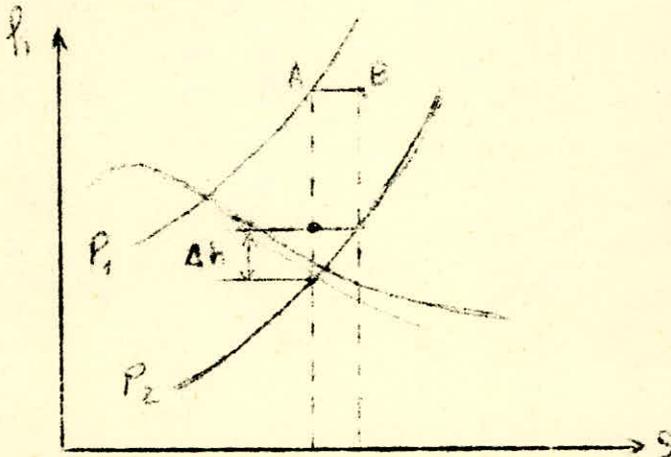
$$A.P.dt (P_o V_o - P_I V_I) = P.dt (V_I - V_o)$$

$$A.P_o.V_o + U_o = U_I + A.P_I.V_I$$

La fonction $Apv + U$ est appelée en thermodynamique, fonction enthalpie.

Le laminage s'effectue donc, à enthalpie constante.

La loi du laminage sera donc exprimée par la relation : $h = \text{Constante}$



Représentation du laminage sur le diagramme H.S

Ce laminage entraîne donc, une diminution de la pression et de la température.

Détente réelle dans la turbine.

Le point représentatif A de l'état de la vapeur à l'entrée de la turbine est défini, sur le diagramme de Mollier, par l'intersection de l'isobare $P_0 = 130$ ata (pression de vapeur) et de l'isotherme $T_0 = 565$ °C (température de surchauffe). A l'entrée de la turbine on a une perte par laminage due au détournement de la vapeur, ce qui amène le point A en A'.

La diminution est de l'ordre de 5 % sur la pression. Ce laminage s'effectue à enthalpie constante. Voir pages précédentes.

$$\Delta p = \frac{130 \times 5}{100} = 6,5 \text{ ata}$$

A l'admission - turbine :

$$p_0 = 130 - 6,5 = 123,5 \text{ ata}$$

Les tableaux thermodynamiques donnent les caractéristiques de la vapeur en A et A'

point A	:	$P_0 = 130$ ata
		$t_0 = 565$ °C
		$h_0 = 838,62$ Kcal/Kg
		$V_0 = 0,0275$ m ³ /Kg

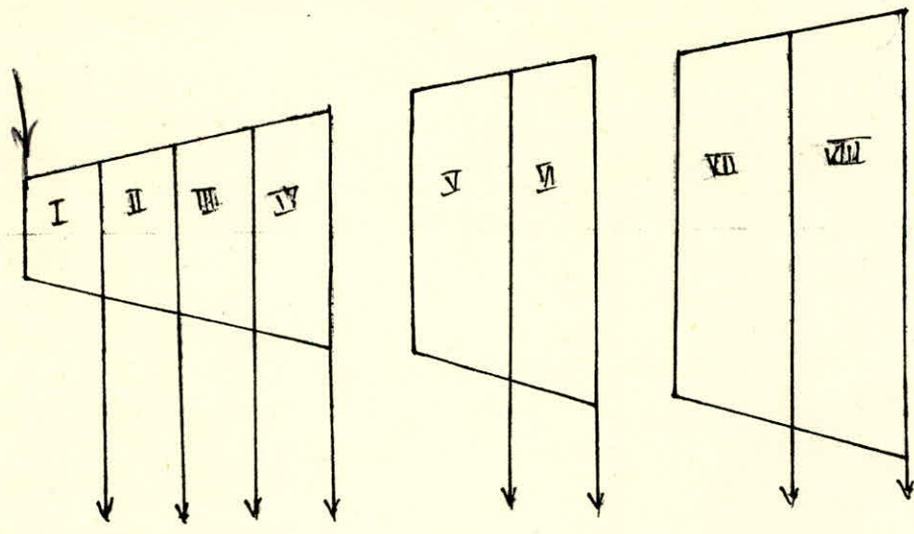
point A'	:	$p = 123,5$ ata
		$t = 563$ °C
		$h = 838,62$ Kcal/Kg
		$v = 0,0295$

On considère que la turbine se décompose en 3 parties :

Une partie haute pression HP pression à la sortie: $P_n = 7$ ata,

Une partie moyenne pression MP pression à la sortie: $P_t = 1,2$ ata et une partie basse pression BP raccordée au condenseur.

Chacune de ces parties est divisée en secteurs. On attribue un rendement indiqué à chaque secteur.



Rendement indiqué pour le secteur N°	I	=	0,79
"	II	=	0,83
"	III	=	0,83
"	IV	=	0,83
"	V	=	0,83
"	VI	=	0,81
"	VII	=	0,78
"	VIII	=	0,76

On calcule un rendement indiqué moyen pour la première partie de la turbine :

$$\eta_{oi} = \frac{0,79 + 0,83 + 0,83 + 0,83}{4} = 0,82$$

or $\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_{o1}}$

avec H_{o1} = chute adiabatique dans la première partie,
 H_i = chute réelle dans la première partie.

$$H_i = \eta_{oi} \times H_{o1} = 0,82 \times 181 = 148,3 \text{ Kcal / Kg}$$

On obtient ainsi le point B sur le diagramme H. S

Les pertes par laminage estimées à 5 % amène le point B en B'

$$\Delta p = \frac{7 \times 5}{100} = 0,35 \text{ ata}$$

alors $P_{B'} = 6,65 \text{ ata}$

point B : $p = 7 \text{ ata}$
 $t = 226 \text{ }^\circ\text{C}$
 $h = 694 \text{ Kcal/Kg}$
 $v = 0,325 \text{ m}^3/\text{Kg}$

point B' : $p = 6,65 \text{ ata}$
 $t = 225 \text{ }^\circ\text{C}$
 $h = 694 \text{ Kcal/Kg}$
 $v = 0,350 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Le rendement moyen pour cette évolution de la vapeur est de :

$$\eta_{oi} = \frac{0,82 + 0,81}{2} = 0,815$$

D'après le diagramme H S on a une chute adiabatique de :

$$H_{o2} = 76 \text{ Kcal / Kg}$$

alors $H_{i2} = 0,815 \times 76 = 62 \text{ Kcal/Kg}$

Devant le prélèvement pour chauffage de l'eau, on a une perte par laminage de 2 % qui amène le point C en C'

$$p_{c'} = 1,2 - 0,024 = 1,176 \text{ ata}$$

point C : $p = 1,2 \text{ ata}$
 $t = 105 \text{ }^\circ\text{C}$
 $h = 632,5 \text{ Kcal/Kg}$
 $v = 1,4 \text{ m}^3/\text{Kg}$

point C' : $p = 1,176 \text{ ata}$
 $t = 104 \text{ }^\circ\text{C}$
 $h = 632,5 \text{ Kcal/Kg}$
 $v = 1,43 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Calcul des pertes devant le condenseur

on a la formule $\frac{\Delta P}{P_k} = \lambda \left(\frac{C_2}{100} \right)^2$ avec $\lambda = 0,07$ à $0,1$

On prend $\lambda = 0,1$ et $C_2 = 120$ m/s

$$\Delta p = 0,056 \times 0,1 \times \left(\frac{120}{100} \right)^2 = 0,008 \text{ ata}$$

donc $P_k = 0,056 + 0,008 = 0,064$ ata

La chute adiabatique par ce procédé est de $H_{03} = 104$ Kcal/Kg

Le rendement moyen est : $\eta_{oi} = \frac{0,78 + 0,76}{2} = 0,77$

$$H_{i3} = 0,77 \times 104 = 80 \text{ Kcal/Kg}$$

point D :
 $p = 0,064$ ata
 $t = 38^\circ \text{C}$
 $h = 552$ Kcal/Kg
 $v = 20$ m³/Kg

point D' :
 $p = 0,056$ ata
 $t = 34,5^\circ \text{C}$
 $h = 552$ Kcal/Kg
 $v = 27$ m³/Kg

On obtient ainsi l'état de la vapeur à l'entrée du condenseur

$$h_k = 552 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\text{on a : } h_{ea} = h_k + Z \frac{t_{oh} - t_k}{Z + 1}$$

avec : h_{ea} = enthalpie de l'eau d'alimentation

t_{oh} = température de saturation pour $P_o = 130$ ata

t_k = température de saturation pour $P_k = 0,056$ ata

La détermination de ces 2 températures se fait à l'aide des tableaux thermodynamiques pour la vapeur saturée.

Z = nomèredes échangeurs préconisés

h_k = enthalpie du condensat = 552 Kcal/Kg

pour $p_o = 130$ ata on a $t_{oh} = 329,3^\circ \text{C}$

$$h_{ea} = 34,5 + 7 \frac{329,3 - 34,5}{7 + 1} = 292,5 \text{ Kcal/Kg}$$

Ce qui correspond approximativement à une température de l'eau d'alimentation $t_{ea} = 260^\circ \text{C}$.

-o- ILAN THERMIQUE DES ECHANGEURS -o-

1) Calcul de la température de l'eau d'alimentation à l'entrée de la chaudière.

L'enthalpie de l'eau est donnée par la formule :

$$h_{ea} = h_k + Z \frac{t_{oh} - t_k}{Z + 1}$$

avec t_{oh} = température de saturation pour $p_0 = 130 \text{ ata}$
 t_k = " " " " " " $p_k = 0,056 \text{ ata}$
 Z = nombre d'échangeurs
 h_k = enthalpie du condensat

On prendra une température de l'eau alimentant le générateur à vapeur de 260°C (température calculée approximativement en fonction de l'enthalpie trouvée ci-dessus)

2) Calcul

L'élévation de la température due aux 3 échangeurs H P est égale à :

$$\Delta t_{HP} = t_{ea} - t_H = 260^\circ \text{C} - 164,17 = 95,83^\circ \text{C}$$

$t_H = 164,17$ est la température de saturation pour $p = 7 \text{ ata}$
 pour chaque échangeur, la température de l'eau augmentera de :

$$\Delta t_i = \frac{\Delta T_{HP}}{Z_1} = \frac{95,83}{3} = 31,94^\circ \text{C}$$

- Pour le dégazeur, on choisira une élévation $\Delta t^D = 2,5^\circ \text{C}$

Le but des dégazeurs est de réduire la teneur de l'eau d'alimentation en oxygène dissous qui exerce une action corrosive sur les tôles des chaudières. Le principe de fonctionnement des dégazeurs consiste à diviser l'eau en fines gouttelettes et à la mettre en contact avec un mélange pauvre en oxygène. Le dégazeur étant alimenté dans les mêmes conditions que les réchauffeurs à mélange.

- Pour l'échangeur situé avant le dégazeur, soit E 4 on prendra $\Delta t^{E4} = 39^\circ \text{C}$. Pour les autres échangeurs E3 et E2, l'élévation de température est :

$$\Delta t = t_{ea} - \Delta t_{HP} - \Delta t^D - \Delta t^{E4} - (t_k + 2)$$

On a ajouté 2° C à la température du condenseur à cause de l'échangeur de l'éjecteur on obtient :

$$t = 260 - 95,83 - 25 - 39 - (34,5 + 2) = 63,67^\circ \text{ C}$$

Pour chaque échangeur :

$$\Delta t_i = \frac{BP}{2} = \frac{63,67}{2} = 31,83^\circ \text{ C}$$

- On peut alors déterminer la température de l'eau après chaque échangeur

Avant E 1 = $t_k = 34,5^\circ \text{ C}$

Après E 1 = $t'_1 = t_k + 2 = 36,5^\circ \text{ C}$

Après E 2 = $t'_2 = t'_1 + \Delta t^{BP} = 36,5 + 31,83 = 68,33^\circ \text{ C}$

Après E 3 = $t'_3 = t'_2 + \Delta t^{BP} = 68,33 + 31,83 = 100,16^\circ \text{ C}$

Après E 4 = $t'_4 = t'_3 + \Delta t^{E4} = 100,16 + 39 = 139,16^\circ \text{ C}$

Après D = $t'_5 = t'_4 + \Delta t^D = 139,16 + 25 = 164,16^\circ \text{ C}$

Après E 5 = $t'_6 = t'_5 + \Delta t^{HP} = 164,16 + 31,94 = 196,1^\circ \text{ C}$

Après E 6 = $t'_7 = t'_6 + \Delta t^{HP} = 196,1 + 31,94 = 228,04^\circ \text{ C}$

Après E 7 = $t_{ea} = t'_7 + \Delta t^{HP} = 228,04 + 31,94 = 259,98 \neq 260^\circ \text{ C}$

En considérant approximativement que la température de l'eau d'alimentation est inférieure de 4° C à la température de saturation, on obtient les différentes valeurs de la température dans les échangeurs :

pour E 1 = $t_1 = t'_1 + 4 = 40,5^\circ \text{ C}$

" E 2 = $t_2 = t'_2 + 4 = 72,38^\circ \text{ C}$

" E 3 = $t_3 = t'_3 + 4 = 104,16^\circ \text{ C}$

" E 4 = $t_4 = t'_4 + 4 = 143,16^\circ \text{ C}$

La température du dégazeur est uniforme, ceci étant due au mélange qui s'y crée :

$$t_4 = t_D = t'_4 = 164,16^\circ \text{ C}$$

pour E 5 = $T_5 = t'_5 + 4 = 200,1^\circ \text{ C}$

" E 6 = $t_6 = t'_6 + 4 = 232,04^\circ \text{ C}$

" E 7 = $T_7 = t_{ea} = 260^\circ \text{ C}$

On détermine les pressions à la température de saturation :

t 0	40, 5	p 0	0, 075
t 1	72, 33	p 1	0, 35
t 2	104, 16	p 2	1, 2
t 3	139, 16	p 3	3, 5
t ₄ = t _D	164, 16	p 4	7
t 5	200, 1	p 5	16
t 6	232, 04	p 6	29
t 7	260	p 7	48

Relativement à ces calculs on suppose que la turbine est divisée en 8 secteurs.

Les caractéristiques pour chaque secteurs sont donnés dans le tableau suivant :

Secteur	Unités	1	2	3	4	5	6	7	8
Pression devant chaque secteur	ata	133,5	48	29	16	7	3,5	1,2	0,35
Enthalpie vapeur devant chaque secteur	Kcal/kg	838,5	786	760	730,5	694	670	632,5	599
chute disponible	"	66,5	31,3	35,5	44	29,3	46,3	43,6	59,7
Rendement interne	—	0,79	0,83	0,83	0,83	0,82	0,81	0,78	0,76
chute utilisée	Kcal/Kg	52,5	26	29,5	36,5	24	37,5	33,5	43

(C) CALCUL THERMIQUE DU SCHEMA

Numéro de l'échangeur de vapeur		Unités	E7	E6	E5	Dégazeur	E4	E3	E2	Echangeur de l'éjecteur
Pression vapeur	I	Ata	48	29	16,1	7	3.5	1,2	0,35	130
Enthalpie vapeur	2	Kcal/ Kg	786	760	730,5	694	670	632,5	599	838,5
Enthalpie de saturation	3	Kcal/ Kg	271,2	237,4	203,9	165,6	138,8	104,32	72,01	363,0
Quantité de chaleur apportée par I kg de vapeur	4	Kcal/ Kg	514,8	322,6	226,6	123,4	81,2	52,18	26,6	475,5
Température de saturation	5	°C	260	232,04	200,1	164,16	139,16	104,16	72,33	-
Température de l'eau d'alimentation après l'échangeur	6	°C	256	228,04	196,1	160,16	135,16	100,16	68,33	36,5
Enthalpie de l'eau d'alimentation après l'échangeur	7	Kcal/ Kg	266,2	234,15	199,23	161,45	136,43	100,2	68,26	36,5
Enthalpie à l'entrée de l'échangeur	8	Kcal/ Kg	234,15	199,23	161,45	136,43	100,2	68,26	36,5	34,5

.../...

Numéro de l'échangeur de vapeur	Unités	E7	E6	E5	Dégazeur	E4	E3	E2	Echangeur de l'éjecteur
Augmentation de l'enth ds l'échang.	Kcal/ Kg	32.05	34.02	37.78	25.02	36.23	31.94	31.76	2
Perte de chaleur	Kcal/ Kg	0,64I	0,70	0,76	2,5	0,72	0,64	0,63	0,04
Quantité de chaleur apportée par I kg d'eau de l'échang.	Kcal/ Kg	32,69I	35,62	38,54	27,5	36,95	32,58	32,4	2,04
Diminution de l'enthalpie du condensat de la vapeur	Kcal/ Kg	-	33,8	33,5	65,1	-	34,48	32,31	-
Chaleur apportée par le condensat de la vap. de l'éch. précédent	Kcal/ Kg	0	2	4,1	12,1	0	0,625	1,06	0
Quantité de vapeur	Kcal/ Kg	I	I	I	I	0,26I3	0,26I3	0,2III1	0,2III1
Chaleur apportée par la vapeur condensée	Kcal/ Kg	32,69I	33,62	34,44	15,4	9,65	8,35	6,62	0,43I
Quantité de vapeur prélevée	Kg/kg	0,059	0,0633	0,0642	0,02523	0,0181	0,0148	0,0173	0,005
Quantité de condensat venant de l'éch. précédent	Kg/kg	-	0,059	0,1223	0,1865	-	0,0181	0,0329	-

3) Bilan thermique des échangeurs (voir le schéma)

On désignera par D_0 la quantité d'eau qui alimente la chaudière. Les quantités d'eau admises au déaérateur et dues aux prélèvements seront :

$$\begin{aligned} D_n &= \text{pour le prélèvement industriel} \\ D_T &= \text{pour le chauffage de l'eau} \end{aligned}$$

$$\text{On posera } \alpha_i = \frac{D_i}{D_0}$$

α_i désignera le pourcentage de vapeur prélevée par rapport à la quantité de vapeur totale injectée dans la turbine.

a) Echangeur E7

$$D_I \eta_I (h_I - h_{IK}) = D_0 (h_{e1} - h_{e2})$$

η_I est un coefficient qui tient compte de l'efficacité des échanges thermiques.

$$\begin{aligned} \eta_I &= 0,995 \text{ pour les échangeurs HP} \\ \eta_I &= 0,985 \text{ ===== BP} \end{aligned}$$

Divisions par D_0 :

$$\frac{D_I}{D_0} = \eta_I (h_I - h_{IK}) = h_{e1} - h_{e2}$$

$$\text{ou } \alpha_I \eta_I = \frac{h_{e1} - h_{e2}}{h_I - h_{IK}}$$

$$\alpha_I \eta_I = \frac{266,2 - 234,15}{786 - 271,2} = 0,0586$$

$$\alpha_I = \frac{0,0586}{0,995} = 0,059 \quad (I)$$

.../...

b) Echangeur E6

$$D_0 (h_{ea2} - h_{ea3}) = D_2 (h_2 - h_{2K}) + D_I (h_{IK} - h_{2K})$$

$$\alpha_2 \eta_2 (h_2 - h_{2K}) = (h_{ea2} - h_{ea3}) - \alpha_1 I (h_{IK} - h_{2K})$$

$$\alpha_2 \eta_2 \frac{(h_{ea2} - h_{ea3})}{h_2 - h_{2K}} = \alpha_1 I \frac{h_{IK} - h_{2K}}{h_2 - h_{2K}}$$

$$\alpha_2 \eta_2 = \frac{234,15 - 199,23}{760 - 237,4} - 0,059 \times \frac{271,2 - 237,4}{760 - 237,4}$$

$$= 0,063$$

$$\text{donc } \alpha_2 = \frac{0,063}{0,995} = 0,0633 \quad (2)$$

c) Echangeur E5

$$(D_I + D_2)(h_{2K} - h_{3K}) + D_3 (h_3 - h_{3K}) = D_0 (h_{ea3} - h_{ea4})$$

$$(\alpha_1 + \alpha_2)(h_{2K} - h_{3K}) + \alpha_3 (h_3 - h_{3K}) = h_{ea3} - h_{ea4}$$

$$\alpha_3 \eta_3 = \frac{h_{ea3} - h_{ea4}}{h_3 - h_{3K}} - (\alpha_1 + \alpha_2) \frac{h_{2K} - h_{3K}}{h_3 - h_{3K}}$$

$$\alpha_3 \eta_3 = \frac{199,23 - 161,45}{730,5 - 203,9} - (0,059 + 0,0633) \frac{237,4 - 203,9}{730,5 - 203,9}$$

$$= 0,0699$$

$$\alpha_3 = \frac{0,0639}{0,995} = 0,0642$$

.../...

d) Dégazeur :

$$D4 h4 + DN hn + DT hT + (DI+D2+D3) h3K + (Do-DI-D2-D3-D4-Dn-DT) hea5 = Do hea4$$

ou en divisant par Do

$$\alpha_4 h4 + \alpha_n hn + \alpha_T hT + (\alpha_I + \alpha_2 + \alpha_3) h3K + (1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_n - \alpha_T) hea5 = hea4$$

$$hea5 - \alpha_4 hea5 = hea4$$

$$\text{alors : } \alpha_4 (h4 - hea5) = hea4 - \alpha_n hn - \alpha_T hT - (\alpha_I + \alpha_2 + \alpha_3) h3K -$$

$$(1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_n - \alpha_T) hea5$$

$$\alpha_4 = \frac{1}{h4 - hea5} \left[hea4 - \alpha_n hn - \alpha_T hT - (\alpha_I + \alpha_2 + \alpha_3) h3K - (1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_n - \alpha_T) hea5 \right]$$

$$\alpha_4 = \frac{1}{694 - 136,43} \quad 161,45 - 145,8 n - 120, \quad T - (0,059 + 0,0633 + 0,0642) 203,9$$

$$- (1 - 0,059 - 0,0633 - 0,0642 - \alpha_n - \alpha_T) 136,43$$

$$\alpha_4 = 0,023 - 0,017 \alpha_n + 0,029 \alpha_T \quad (4)$$

e) Echangeur E4

$$D5 (h5 - h5K) = (Do - DI - D2 - D3 - D4 - Dn - DT) (hea5 - hea6)$$

$$\alpha_5 h5 = (1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_n - \alpha_T) \frac{hea5 - hea6}{h5 - h5K}$$

.../...

$$\alpha_{5 \rightarrow 5} = (1 - 0,059 - 0,0633 - 0,0642 - 0,023 + 0,0177 \times n - 0,029 \times T - \alpha_n - \alpha_T) \frac{136,43 - 100,2}{670 - 138,8}$$

$$\alpha_{5 \rightarrow 5} = (0,79 - 0,983 \times n - 1,029 \times T) \frac{36,23}{531,2} = 0,0539 - 0,067 \times n - 0,0702 \times T$$

$$\alpha_5 = 0,0547 - 0,068 \times n - 0,0713 \times T \quad (5)$$

f) Echangeur E3

$$D_6 (h_6 - h_{6K}) + D_5 (h_{5K} - h_{6K}) = (D_0 - D_1 - D_2 - D_3 - D_4 - D_n - D_T) (h_{ea6} - h_{ea7})$$

$$\alpha_{6 \rightarrow 6} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_n - \alpha_T) \frac{h_{ea6} - h_{ea7}}{h_6 - h_{6K}} = D_5 \frac{h_{5K} - h_{6K}}{h_6 - h_{6K}}$$

$$\alpha_{6 \rightarrow 6} = (1 - 0,059 - 0,0633 - 0,059 - 0,023 + 0,017 \times n - 0,029 \times T - \alpha_n - \alpha_T)$$

$$\frac{100,2 - 68,26}{632,5 - 104,32} - (0,0547 - 0,068 \times n - 0,0713 \times T) \frac{138,8 - 104,32}{632,5 - 104,32}$$

$$\alpha_{6 \rightarrow 6} = (0,79 - 0,983 \times n - 1,029 \times T) \frac{31,94}{528,18} - (0,0547 - 0,068 \times n - 0,0713 \times T)$$

$$\frac{34,48}{528,18}$$

$$\alpha_{6 \rightarrow 6} = 0,04413 - 0,05497 \times n - 0,05755 \times T$$

$$\alpha_6 = 0,04485 - 0,0558 \times n - 0,0584 \times T \quad (6)$$

.../...

g) Echangeur E2

On considèrera que le noeud intermèdiaire, point où la quantité de condensat D5 + D6 + D7 se déverse dans le circuit de l'eau d'alimentation, fait partie intégrante de l'échangeur E2.

On aura le bilan :

$$D7 (h7-h7K) + (D5+D6) (h6K-h7K) = (Do-DI-D2-D3-D4-Dn-DT) \text{ hea7}$$

$$- (Do - DI - D2 - D3 - D4 - D5 - D6 - D7 - Dn - DT) \text{ hea8}$$

$$\alpha_7 (h7 - h7K) + (\alpha_5 + \alpha_6) (h6K - h7K) = (I - \alpha_1 I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_n - \alpha_T) \text{ hea7} -$$

$$(I - \alpha_1 I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_n - \alpha_T) \text{ hea8} + \alpha_7 \text{ hea8}$$

$$\alpha_7 (h7 - h7K - \text{hea8}) = (I - \alpha_1 I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_n - \alpha_T) (\text{hea7} - \text{hea8}) +$$

$$(\alpha_5 + \alpha_6) \text{ hea8} - (\alpha_5 + \alpha_6) (h6K - h7K)$$

$$\alpha_7 = \frac{(I - \alpha_1 I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_n - \alpha_T) (\text{hea7} - \text{hea8})}{h7 - h7K - \text{hea8}} + (\alpha_5 + \alpha_6) \frac{\text{hea8} - h6K + h7K}{h7K - h7K - \text{hea8}}$$

$$\alpha_7 = \frac{(I - 0,1865 - 0,023 + 0,017 \alpha_n - 0,029 \alpha_T - \alpha_n - \alpha_T) (68,26 - 36,5)}{599 - 72,01 - 36,5}$$

$$+ (0,0995 - 0,1238 \alpha_n - 0,1297 \alpha_T) \frac{36,5 - 104,32 + 72,01}{599 - 72,01 - 36,5}$$

.../...

$$\alpha_7 \dot{Q}_7 = 0,0515 - 0,0642 n - 0,0671 T$$

$$\alpha_7 = 0,0523 - 0,0652 n - 0,0681 T \quad (7)$$

Détermination de la consommation horaire de combustible Do.

Si N_1 est la puissance indiquée de la turbine et h_1 la chute d'enthalpie utilisée dans le secteur N°1, la consommation énergétique horaire est donnée par :

$$860 N_1 = D_0 \Delta h_I + (D_0 - D_I) \Delta h_{II} + (D_0 - D_I - D_{II}) \Delta h_{III} +$$

$$(D_0 - D_I - D_{II} - D_{III}) \Delta h_{IV} + (D_0 - D_I - D_{II} - D_{III} - D_{IV} - D_n) \Delta h_V +$$

$$(D_0 - D_I - D_{II} - D_{III} - D_{IV} - D_V - D_n) \Delta h_{VI} + (D_0 - D_I - D_{II} - D_{III} - D_{IV} - D_V -$$

$$- D_{VI} - D_n - D_T) \Delta h_{VII} + (D_0 - D_I - D_{II} - D_{III} - D_{IV} - D_V - D_{VI} - D_{VII} - D_n - D_T) \Delta h_{VIII}$$

ou (8) :

$$\frac{860 N_1}{D_0} = \Delta h_I + (1 - \alpha_I) \Delta h_2 + (1 - \alpha_I - \alpha_2) \Delta h_3 + (1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3) \Delta h_4$$

$$+ (1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_n) \Delta h_5 + (1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_n) \Delta h_6$$

$$+ (1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_n - \alpha_T) \Delta h_7 + (1 - \alpha_I - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_6$$

$$- \alpha_7 - \alpha_n - \alpha_T) \Delta h_8$$

.../...

La puissance indiquée N_i est donnée par rapport à la puissance d'accouplement par la formule :

$$N_i = \frac{N_{el}}{\eta_m \cdot \eta_{elg}}$$

on prendra un rendement mécanique $\eta_m = 0,99$

est un rendement du générateur électrique $\eta_{elg} = 0,986$

$$\text{donc : } N_i = \frac{50000}{0,986 \cdot 0,99} = 51\,200 \text{ KW}$$

la résolution de l'équation (8) donne :

$$\begin{aligned} \frac{860 N_i}{D_o} = & 52,5 + (1 - 0,059) 26 + (1 - 0,059 - 0,0633) 29,5 \\ & + (1 - 0,059 - 0,0633 - 0,0642) 36,5 + (1 - 0,1865 \\ & - 0,023 + 0,017 \times n - 0,029 \times T - \times n) 24 + (1 - 0,1865 \\ & - 0,023 + 0,017 \times n - 0,029 \times T - \times n - 0,0547 + 0,068 \times n \\ & + 0,0713 \times T - 0,0448 + 0,0558 \times n + 0,0584 \times T - \times T) 33,5 \\ & + (1 - 0,1865 - 0,023 + 0,017 \times n - 0,029 \times T - \times n - 0,0547 + 0,068 \times n \\ & + 0,0713 \times T - 0,0448 + 0,0558 \times n + 0,0584 \times T - \times T - 0,0523 \\ & + 0,0652 \times n + 0,0681 \times T) 43 \end{aligned}$$

.../...

On obtient :
$$\frac{860 \text{ Ni}}{D_o} = 229,7 - 120,8 \alpha_n - 68,29 \alpha_T$$

$$\frac{860 \text{ Ni}}{D_o} = 229,7 - 120,8 \frac{D_n}{D_o} - 68,29 \frac{DT}{D_o}$$

$$D_o = \frac{860 \text{ Ni}}{229,7} + \frac{120,8 D_n}{229,7} + \frac{68,29 DT}{229,7}$$

$$= \frac{860 \cdot 51200}{229,7} + \frac{120,8 \cdot 70000}{229,7} + \frac{68,29 \cdot 60000}{229,7}$$

alors :

$$D_o = 246\,500 \text{ Kg/j.}$$

$$\text{ou } D_o = 246,6 \text{ t/h}$$

- Calcul des quantités de soutirage :

$$\alpha_n = \frac{D_n}{D_o} = \frac{70}{246,6} = 0,284$$

$$\alpha_T = \frac{DT}{D_o} = \frac{60}{246,6} = 0,243$$

Les formules (4) ; (5) ; (6) ; (7) donnent :

$$\alpha_4 = 0,02523$$

$$\alpha_5 = 0,0181$$

$$\alpha_6 = 0,0148$$

$$\alpha_7 = 0,0173$$

d'où le tableau donnant les débits de vapeur soutirés.

d'où le tableau donnant les débits de vapeur soutirés

$L_1 = 0,059$	$D_1 = 14,55$	t/h
$L_2 = 0,0633$	$D_2 = 15,63$	"
$L_3 = 0,0642$	$D_3 = 15,84$	"
$L_4 = 0,02523$	$D_4 = 6,22$	"
$L_5 = 0,0181$	$D_5 = 4,46$	"
$L_6 = 0,0148$	$D_6 = 3,65$	"
$L_7 = 0,0173$	$D_7 = 4,26$	"
$L_n = 0,284$	$D_n = 70$	"
$L_t = 0,243$	$D_t = 60$	

La quantité de vapeur qui rentre au condenseur dans ce cas

$$D_K = 246,6 - 194,61 = 51,99 \approx 52 \text{ t/h}$$

La consommation de la vapeur en fonction de la puissance du générateur électrique et des soutirages D_n et D_t peut être exprimé par :

$$D_o = 3,84 N_{el} + 0,526 D_n + 0,298 D_t$$

- Détermination du pourcentage de vapeur soutirée par rapport à la consommation totale.

$$\sum \frac{D_{rec}}{D_o} 100 = \frac{64,61}{246,6} 100 = 26,2 \%$$

$$\begin{array}{l} : D_{rec} = 26,2 \% D_o = 0,262 D_o : \\ : : : \end{array}$$

Détermination de la consommation de la vapeur
dans le cas d'une charge normale et $D_n = 0$

$$D_o = K_1 \cdot Nel + K_3 \cdot D_T = 3,84 \cdot Nel + 0,298 D_T$$

$$\begin{aligned} D_o &= 19200 + 17800 \\ &= 209800 \text{ Kg/h} \end{aligned}$$

ou

$$D_o = 209,8 \text{ t/h}$$

$$\alpha_T = \frac{D_T}{D_o} = \frac{60}{209,8} = 0,286$$

α_1	0,059	D_1	12,4 t/h
α_2	0,0633	D_2	13,3
α_3	0,0647	D_3	13,46
α_4	0,0313	D_4	6,56
α_5	0,0343	D_5	7,2
α_6	0,0381	D_6	8,0
α_7	0,0328	D_7	6,87
α_n	0	D_n	0
α_T	0,286	D_T	60

$$D_n = 0$$

$$D_{rec} = \sum D_i = 65,69 \text{ t/h}$$

$$D_{rec} = 0,313 D_o$$

Détermination de la consommation de la vapeur dans le cas d'une charge normale et $D_T = 0$

$$D_o = K_1 N_{el} + K_2 D_n$$

$$= 3,84 N_{el} + 0,526 D_n$$

$$= 192\,000 + 36\,800$$

$$= 228\,800 \text{ Kg/h}$$

$D_o = 228,8 \text{ t/h}$	$D_T = 0$
---------------------------	-----------

$$\alpha_n = \frac{70}{228,8} = 0,306$$

$$D_T = 0$$

$$D_{rec} = D_i = 68,27 \text{ t/h}$$

$$D_{rec} = 0,298 D_o$$

α_1	=	0,059	D_1	=	13,5 t/h
α_2	=	0,0633	D_2	=	14,5 t/h
α_3	=	0,0642	D_3	=	14,7 t/h
α_4	=	0,0178	D_4	=	4,07 t/h
α_5	=	0,0339	D_5	=	7,76 t/h
α_6	=	0,0277	D_6	=	6,34 t/h
α_7	=	0,0323	D_7	=	7,4 t/h
α_n	=	0,306	D_n	=	70 t/h
α_T	=	0	D_T	=	0 t/h

Détermination de la consommation de la vapeur
en régime de condensation pure

$$D_n = 0 \quad ; \quad D_T = 0$$

$$D_o = K_1 \text{ Nel} = 3,84 \text{ Nel}$$

$$D_o = 192 \text{ t/h} \quad \left\{ \begin{array}{l} D_n = 0 \\ D_T = 0 \end{array} \right.$$

$$D_n = 0 \quad \quad \quad D_T = 0$$

$$D_{rec} = D_i = 69,37$$

$$D_{rec} = 0,361 \quad D_o$$

$\alpha_1 = 0,059$	$D_1 = 11,3 \text{ t/h}$
$\alpha_2 = 0,0633$	$D_2 = 10,16 \text{ t/h}$
$\alpha_3 = 0,0642$	$D_3 = 12,33 \text{ t/h}$
$\alpha_4 = 0,053$	$D_4 = 4,41 \text{ t/h}$
$\alpha_5 = 0,0547$	$D_5 = 10,5 \text{ t/h}$
$\alpha_6 = 0,0448$	$D_6 = 8,6 \text{ t/h}$
$\alpha_7 = 0,0523$	$D_7 = 10,05 \text{ t/h}$
$\alpha_n = 0$	$D_n = 0$
$\alpha_T = 0$	$D_T = 0$

VERIFICATION DE L'ECONOMIE DUE
A LA RECUPERATION

1/ Détermination de l'économie dans le cas d'un nombre infini d'échangeurs

a) Le rendement dans le cas d'un nombre infini d'échangeur est donné par la formule :

$$\eta_{\text{pro}} = 1 - \frac{T_k (S_o - S'm)}{h_o - h'm}$$

b) Le rendement de Rankine est calculé par :

$$\begin{aligned} \eta_t^{\text{rankine}} &= 1 - \frac{T_k (S_o - S'k)}{h_o - h'k} \\ &= 1 - \frac{307,66 (1,5822 - 0,1189)}{838,62 - 34,5} \end{aligned}$$

$\eta_t^{\text{rankine}} = 0,44$

avec : $T_k = 34,5 + 273,16 = 307,66 \text{ °K}$ = température dans le condenseur

S'_k, h'_k = entropie - enthalpie du condensat dans le condenseur pour $t_k = 34,5 \text{ °C}$ et $F_k = 0,056 \text{ ata}$ on a :

$$S'_k = 0,1189 \text{ Kcal/Kg/°C} ; h'_k = 34,5 \text{ Kcal/Kg}$$

S_o, h_o = entropie - enthalpie de la vapeur vive

pour $p_o = 130 \text{ ata}$, $t_o = 565 \text{ °C}$ on a :

$$S_o = 1,5822 \text{ Kcal/Kg/°C} ; h_o = 838,62 \text{ Kcal/Kg}$$

S'_m, h'_m = entropie - enthalpie de l'eau d'alimentation en fonction de p_o et t_{ea} variable de 0 ° à 400 °C

c) L'économie est obtenue par :

$$\sum_{\infty} = \frac{\eta_{p_{\infty}} - \eta_t}{\eta_t}$$

B/ Variation de l'économie avec p_o et t_{ea}

Dans un premier temps, on tracera la courbe $\sum_{\infty} = \varphi(t_{ea}, p_o)$, p_o étant fixée. On prendra le maximum sur cette courbe. La valeur de \sum_{∞} max donne une valeur t_{ea} max.

Dans un deuxième temps on fait varier la température de l'eau d'alimentation de t_{ea} jusqu'à la valeur choisie, soit ici $t_{ea} = 260 \text{ °C}$. Pour chaque valeur de t_{ea} prise, on fait varier la pression initiale p_o de 0 à 100 ata. On obtiendra une famille de courbes pour chaque t_{ea} choisie.

En définitive la valeur de ξ maximale est déterminée sur la courbe correspondant à $t_{ea} = 260^\circ\text{C}$.

- On obtient une valeur ξ_{∞} aux environs de 0,175 à 0,18.

3/ Variation de l'économie en fonction du nombre d'échangeurs :

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

L'économie due à Z réchauffeurs est donnée par la formule :

$$\xi_Z = \xi_{\infty} \left[1 - \frac{h_m - h_k}{Z(2h - h_k - h_m)} \right] \cdot \beta$$

Avec : ξ_{∞} = économie dans le cas d'un nombre infini d'échangeurs on prendra $\xi_{\infty} = 17,5\%$.

h_m = enthalpie de la vapeur de soutisage.

h_k = enthalpie du condensat dans le condenseur.

β = coefficient qui tien compte de la qualité du système de soutisage et de réchauffage on prendra $\beta = 0,95$.

- Tracé de la courbe ξ_Z :

on tracera la courbe d'économie pour des nombres différents d'échangeurs.

ex : pour $Z = 4 \Rightarrow \xi_4 = 13,8\%$
 " $Z = 5 \Rightarrow \xi_5 = 14,3\%$
 " $Z = 7 \Rightarrow \xi_7 = 15\%$

- L'étude de cette courbe montre que l'économie croit avec le nombre d'échangeurs.

Cependant il faut remarquer que parallèlement à cela les pertes hydrauliques (pompes...) croissent également. On est donc limité dans le choix du nombre

En restant dans des limites appréciables pour le gain d'économie, un nombre d'échangeur $Z = 7$ présente des avantages.

$\Delta t=0$

$t_m^{ea}=349,30^\circ\text{C}$
 $P_s=130\text{ata}$
 $H'_m=363\text{Kcal/Kg}$
 $S'_m=0,8458$

 $\Delta t=10$

$t_m^{ea}=319,30$
 $P_s=114,066$
 $H'_m=347,95$
 $S'_m=0,82122$

P_0	H_0	S_0	η_p	η_t	\sum_{∞}
130	838,26	1,59173	0,517	0,434	0,1914
140	835,93	1,58095	0,522	0,438	0,1916
160	831,41	1,56314	0,529	0,443	0,1943
180	826,4	1,54484	0,536	0,446	0,2018
200	821,57	1,52877	0,542	0,449	0,207
120	840,59	1,60231	0,512	0,433	0,1825
130	838,26	1,519173	0,516	0,434	0,189
140	835,93	1,58095	0,521	0,438	0,1895
160	831,41	1,56314	0,528	0,443	0,1918
180	826,4	1,54484	0,535	0,446	0,1995
200	821,57	1,52877	0,540	0,449	0,2028

$$\Delta t = 20$$

ea

$$t_m = 309,30$$

$$P_s = 99,688$$

$$H'_m = 333,62$$

$$S'_m = 0,79779$$

Po	Ho	So	h_p	h_t	ξ_∞
I00	845,15	I,62654	0,502	0,428	0,1725
I20	840,59	I,60231	0,512	0,433	0,1825
I30	838,26	I,519173	0,516	0,434	0,1891
I40	835,93	I,58095	0,520	0,438	0,1872
I60	831,41	I,56214	0,528	0,443	0,192
I80	826,4	I,54484	0,534	0,446	0,1971
200	821,57	I,52877	0,539	0,449	0,201

$$\Delta t = 30$$

$$\begin{aligned} e_a &= \\ \tau_m &= 299,30 \\ P_s &= 86,749 \\ H'_m &= 320,09 \\ S'_m &= 0,77509 \end{aligned}$$

P_n	H_n	S_n	η_p	η_t	ξ_{∞}
90	847,43	I,640I2	0,495	0,424	0,1675
100	845,15	I,62654	0,501	0,428	0,1705
120	840,59	I,6023I	0,511	0,433	0,180
130	838,26	I,519173	0,515	0,434	0,187
140	835,95	I,58095	0,519	0,438	0,185
160	831,41	I,56214	0,526	0,443	0,1874
180	826,4	I,54484	0,532	0,446	0,1925
200	821,57	I,52877	0,537	0,449	0,195

$$At = 40$$

m

$$t_{ea} = 289,30$$

$$P_s = 75,15$$

$$H'_m = 907,09$$

$$S'_m = 0,75266$$

P_o	H_o	S_o	η_p	η^r_t	ξ_{oe}
80	849,71	1,65507	0,488	0,420	0,162
90	847,43	1,64012	0,495	0,424	0,1676
100	845,15	1,62654	0,500	0,428	0,1681
120	840,59	1,60231	0,510	0,433	0,1776
130	838,26	1,519173	0,514	0,434	0,1845
140	835,93	1,58095	0,518	0,438	0,183
160	831,41	1,56214	0,525	0,443	0,185
180	826,4	1,54484	0,531	0,446	0,1905
200	821,57	1,52877	0,535	0,449	0,1918

$$\Delta t = 50$$

e_a
 $t_m = 279,30$
 $P_s = 64,774$
 $H'_m = 294,46$
 $S'_m = 0,73063$

Po	Ho	So	η_p	η_t	$\sum_{x=0}^{\infty}$
70	851,99	1,67172	0,481	0,416	0,156
80	849,71	1,65507	0,488	0,420	0,162
90	847,43	1,64012	0,494	0,424	0,165
100	845,15	1,62654	0,499	0,428	0,1657
120	840,59	1,60231	0,509	0,433	0,1755
130	838,26	1,519173	0,513	0,434	0,18
140	835,93	1,58095	0,517	0,438	0,1805
160	831,41	1,56214	0,523	0,443	0,1806
180	826,4	1,54484	0,529	0,446	0,186
200	821,57	1,52877	0,534	0,449	0,1892

$$\Delta t = 60$$

e_a
 $t_m = 269,30$
 $P_s = 55,524$
 $H'_m = 282,16$
 $S'_m = 0,70876$

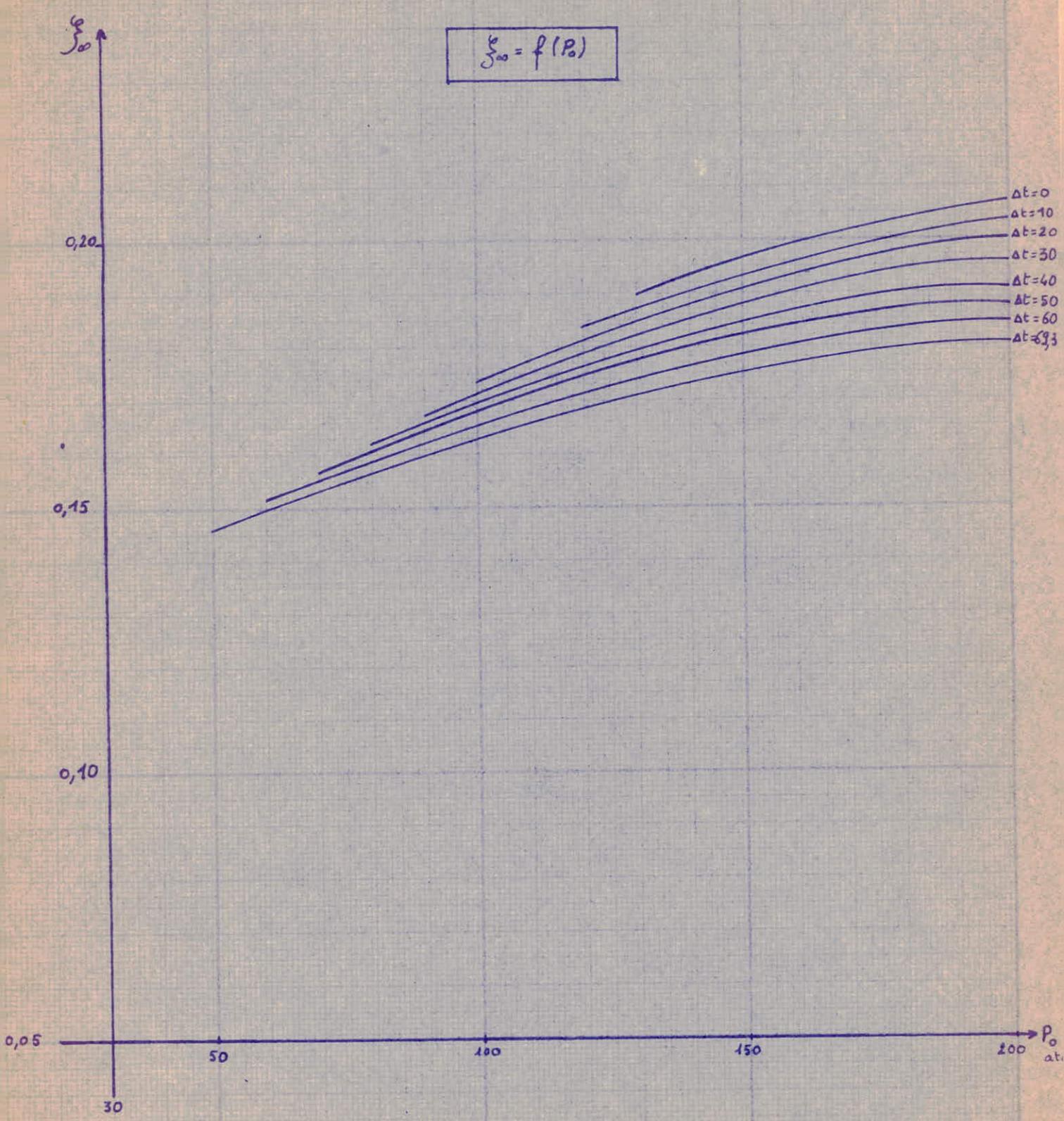
Po	Ho	So	η_p	η'_t	\sum_{∞}
60	854,2	1,69077	0,472	0,410	0,151
70	851,99	1,67172	0,480	0,416	0,1536
80	849,71	1,65507	0,487	0,420	0,1595
90	847,43	1,64012	0,493	0,424	0,1627
100	845,15	1,62654	0,498	0,428	,1645
120	840,59	1,60231	0,508	0,433	0,1732
130	838,26	1,519173	0,511	0,434	0,1776
140	835,93	1,58095	0,515	0,438	0,1756
160	831,41	1,56214	0,522	0,443	0,1783
180	826,4	1,54484	0,527	0,446	0,18115
200	821,57	1,52877	0,532	0,449	0,185

$$\Delta t = 69,3$$

$$\begin{aligned} e_a &= \\ t_m &= 260 \\ P_s &= 47,87 \\ H'_m &= 271,0 \\ S'_m &= 0,6886 \end{aligned}$$

Po	Ho	So	η_p	η^r_t	ξ_∞
50	856,48	I,7I27I	0,462	0,403	0,I462
60	854,2	I,69077	0,46I	0,4I0	0,I49I
70	85I,99	I,67I72	0,479	0,4I6	0,I5I3
80	849,7I	I,65507	0,486	0,420	0,I57I
90	847,43	I,640I2	0,492	0,424	0,I604
I00	845,I5	I,62654	0,497	0,428	0,I6I
I20	840,59	I,6023I	0,506	0,433	0,I685
I30	838,26	I,5I9I73	0,5I0	0,434	0,I70
I40	835,93	I,58095	0,5I6	0,438	0,I72
I60	83I,4I	I,562I4	0,520	0,443	0,I736
I80	826,4	I,54484	0,526	0,446	0,I79
200	82I,57	I,52877	0,530	0,449	0,I805

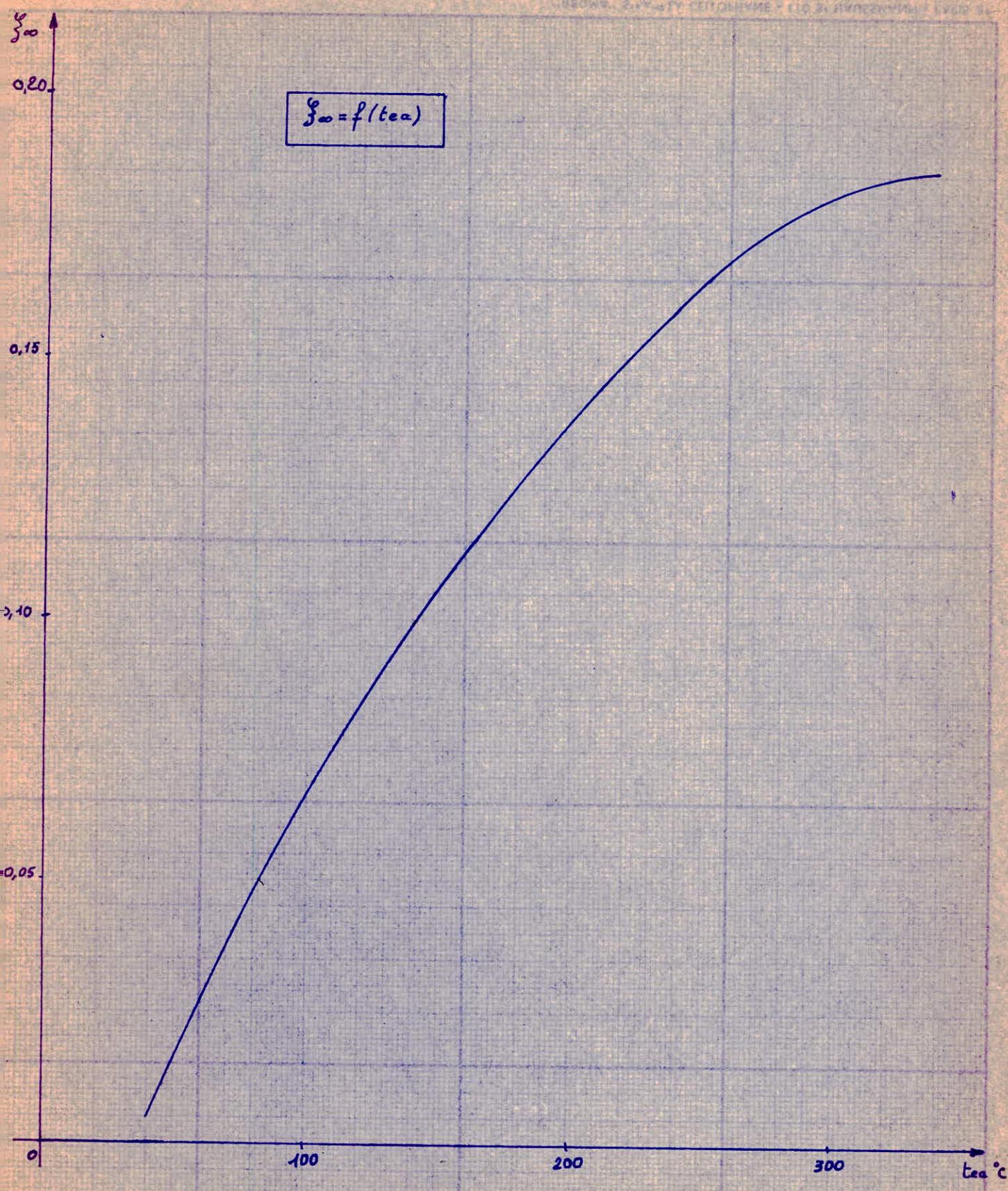
$$z_{00} = f(P_0)$$



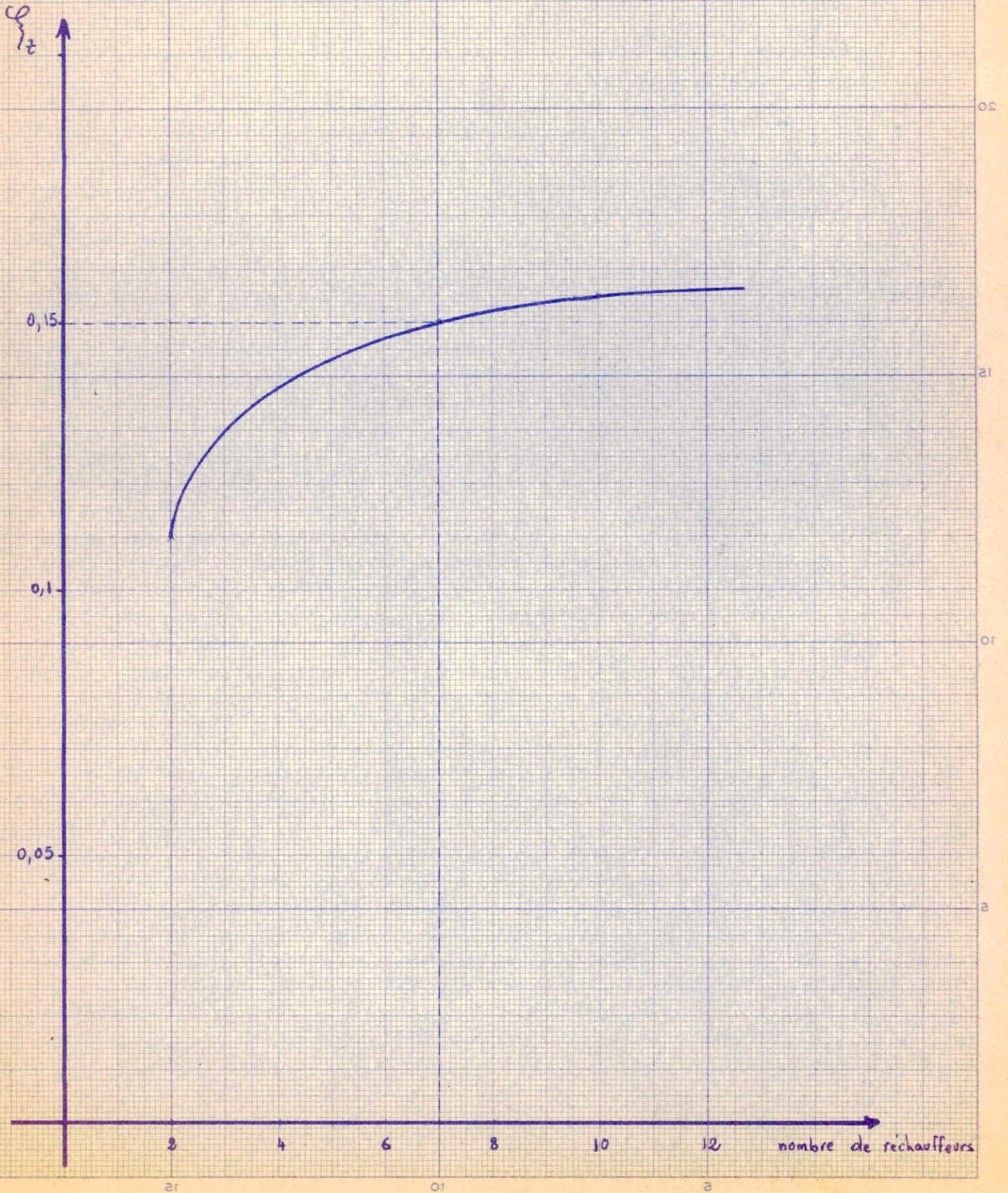
$P_0 = 130 \text{ ata}$
 $H_0 = 838,26$
 $S_0 = 1,59173$

RENDEMENT DE RANKINE $t = 0,44$

Tea	S'm	H'm	$\frac{1}{p} \infty$	$\frac{1}{m} \infty$
40	0,1353	42,7	0,441	0,00227
60	0,1966	62,5	0,451	0,025
80	0,25455	82,35	0,460	0,0455
100	0,30955	102,3	0,468	0,0636
120	0,3621	122,4	0,476	0,0818
140	0,41215	142,6	0,483	0,0977
160	0,46005	162,95	0,489	0,1112
180	0,5063	183,6	0,495	0,125
200	0,55165	204,7	0,500	0,1363
220	0,59595	226	0,504	0,1454
240	0,6397	248	0,510	0,159
260	0,6833	270,8	0,519	0,1795
280	0,72705	294,55	0,517	0,1750
300	0,7719	319,8	0,520	0,1819
320	0,82055	348,05	0,523	0,1887
329,30	0,8458	363,0	0,524	0,191



Economie du Cycle



II II) U II U U = U) U- II = U- III) U, U- II

-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-

Le coefficient de vitesse est $\varphi = 0,965$

Angle d'entrée de la vapeur dans la couronne des ailettes motrices

On prendra $\beta_1 = 14^\circ$

$$\sin \beta_1 = 0,24192$$

$$\cos \beta_1 = 0,97030$$

- Vitesse théorique d'écoulement :

$$\begin{aligned} C_{1t} &= 91,5 \sqrt{H_{o1}} = 91,5 \sqrt{20,04} = \\ &= 410 \text{ m/S} \end{aligned}$$

- Vitesse réelle :

$$C_1 = \varphi C_{1t} = 0,965 \cdot 410 = 396 \text{ m/S}$$

- Projection des vitesses :

$$C_{1u} = C_1 \cos \beta_1 = 384 \text{ m/S}$$

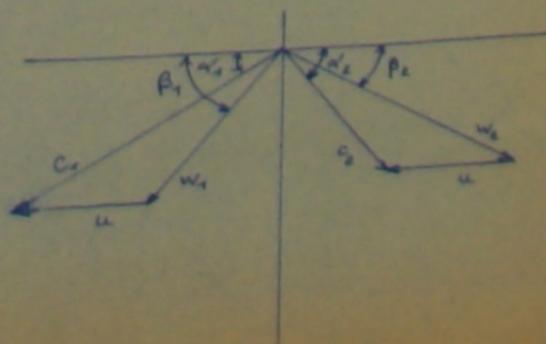
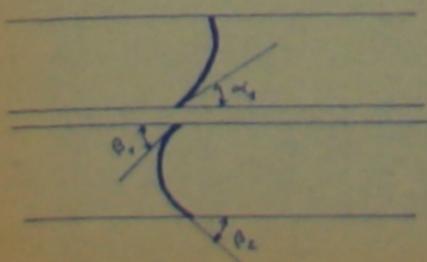
$$C_{1a} = W_{1a} = C_1 \sin \beta_1 = 93,7 \text{ m/S}$$

b) Tableau de valeur

ETAGE CURTIS DU CORPS H.P.

$G = 68,2 \text{ kg/s}$
 $H_0 = 21,1 \text{ kcal/kg}$
 $\beta = 0,05$
 $\varphi = 0,965$
 $\alpha_1 = 14^\circ$

N°	GRANDEURS	DIMENSIONS	1	2	3	4	5
1	$X_1 = \frac{U}{C_1}$ (choisi)		0,38	0,41	0,44	0,47	0,50
2	Vitesse périphérique $U = C_1 \cdot X_1$	m/s	157	169	181	193	205
3	$W_{2u} = C_1 \cos \alpha_1 - U$	m/s	238,94	226,79	209,65	202,5	190,35
4	$\tan(\beta_1)$		0,446	0,432	0,456	0,483	0,515
5	$\beta_1 = \arctan(\beta_1)$	(°)	22° 35'	23° 22'	24° 31'	25° 47'	27° 15'
6	$d = \frac{60 \cdot U}{\pi n}$	m	1,002	1,079	1,157	1,234	1,312
7	$\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ 20'$	(°)	19° 15'	20° 02'	21° 11'	22° 27'	23° 55'
8	$W_1 = \sqrt{W_{1a}^2 + W_{1u}^2}$	m/s	258,27	247,07	230,36	224,97	214,40
9	$\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$		0,859	0,862	0,866	0,870	0,875
10	$E_{c1} = \frac{A \cdot W_1^2}{2g}$	kcal/kg	7,6	7,2	6,4	6	5,5
11	$W_{2t} = 91,5 \cdot \sqrt{\beta \cdot H_0 + E_{c1}}$	m/s	274,7	266,28	250,92	243,74	233,75
12	$W_2 = \psi \cdot W_{2t}$	m/s	236,01	227,79	215,89	212,05	204,53
13	$W_{2a} = C_{2a} = W_2 \cdot \sin \beta_2$	m/s	76,07	77,43	78,95	80,56	82,36
14	$W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2$	m/s	223,42	214,23	200,23	196,15	187,22
15	$C_{2u} = W_{2u} - U$	m/s	69,5	48,18	27,03	5,80	-15,27
16	$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2}$	m/s	103,05	91,20	83,45	80,77	83,76
17	$h_c = H_{0c} \cdot (1 - \varphi^4)$	kcal/kg	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40
18	$h_e = \frac{A \cdot W_2^2}{2g} (1 - \psi^2)$	kcal/kg	1,65	1,54	1,395	1,27	1,125
19	$h_{rs} = \frac{A \cdot C_2^2}{2g}$	kcal/kg	1,137	1,11	0,81	0,766	0,813
20	$\Sigma h = h_c + h_e + h_{rs}$	kcal/kg	4,157	4,05	3,605	3,436	3,338
21	$N_0 = \frac{G \cdot 3600 \cdot H_0}{860}$	Kw	6020	6020	6020	6020	6020
22	V_1	m³/kg	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
23	V_2	m³/kg	0,0370	0,03697	0,03688	0,03685	0,03682
24	l_1	mm	22	22	22	22	22
25	$l_2 = l_1 \cdot \frac{C_{1a}}{C_{2a}} \cdot \frac{V_1}{V_2}$	mm	29,130	28,595	27,97	27,39	26,77
26	$\eta_{ol} = 0,82 (1 - \frac{C_2^2}{U^2})$ (l_2 en cm)		0,763	0,762	0,761	0,760	0,758
27	$E = \frac{G \cdot V_1 \cdot 1000}{\pi \cdot d \cdot l_1 \cdot C_{1a} \cdot B}$		0,452	0,449	0,391	0,367	0,345
28	$N_{ol} = \frac{G \cdot U (W_{1u} + W_{2u})}{102 \cdot g}$	Kw	4749,24	4880,4	4979,9	5045,01	5078,4
29	$N_{fv} = [d^2 \cdot 0,61 (1 - E) \cdot d \cdot e^{18}] \left[\frac{U}{100} \right]^2 \cdot \frac{1}{U^2}$	Kw	248,69	352,14	483,68	648,036	849,28
30	$N_c = N_{ol} - N_{fv}$	Kw	4500,7	4528,28	4496,22	4396,97	4229,12
31	$\eta_{oi} = \frac{N_c}{N_0}$		0,7471	0,7517	0,7466	0,7299	0,7021



c) Calcul définitif de l'étage curtis :

$$\text{On a : } X_1 = 0,43 ; H_0 = 21,1 ; \rho = 0,05$$

$$G = 68,2 ; \psi = 0,965 ; L_1 = 14^\circ$$

- Vitesse périphérique :

$$U = C_1 \cdot X_1 = 410 \cdot 0,43 = 175 \text{ m/s}$$

- Angle d'entrée dans les aubes : B_1

$$W_{1u} = C_1 \cos L_1 - u = 410 \cdot 0,97 - 175 = 223 \text{ m/s}$$

$$C_{1a} = W_{1a} = C_1 \sin L_1 = 95,7 \text{ m/s}$$

$$\text{d'où on détermine } \operatorname{tg} B_1 = \frac{W_{1a}}{W_{1u}} = \frac{95,7}{213,5} = 0,448$$

$$\text{Alors : } B_1 = 24^\circ 10'$$

On prendra un angle de sortie des aubes $B_2 = B_1 - 4^\circ,5$

$$B_2 = 19^\circ 40' \quad \text{alors } \sin B_2 = 0,337$$

$$\cos B_2 = 0,942$$

- Calcul du coefficient de vitesse dans les aubages par lecteur sur abaque on obtient la valeur de ψ en fonction de la somme $B_1 + B_2$ on a : $\psi = 0,863$

- Vitesse relative à la rentrée des aubes

$$W_1 = \sqrt{W_{1a}^2 + W_{1u}^2} = \sqrt{(95,7)^2 + (213,5)^2} = 234 \text{ m/s}$$

- Calcul du diamètre de l'étage

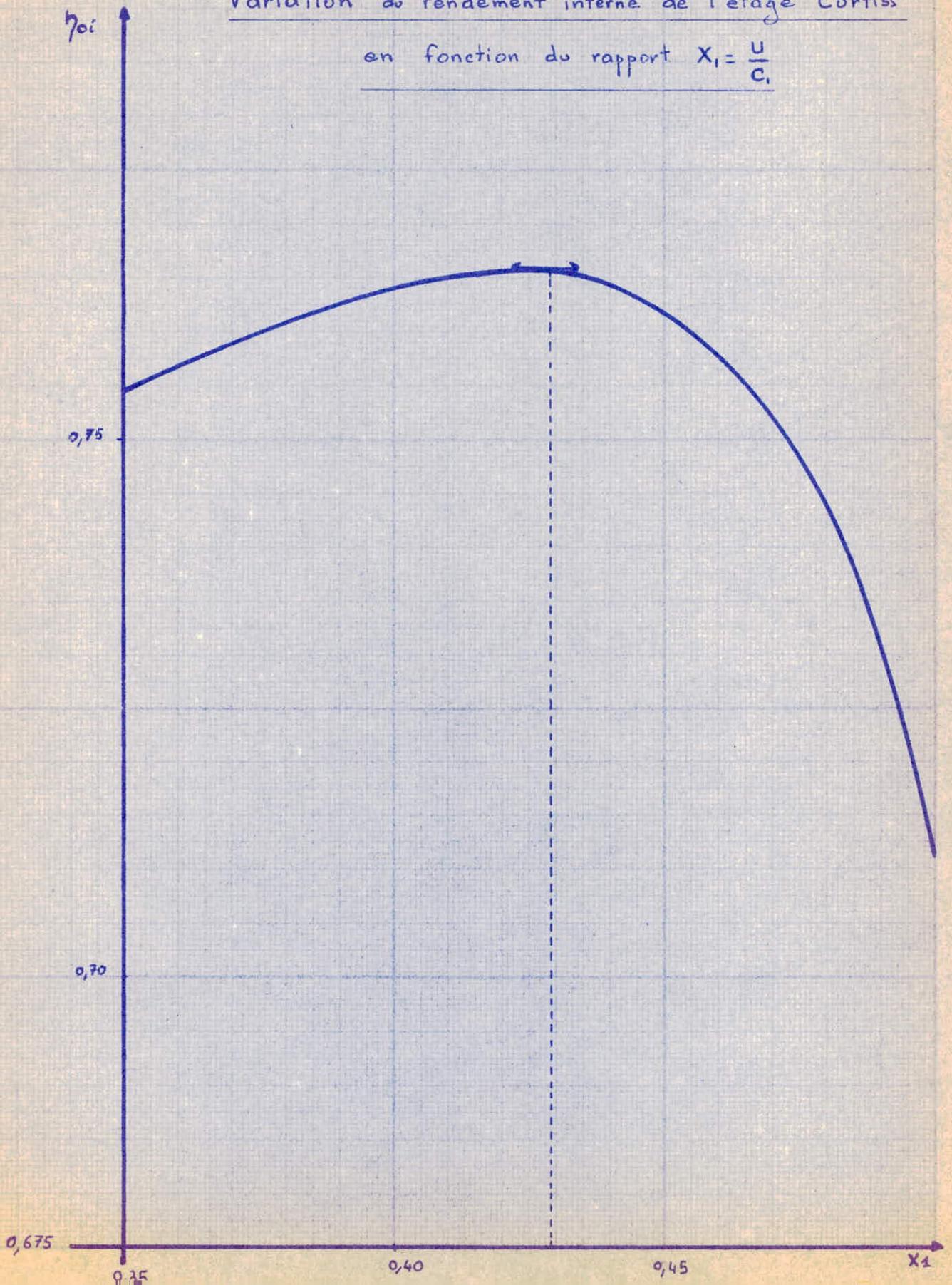
$$d = \frac{60 u}{\pi n} = \frac{60 \cdot 171}{3,14 \cdot 3000} = 1150 \text{ mm}$$

- Energie cinétique à l'entrée due à la vitesse relative :

$$Ec_1 = \frac{AW_1^2}{2g} = \frac{(234)^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} = 6,54 \text{ Kcal/Kg}$$

.../...

Variation du rendement interne de l'étage Curtiss
en fonction du rapport $X_1 = \frac{u}{c_1}$



- Vitesse relative théorique à la sortie :

$$W_2^t = 91,5 \quad Ho + Ec_1 = 91,5 \quad 0,05 \cdot 21,1 \cdot 6,54$$

$$W_2^t = 91,5 \text{ m/s}$$

- Vitesse réelle : $W_2 = W_2^t = 0,863 \cdot 91,5 = 78,8 \text{ m/s}$

- Composantes de la vitesse de sortie :

$$W_2^a = C_2^a = W_2 \sin B_2 = 78,8 \cdot 0,337 = 26,6 \text{ m/s}$$

$$W_2^u = W_2 \cos B_2 = 0,942 \cdot 78,8 = 74,2 \text{ m/s}$$

- Détermination de la vitesse totale :

$$C_2^u = W_2^u - u = 74,2 - 40,2 = 34 \text{ m/s}$$

$$\text{d'où } C_2 = \sqrt{C_2^a{}^2 + C_2^u{}^2} = \sqrt{(26,6)^2 + (34)^2}$$

$$C_2 = 43,8 \text{ m/s}$$

- Calcul de la puissance fournie par les aubes :

$$N_{01} = \frac{G \cdot U (W_1^u + W_2^u)}{102 \text{ g}} = 4860 \text{ KW}$$

- Calcul de la puissance théorique de l'étage :

$$N_{op} = \frac{G \cdot 3600 \cdot Ho}{860} = 6020 \text{ KW}$$

- Estimation des pertes :

- Pertes dans la tuyère : $h_c = Ho_1 (1 - \varphi^2) = 1,40 \text{ Kcal/Kg}$

- Pertes dans les aubes : $h_f = \frac{A W_2^2}{2g} (1 - \varphi^2) = \frac{217,2^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} (1 - 0,86^2)$

$$h_{fe} = 1,42 \text{ Kcal / Kg}$$

.../...

A la sortie de la tuyère la pression de la vapeur est de 7 ata

A la sortie de l'aube elle est de 95 ata

A l'entrée de l'étage la pression de la vapeur est de

$$p_0 = 123,5 \text{ ata}$$

La pression d'évacuation de la vapeur hors de l'étage est

$$p = 95 \text{ ata, on a ainsi : } B = \frac{95}{123,5} = 0,772$$

on a donc $B > B_{cr}$ alors la tuyère est convergente

a) On choisit $\epsilon = 0,83$

b) Section libre de passage de la vapeur: $F = \epsilon_1 \cdot b$
on prendra une largeur de tuyère $b = 9 \text{ mm}$

$$F = 32 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 198 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 1,98 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$b = t \cdot \sin \alpha_1 \text{ alors } t = \frac{b}{\sin \alpha_1} = \frac{9}{0,242} = 37,2 \text{ mm}$$

$$\text{On obtient le pas libre : } t_1 = \frac{t}{\epsilon} = \frac{37,2}{0,83} = 44,8 \text{ mm}$$

c) Nombre de tuyères

$$Z \cdot t_1 = \epsilon \cdot \pi \cdot d \text{ alors } Z = \frac{\epsilon \cdot \pi \cdot d}{t_1}$$

$$Z = \frac{0,403 \cdot 3,14 \cdot 1,15}{44,8 \cdot 10^{-3}} = 32,5$$

On prendra un nombre de tuyères égal à 33

- Calculs définitifs par $Z = 33$

$$t_1 = \frac{\epsilon \cdot \pi \cdot d}{Z} = \frac{3,14 \cdot 0,403 \cdot 1,15}{33} = 44,2 \text{ mm}$$

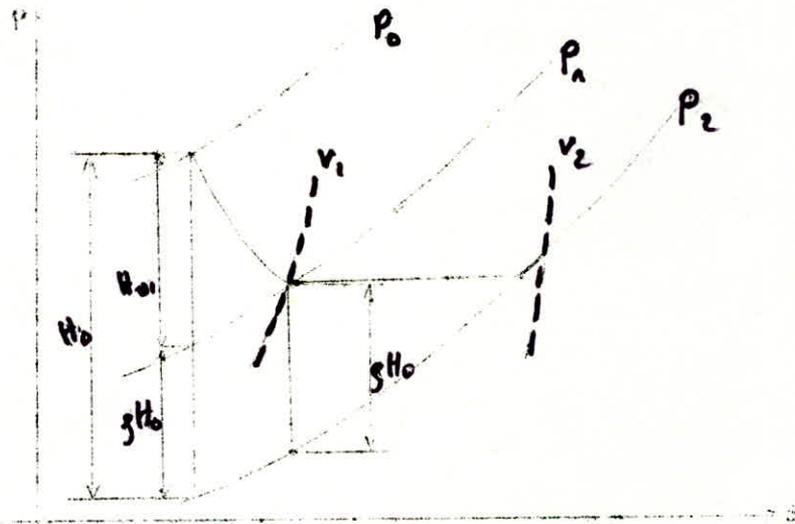
.../...

- Pertes due à la vitesse de sortie de la vapeur :

$$h_{vs} = \frac{A \cdot C_2^2}{2g} = \frac{(80,8)^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,78 \text{ Kcal / Kg}$$

Le volume spécifique de la vapeur après la tuyère V_1 est déterminé sur le diagramme HS : On trouve $V_1 = 0,036 \text{ m}^3/\text{Kg}$

- Le volume spécifique de la vapeur après les aubes est déterminé également sur le diagramme HS : on trouve $V_2 = 0,042 \text{ m}^3/\text{Kg}$



Détente de la vapeur dans l'étage curvis

Définition des volumes massiques V_1 et V_2

- Calcul du degré d'injection

$$\epsilon = \frac{G \cdot V_1 \cdot 1000}{\pi \cdot d \cdot e_1 \cdot C_1 a} \quad \text{on prendra } C = 0,8$$

La hauteur des tuyères est choisi d'après les constructions existante : $l_1 = 22 \text{ mm}$

$$\epsilon = \frac{68,2 \cdot 0,036 \cdot 1000}{3,14 \cdot 1,15 \cdot 22 \cdot 95,7 \cdot 0,8} = 0,403$$

- Calcul de la hauteur des aubes

$$l_2 = l_1 \frac{C_1 a}{C_2 a} \frac{V_2}{V_1} = 22 \frac{95,7}{73,3} \frac{0,042}{0,036} = 33,6 \text{ mm}$$

.../...

D'où la largeur de tuyère : $b = z t_1 \cdot \sin \alpha_1 = 0,83 \cdot 44,2 \cdot 0,242$
 $b = 8,89 \text{ mm}$

On conservera une largeur de tuyère $b = 9 \text{ mm}$

Nombre et dimension des ailettes de l'étage Curtis

- On choisira une largeur d'ailette $b = 34 \text{ mm}$ et une épaisseur $\delta = 2 \text{ mm}$ d'où on détermine le pas :

$$t = \frac{b}{\sin \alpha_1} = 140 \text{ mm}$$

- Le pas général est donné par la formule : $t = t_1 - \frac{\Delta}{\sin \alpha_1}$

$$\text{d'où } t_1 = 148,26 \text{ mm}$$

- On obtient le coefficient $\varepsilon = \frac{t}{t_1} = 0,95$

On prendra un degré d'injection $\alpha_1 = 0,85$
 d'où un nombre d'ailettes réparties sur la périphérie :

$$z = \frac{\varepsilon \pi d}{t_1} = 20,7$$

On prendra un nombre d'ailettes égal à : 21

- Calcul de la puissance perdue par frottement et ventilation

$$N_{fv} = \left[d^2 + 0,61 (1 - \varepsilon) d \cdot l^{1,5} \right] \left[\frac{U}{100} \right]^3 \frac{1}{V_2}$$

$$= \left[(1,150)^2 + 0,61 (1 - 0,403) 1,150 (3,35)^{1,5} \right] \left[\frac{175}{100} \right]^3 \frac{1}{0,042}$$

$$= 460 \text{ KW}$$

Puissance interne de l'étage de régulation

$$N_i = N_{01} - N_{fv} = 4860 - 460 = 4400 \text{ KW}$$

Rendement interne de l'étage de régulation :

$$\eta_{oi} = \frac{N_i}{N_o} = \frac{4400}{6020} = 0,73$$

Chute disponible utilisée : $H_1 = H_o \cdot \eta_{oi} = 21,1 \cdot 0,73 = 15,4 \text{ Kcal/Kg}$

- Calcul du joint d'étanchéité en tête de la turbine

On prendra un diamètre $D = 490 \text{ mm}$

un jeu $S = 0,5 \text{ mm} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

On prendra des joints à bout tranchant et pour vapeur, de la vapeur surchauffée $\beta_{cr} = 0,13$

Le coefficient U de retrecissement du jet de la vapeur après le trou est égal à 0,8. Il est déterminé par abaque en fonction de $\frac{S}{\Delta}$ avec Δ = épaisseur du joint

Etat de la vapeur avant le joint : $p_1 = 95 \text{ ata}$ et $V_1 = 0,036 \text{ m}^3/\text{Kg}$

- La section libre de passage est :

$$f = \pi d \cdot S = 3,14 \cdot 0,49 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 0,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Le débit critique est : } G_o &= 2,91 \mu f \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} \\ G_o &= 2,91 \cdot 0,8 \cdot 0,77 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{95 \cdot 10}{0,036}} \\ &= 9,2 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

$$\beta = \frac{P_2}{P_o} = \frac{95}{123,5} = 0,772$$

pour $Z = 80$ le coefficient de débit relatif est

$$\alpha = \frac{1}{\beta} \sqrt{\frac{1 - \beta^2}{Z + 2,3 \log \frac{1}{\beta}}}$$

On prendra $\varphi = 0,929$ coefficient expérimental

$$\alpha = \frac{1}{0,929} \sqrt{\frac{1 - (0,772)^2}{80 + 2,3 \log \frac{1}{0,772}}} = 0,076$$

Le débit est donc :

$$G = \alpha G_0 = 0,076 \cdot 9,2 = 0,7 \text{ Kg/s}$$

Ce débit représente :

$$\frac{0,7}{68,2} \times 100 = 1,03 \% \text{ de la consommation}$$

- On tient alors compte de ces pertes et on considère que la quantité de vapeur qui pénètre dans la turbine et qui passe par l'étage de régulation est plus grande.

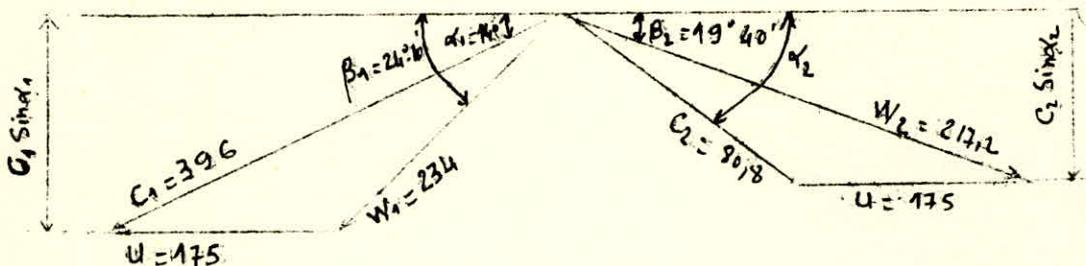
On aura alors le débit $G = 68,2 + 0,7 = 68,9 \text{ Kg/S}$

La puissance augmentera alors de :

$$N_{ip} = 4400 \frac{68,9}{68,2} = 4440 \text{ KW}$$

$$N_{ip} = 4440 \text{ K W}$$

Triangle de Vitesse de la roue Curtis (H.P.)

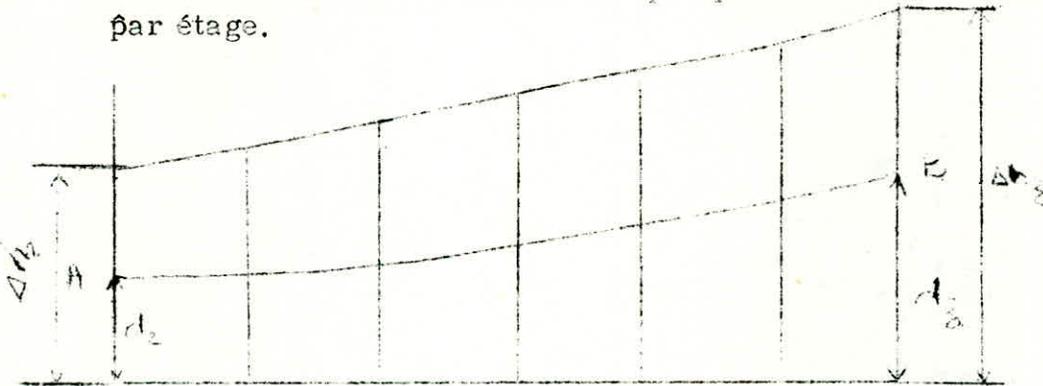


II CALCUL DES ETAGES NON REGLES

1) - Principe

La chute isentropique disponible est divisée en parties et le corps comprend une série d'éléments à réaction, chacun d'eux étant constitué par un distributeur fixe et une roue mobile.

On détermine d'abord les diamètres du premier et du dernier étage sur un graphique on relie les points joints A et B avec une courbe indiquant l'allure de la variation des diamètres. Par la même, on tracera une courbe homothétique qui donnera la chute disponible par étage.



- Détermination du diamètre du 2ème étage

A la sortie de l'étage Curtis les caractéristiques de la vapeur sont les suivantes :

$$P_0 = 95 \text{ ata}$$

$$t = 525 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_2 = 0,042 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

On prendra : - un rapport $X_1 = \frac{U}{C_1} = 0,45$

- une hauteur de tuyère $l_1 = 18 \text{ mm}$

- On aura également :

$$\alpha_1 = 14^\circ$$

$$G = 68,2 \text{ Kg/s}$$

$$\zeta = 0,85$$

Le diamètre de l'étage est donné par

$$d_2 = \sqrt{\frac{G \cdot V_2 \cdot 60 \cdot X_1}{\tau \cdot n \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \pi^2}}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{68,2 \cdot 0,042 \cdot 60 \cdot 0,42}{0,85 \cdot 3000 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 0,242 \cdot (3,14)^2}}$$

$$d_2 = 0,846 \text{ m}$$

On prendra un diamètre du premier étage non réglé de 0,85 m

La vitesse périphérique U correspondante U est :

$$U = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,85 \cdot 3000}{60}$$

$$U = 133,6 \text{ m/s}$$

- Détermination du diamètre du dernier étage

La consommation de vapeur dans le dernier étage est :

$$G = 56,1 \text{ Kg/s}$$

On fixe les pertes dues à la vitesse de sortie $VS = 0,003$

Le volume massique correspondant au dernier étage ainsi que la chute d'enthalpie disponible pour le corps haute pression sont déterminés sur le diagramme H S

$$V = 0,325 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$Ho_1 = 165 \text{ Kcal/Kg}$$

On choisit : $\tau = 0,80$

$$\theta = \frac{d_2}{l_3} = 8$$

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

Le diamètre du dernier étage est obtenue avec la formule :

$$d_3 = \sqrt{\frac{G \cdot V}{\pi \cdot z \cdot 91,5 \sqrt{3} \cdot \text{Ho}_1 \cdot \sin \alpha}}$$

$$= \sqrt{\frac{56,1 \cdot 0,325 \cdot 8}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 91,5 \cdot 0,003 \cdot 165,1}}$$

$$d_3 = 0,95 \text{ m}$$

On prendra un diamètre du dernier étage de 0,95 m

Pour ce diamètre on a une vitesse périphérique $U = 149 \text{ m/s}$

La hauteur des ailettes du dernier étage est directement déterminé

$$l_3 = \frac{d}{8} = \frac{950}{8} = 119 \text{ m}$$

Répartition de la chute isentropique entre les différents étages - diamètres d'étages - nombre d'étages

On choisira 6 diamètres échelonnés de 0,85 à 0,95 m sur une longueur a =

(m)	0,85	0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	
Xo	0,495	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
ho = 2,94 $\frac{d^2}{Xo^2}$	8,6	8,6	9	9,5	9,9	10,6	56,5 Kcal/kg

La chute moyenne sera : $h_m = 11,3 \text{ Kcal/Kg}$

La chute adiabatique Ho disponible dans le premier corps haut pression est de 186 Kcal/Kg.

En considérant un coefficient de chaleur récupérée $\alpha = 0,05$, le nombre d'étage est déterminé par la formule suivante

$$Z = \frac{Ho (1 + \alpha)}{hm} = 17,5$$

On prendra 18 étages. Les caractéristiques de ces étages sont données dans le tableau qui suit

Calcul précis du coefficient de chaleur récupérée

$$\alpha_{cal} = \frac{Q}{Ho} = \left(\frac{To}{T_2} - 1 \right) \frac{1 - \eta_{oi}}{Z} \frac{Z - 1}{Z}$$

avec To = température absolue prise en début de détente

T_2 = " " " " en fin "

Z = nombre d'étages

On prendra un rendement interne $\eta_{oi} = 0,8$

$$\text{On calcule ainsi } \alpha_{cal} = \left(\frac{836}{499} - 1 \right) \frac{1 - 0,8}{18} \frac{18 - 1}{18}$$

$$\alpha_{cal} = 0,0635$$

Le coefficient de chaleur récupérée est déterminé par :

$$\alpha = \alpha_{cal} \cdot K$$

K est un coefficient qui varie de 0,8 à 0,9. On prendra

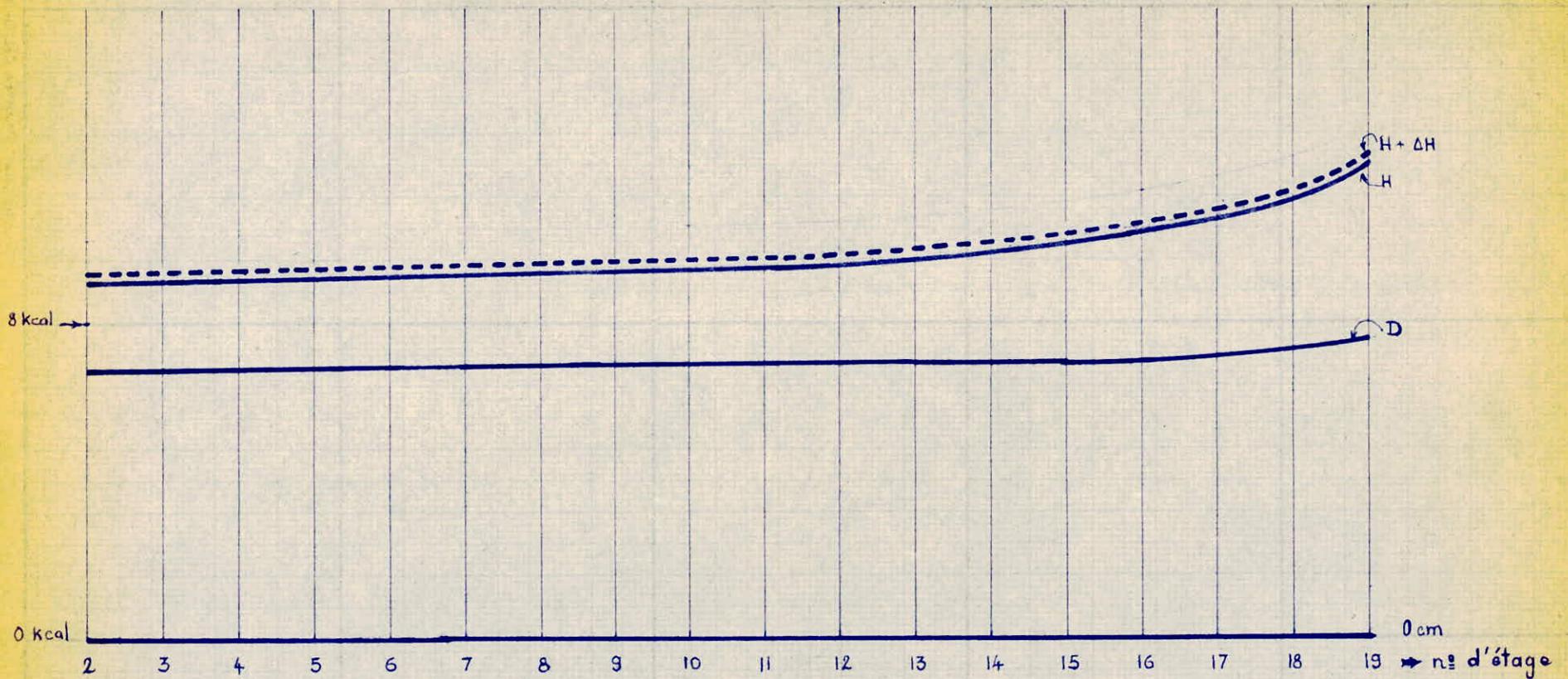
$$K = 0,85$$

$$\alpha = 0,054$$

La chaleur récupérée Q est :

$$Q = 0,0635 \cdot 186 = 11,4 \text{ Kcal/Kg}$$

En tenant compte de la récupération de chaleur pour les étages non réglés, on obtient une chute $h_o = Ho_1 + Q = 176,4 \text{ Kcal/Kg}$
La différence constatée est répartie entre les étages.



échelle des diamètres = 1cm = 200mm

échelle des enthalpies = 1cm = 1 kcal

÷ Répartition des diamètres et des chutes par étage ÷

Corps H. P.

TABLEAU DE REPARTITION (Corps H.P)

Numero de l'etage	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Diametre de l'etage	0,85	0,85	0,856	0,86	0,864	0,866	0,87	0,874	0,877
Rapport $X = \frac{u}{Cad}$	0,524	0,524	0,526	0,527	0,529	0,53	0,532	0,533	0,534
Chute reçue après la repartition	8,75	8,75	8,8	8,83	8,85	8,88	8,9	8,93	8,95
Chute reçue après la repartition	8,75	8,75	8,8	8,83	8,85	8,88	8,9	8,93	8,95
Numero de l'etage	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Diametre de l'etage	0,88	0,883	0,885	0,886	0,888	0,90	0,91	0,92	0,95
Rapport $X = \frac{u}{Cad}$	0,535	0,535	0,535	0,532	0,528	0,529	0,530	0,528	0,529
Chute reçue après la repartition	9,0	9,05	9,1	9,2	9,4	9,6	9,8	10,1	10,7

-0- CORPS MOYENNE PRESSION -0-

1) Calcul de l'étage Curtis

On procédera comme pour le calcul de l'étage Curtis HP

On prendra $h_0 = 20 \text{ Kcal/Kg}$

$$X_1 = 0,48 ; \quad \psi = 0,05 ; \quad \alpha_1 = 14^\circ$$

Les caractéristiques de la vapeur devant le corps MP sont

$$p = 6,6 \text{ ata} ; \quad h = 694 \text{ Kcal/Kg}$$

$$t = 225^\circ\text{C} ; \quad v = 0,35 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\text{on a } G = 35 \text{ Kg/s et } \psi = 0,965$$

- Puissance théorique de l'étage

$$N_{op} = \frac{G \cdot 3600 \cdot h_0}{860} = 930 \text{ KW}$$

- Vitesse périphérique : $U = C_1 \cdot X_1$

$$C_1 = 0,965 \cdot 91,5 \cdot (1 - \psi) H_0 = 0,965 \cdot 91,5 \cdot 0,95 \cdot 40 \\ = 379 \text{ m/s}$$

$$U = 180 \text{ m/s}$$

$$\text{- Diamètre de l'étage : } d = \frac{60 \cdot 180}{\pi \cdot 3000} = 1,15 \text{ m}$$

$$\text{- Inclinaison de la tuyère } \alpha_1 = 14^\circ \text{ alors : } \sin \alpha_1 = 0,242 \\ \cos \alpha_1 = 0,97$$

$$\text{Car } C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 = 368 \text{ m/s}$$

$$W_{1u} = C_{1u} - U = 188 \text{ m/s}$$

$$C_{1a} = C_1 \sin \alpha_1 = W_{1a} = 91,7 \text{ m/s}$$

$$\text{alors } t_g \beta_1 = \frac{W_{1a}}{W_{1u}} = 0,493$$

$$\text{- Angle de rentrée dans les aubes : } \beta_1 = 6^\circ 15'$$

- Angle de sortie des aubes : $B = B_1 - 3^\circ 30' = 22^\circ 45'$
- Coefficient de vitesse par les aubes : $\lambda = \cos(49^\circ) = 0,872$
- Vitesse relative à l'entrée des aubes

$$W_1 = \sqrt{W_1 u^2 + W_1 a^2} = \sqrt{(186)^2 + (91,7)^2}$$

$$W_1 = 207 \text{ m/s}$$

- Energie cinétique récupérée grace au mouvement relatif:

$$\frac{A W_1^2}{2g} = \frac{1 (107)^2}{427 \cdot 9,81} = 5,13 \text{ Kcal/Kg}$$

- Vitesse relative théorique à la sortie

$$W_{2t} = 91,5 \sqrt{H_o + \frac{A W_1^2}{g}} = 91,5 \sqrt{1 + 5,13}$$

$$W_{2t} = 198 \text{ m/s}$$

- Vitesse relative réelle à la sortie

$$W_2 = W_{2t} = 198 \text{ m/s}$$

$$\sin B_2 = 0,399 \text{ et } \cos B_2 = 0,922$$

$$W_2 a = C_2 a = W_2 \sin B_2 = 79 \text{ m/s}$$

$$W_2 u = W_2 \cos B_2 = 183 \text{ m/s}$$

$$C_2 u = W_2 u - U = 183 - 182 = 1 \text{ m/s}$$

$$C_2 = \sqrt{C_2 a^2 + C_2 u^2} = \sqrt{1 + (79)^2} = 79 \text{ m/s}$$

$$\text{Nol } \frac{G \cdot u (W_1 u + W_2 u)}{100 \text{ g}} = \frac{35 \cdot 182 \cdot (186 + 79)}{100 \cdot 9,81} \text{ avec } G=35$$

$$\text{alors Nol} = 1690 \text{ KW}$$

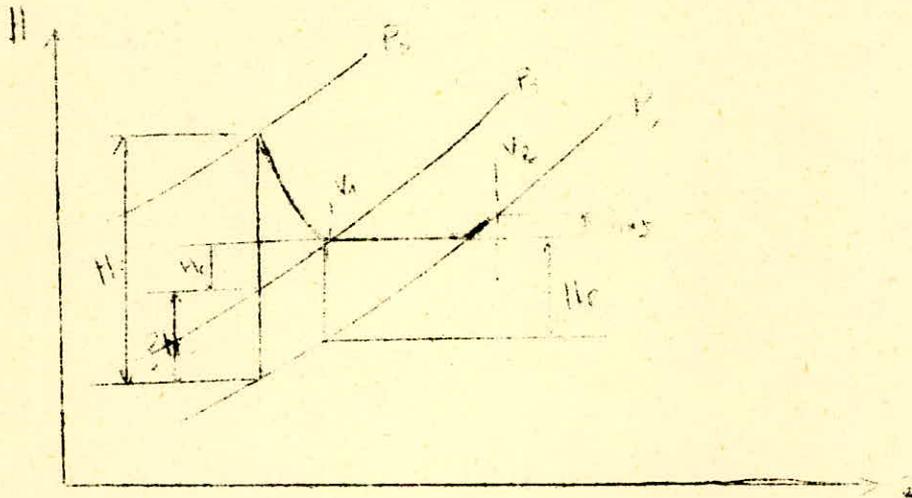
$$- Ho_1 = (1 - \lambda) Ho = 0,95 \cdot 20 = 19 \text{ Kcal/Kg}$$

Détermination des pertes

$$h_c = H_{o1} (1 - \dots) = 19 (1 - (0,965)) = 1,33 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_f = \frac{A W_2^2}{g} (1 - \dots) = \frac{(198)}{427 \cdot 9,81} (1 - (0,87)) = 1,12 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{vs} = \frac{A C^2}{g} = \frac{(79)}{427 \cdot 9,81} = 0,74 \text{ Kcal/Kg}$$



Les pressions sont : $p_1 = 4,6 \text{ ata}$ et $p_2 = 4,4 \text{ ata}$

On détermine les volumes V_1 et V_2 à partir du diagramme HS. On obtient ainsi : $V_1 = 0,465 \text{ m}^3/\text{Kg}$

$$V_2 = 0,48 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

- Calcul du degré d'injection ϵ : $\epsilon = 0,8$ et $r_1 = 75 \text{ mm}$

$$\epsilon = \frac{G \cdot V_1 \cdot 1000}{1,157591708} = \frac{35 \cdot 0,465 \cdot 1000}{1,157591708} = 0,817$$

- Hauteur des aubes

$$\frac{C_{1a}}{C_{2a}} \frac{V_2}{V_1} = 75 \frac{91,7}{79} \frac{0,48}{0,35} = 110 \text{ mm}$$

- Calcul du rapport $B = \frac{P_2}{P_0} = \frac{4,4}{6,6} = 0,666$

B B tuyère convergente

On prend une largeur de tuyère $b = 10 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \text{la section de passage est } F &= b \cdot l = 10 \cdot 10^{-3} \cdot 75 \cdot 10^{-3} \\ &= 750 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\ &= 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$b = t \sin \alpha_1 \quad t = \frac{b}{\sin \alpha_1} = \frac{10}{0,142} = 41,3 \text{ mm}$$

$$\text{On obtient le pas libre : } t_1 = \frac{t}{0,9} = \frac{41,3}{0,9} = 45,8 \text{ mm}$$

Le nombre de tuyères de l'étage curtis du corps MP est égal à

$$Z = \frac{0,817 \cdot 1,15}{45,8 \cdot 10^{-3}} = 64,5$$

On prendra 65 tuyères réparties sur la périphérie

section totale de passage dans les tuyères $F' = ZF = 65 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

- Nombre et dimensions des ailettes de l'étage curtis

largeur d'ailette $b = 30 \text{ mm}$; épaisseur $\lambda = 8 \text{ mm}$

$$t = \frac{b}{\sin \alpha_1} = 124 \text{ mm} \quad t_1 = t + \frac{\lambda}{\sin \alpha_1} = 124 + 8,46 = 132,46 \text{ mm}$$

$$\frac{t}{t_1} = \frac{124}{132,46} = 0,935$$

Nombre d'ailettes réparties sur la périphérie de la roue

$$= \frac{1,15}{132,46 \cdot 10^{-3}} = 87,2$$

On prendra 88 ailettes

- Calcul de la puissance perdue par frottement et ventilation :

$$N_v = (1,15)^3 + 0,61 (1 - 0,817) 1,15 (10)^{1,5} \frac{(180)^3}{100} \frac{1}{0,48} = 83 \text{ kW}$$

- Puissance interne de l'étage de régulation

$$N_i = N_{ol} - N_{v} = 1690 - 83 = 1607 \text{ kW}$$

Rendement relatif interne

$$oi = \frac{Ni}{No} = \frac{1607}{2930} = 0,55$$

Chute disponible utilisée

$$Hi = Ho \cdot oi = 20 \cdot 0,55 = 11 \text{ Kcal/Kg}$$

$$= \frac{G \cdot V}{91,5 \cdot \sin Ho_1}$$

$$= \frac{33,7 \cdot 1,4 \cdot 4,5}{0,9 \cdot 91,5 \cdot 0,004 \cdot 61 \cdot 1}$$

$$d_2 = 1,8 \text{ m}$$

- Répartition des étages

On considère une cote moyenne: hm = 15 Kcal/Kg

d'o le nombre d'étages : $Z = \frac{Ho (1 + \epsilon)}{hm} = 4 \text{ étages}$

Ho = 61 Kcal/Kg

- Calcul du coefficient de chaleur récupérée

$$K_{cal} = \frac{Q}{Ho} = \frac{(To - 1)}{T} \cdot \frac{1 - \theta_i}{Z} \cdot \frac{Z - 1}{Z}$$

$$K_{cal} = \frac{(194 + 73)}{105 + 273} - 1) \cdot \frac{1 - 0,8}{4} \cdot \frac{4 - 1}{4} = 0,018$$

d'o $K = K_{cal}$ on prendra K = 0,9

$$K = 0,016$$

- La chaleur récupérée Q est :

$$Q = 0,96 \text{ Kcal/Kg}$$

N° Etage	1	2	3	4	
d	1,10	1,125	1,175	1,28	
Xo	0,53	0,55	0,57	0,59	
Ho = $\frac{2,94 d}{Xo}$	13,7	13,3	13,5	13,9	ho=51,4
Ho après la répartition	15,1	14,7	14,9	15,3	h = 61

Calcul de l'étage Curtis du corps B.P.

- Caractéristiques de cet étage :

$$h_0 = 23,6 \text{ Kcal/kg}$$

$$\lambda = 0,05 ; \alpha = 18^\circ ; x = 0,5$$

- Caractéristiques de la vapeur avant l'étage :

$$P = 1,1 ; v = 1,4 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Puissance théorique de l'étage :

$$CI = 0,965 \cdot 91,5 \cdot (1 - \lambda) h_0$$

$$= 0,965 \cdot 91,5 \cdot 0,95 \cdot 23,6$$

$$= 417 \text{ m/s}$$

$$u = 0,5 \cdot 417 = 209 \text{ m/s}$$

- Diamètre de l'étage :

$$d = \frac{60 \cdot 209}{\pi \cdot 3000} = 1,335$$

- Inclination de la tuyère : $\alpha = 18^\circ$

$$\sin \alpha = 0,309 ; \cos \alpha = 0,95$$

- Projections des vitesses :

$$CI_u = CI \cdot \cos \alpha = 396 \text{ m/s}$$

.../...

$$W_{1u} = C I \cdot \cos I - u = 187 \text{ m/s}$$

$$C_{1a} = C I \sin I = W_{1a} = 129 \text{ m/s}$$

$$\text{TG } \beta_1 = \frac{W_{1a}}{W_{1u}} = \frac{129}{187} = 0,69$$

- Angle de rentrée dans les aubes : $\beta_1 = 34^\circ 35'$

- Angle de sortie des aubes : $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ 30' = 31^\circ 5'$

- Coefficient de vitesse pour les aubes $\eta = f(65^\circ 40')$

$$\eta = 0,90$$

- Vitesse relative à l'entrée des aubes

$$W_1 = \sqrt{W_{21u}^2 + W_{21a}^2} = \sqrt{(129)^2 + (187)^2}$$

$$= 227, \text{ m/s}$$

- Energie cinétique récupérée grâce au mouvement relatif :

$$\frac{AW_1^2}{2g} = \frac{(227)^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} = 6,15 \text{ Kcal / kg}$$

- Vitesse relative théorique à la sortie :

$$W_{2t} = 91,5 \sqrt{H_0 + \frac{AW_1^2}{2g}}$$

$$= 91,5 \sqrt{1,18 + 6,15} = 249 \text{ m/s}$$

- Vitesse relative ^{réelle} à la sortie :

$$W_2 = \eta W_{2t} = 224 \text{ m/s}$$

$$\sin \beta_2 = 0,515 \text{ et } \cos \beta_2 = 0,856$$

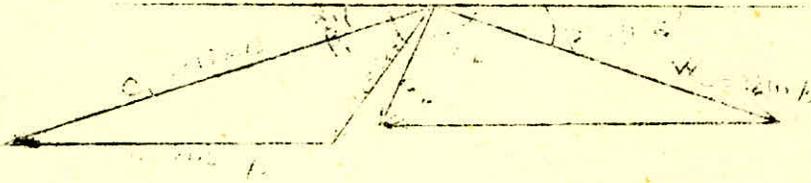
.../...

- Projection des vitesses :

$$W_{2a} = C_{2a} = W_2 \sin B_2 + 115,5 \text{ m/s}$$

$$W_{2u} = W_2 \cos B_2 = 192 \text{ m/s}$$

$$C_{2u} = U - W_{2u} = 17 \text{ m/s}$$



$$C_2 = \sqrt{(115,5)^2 + (17)^2} = 117 \text{ m/s}$$

$$\text{- Puissance Nol} = \frac{G \cdot U (W_{1u} + W_{2u})}{102 \text{ g.}} \quad \text{avec } G = 16 \text{ kg/s}$$

$$= \frac{16 \cdot 209 \cdot 379}{102 \text{ g.}} = 1270 \text{ KW}$$

- Pertes :

$$h_c = HoI (1 - g^2) = 22,4 (1 - (0,965)^2)$$

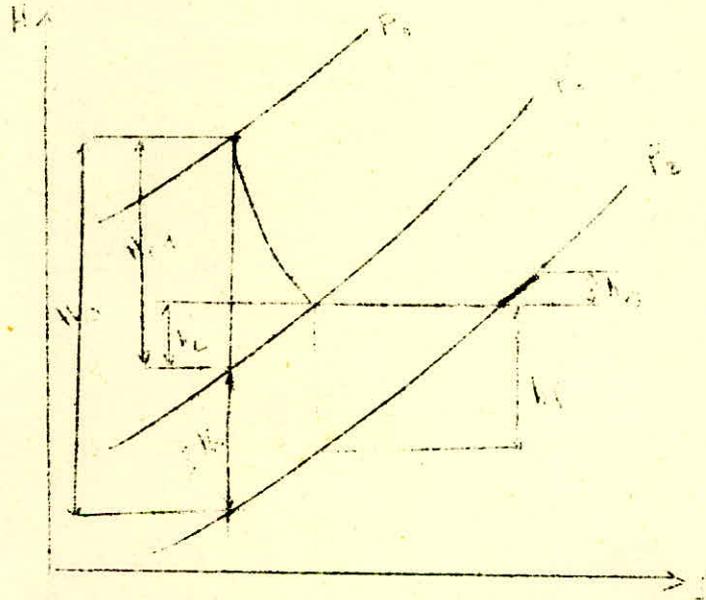
$$h_c = 1,57 \text{ Kcal/kg}$$

$$HoI = (1 - g) Ho = 0,95 \cdot 23,6 = 22,4$$

$$\begin{aligned} h_c &= \frac{AW^2}{2g} (1 - g^2) = \frac{(224)^2}{427 \cdot 2 \cdot g} (0,19) \\ &= 1,14 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

..../..

$$h_{vs} = \frac{AC_2^2}{2g} = \frac{(117)^2}{427.2 \cdot g} = 1,63 \text{ Keal/kg}$$



- Hauteur des tuyères : $H = 25 \text{ mm}$

- Calcul du degré d'injection :

$$\alpha = \frac{G \cdot VI}{d.l.c.a} = \frac{16 \cdot 2,4}{3,14 \cdot 1,335 \cdot 250 \cdot 10^{-3} \cdot 129}$$

$$\alpha = 0,284$$

- Calcul du rapport : $B = \frac{P_2}{P_0} = \frac{0,63}{1,1} = 0,573$

$B > B$ alors : tuyère convergente.

On prend une largeur de tuyère $b = 13 \text{ mm}$

.../...

On obtient le pas libre $\Rightarrow tI = 52,5$

- Le nombre de tuyères de l'étage curtis du corps

BP est :

$$Z = 22,7 \quad \text{On prendra 23 tuyères}$$

- La section totale de passage dans les tuyères est :

$$F = 0,143 \text{ m}^2$$

- Nombre et dimensions des ailettes de l'étage curtis BP :

on prendra un pas libre $tI = 38 \text{ mm}$

d'où le nombre d'ailettes : $Z = 110$

- Perte par frottement et ventilation :

vapeur saturée alors $\dots = 1,2$

$$Nfv = 1,2 \quad (1,325)^2 + 0,61 (1 - 0,284) - 1,335 (25) \dots$$

$$\frac{(209)^3}{100} \quad \frac{1}{2,55}$$

$$Nfv = 324 \text{ KW}$$

- Puissance interne de l'étage de régulation :

$$Ni = 1270 - 324 = 946 \text{ KW}$$

- Rendement relatif interne :

$$\epsilon_{oi} = \frac{Ni}{No} = \frac{946}{1580} = 0,598$$

- Chute disponible utilisée :

$$Hi = Ho \cdot \epsilon_{oi} = 14,1 \text{ Kcal/kg}$$

.../...

CALCUL DES ETAGES NON REGLES DU CORPS BP

à l'entrée du corps BP ; on a les caractéristiques suivantes :

$$PI = 0,66 \text{ ata} \quad ; \quad VI = 2,4 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$PZ = 0,63 \text{ ata} \quad ; \quad V2 = 2,55 \text{ m}^3/\text{kg}$$

1°) Calcul du diamètre du 2° étage :

$$xI = 0,060$$

$$I = I0°$$

$$= 0,8$$

$$II = 0,20 \text{ m}$$

$$G = 16 \text{ kg/s}$$

$$d2 = \frac{16 \cdot 2,55 \cdot 60 \cdot 0,6}{0,8 \cdot 3000 \cdot (3,14)^2 \cdot 0,2 \cdot 0,17}$$

alors $d2 = 1,39 \text{ m}$

2°) Calcul du dernier étage :

$$dz = \frac{G \cdot V \cdot C}{\pi \cdot \dots \cdot 91,5 \dots \text{vs. HoI.Sind2}}$$

$$= \frac{14,82 \cdot 3 \cdot 20}{\pi \cdot 0,9 \cdot 91,5 \cdot 0,009 \cdot 79 \cdot 1}$$

$$dz = 2,01 \text{ m}$$

- Calcul du joint d'étanchéité en tête du corps BP

On prendra : $Dm = 540$

$$\text{Jeu } S = 0,5 \text{ mm} = 0,510^{-3} \text{ m}$$

.../...

On prendra le joint d'étanchéité à bout tranchant par vapeur:

$$\text{Saturée } \rho_{\text{sat}} = 0,13$$

$$\text{Alors le coefficient } u = 0,8$$

$$\text{Etat de la vapeur avant le joint : } P_I = 1,2 \text{ ata et } V_I = 1,4 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Section libre de passage :

$$f = \pi d \cdot s = 3,14 \cdot 0,54 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}$$

$$f = 0,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Le débit critique est :

$$G_0 = 2,91 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3}$$

$$\sqrt{\frac{1,2 \cdot 10^4}{1,4}}$$

$$G_0 = 0,184 \text{ Kg/s}$$

pour $Z = 6 \times 3 = 18$, le coefficient de débit relatif est :

$$\alpha = \frac{1}{0,929}$$

$$\sqrt{\frac{1 - (0,573)^2}{18 + 2,3 \log \frac{1}{0,573}}}$$

$$\alpha = 0,205$$

Le débit est :

$$G = \alpha G_0 = 0,205 \cdot 0,184$$

$$= 0,038 \text{ Kg/s}$$

.../...

Ce débit représente :

$$\frac{0,038}{0,184} \cdot 100 = 20 \% \quad \text{de la consommation}$$

en tenant compte de ces pertes, on aura le débit réel :

$$G = 16 + 0,038 = 16,038 \text{ Kg/s}$$

la puissance augmentera de :

$$N_{ip} = \frac{16,038}{16} \cdot 946 = 950 \text{ KW}$$

CALCUL DE LA VITESSE CRITIQUE DE L'ARBRE

- NOTION DE VITESSE CRITIQUE :

Les arbres sont dimensionnés de manière à satisfaire aux conditions exigées par la présence des vitesses critiques causées par un déséquilibre des efforts centrifuges.

La notion de vitesse critique est étroitement liée avec celle de résonance puisque la résonance survient lorsque la vitesse atteint une valeur critique à laquelle la fréquence des variations des efforts extérieurs **confond** (ou est un multiple) avec celle des vibrations propres du système constitué par l'arbre et les pièces qu'il porte.

- Lors de l'apparition du phénomène de résonance, il y a un accroissement brusque de l'amplitude des vibrations susceptibles d'entraîner la rupture de l'arbre. La détermination de la vitesse critique apparaît ainsi primordiale. On distingue deux cas selon que la vitesse critique se trouve inférieure ou supérieure au nombre de tours du régime normal. On a alors les arbres rigides ou subcritiques et les arbres flexibles ou hypercritiques.

Chacun d'eux présente des avantages et des inconvénients :

- L'arbre hypercritique nécessite moins de matière, est d'usinage facile, s'échauffe de manière uniforme au démarrage etc...
- L'arbre subcritique ne présente pas de danger important au point de vue résonance mais il nécessite beaucoup plus de matière, est de réalisation assez délicate et long à échauffer ou à redroidir. Le passage de la fréquence propre de vibration correspond à la première vitesse critique, on aura intérêt à laisser l'arbre s'échauffer à une vitesse proche de la vitesse critique (marge de 10 à 15 %).
- Il existe plusieurs méthodes de calcul de la vitesse critique : méthode de Rayleigh, de Stodola.

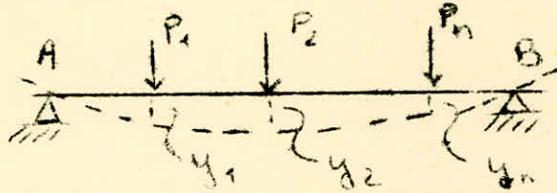
PRINCIPE DU CALCUL : Méthode énergétique.

La vitesse angulaire à l'approche de laquelle la flèche augmente de façon brusque et rapide, s'appelle en fait la vitesse critique.

Par conséquent le nombre de tours critique d'un arbre est facile à déterminer connaissant la flèche statique .

Considérons l'arbre soumis aux poids $P_1, P_2, P_3 \dots P_n$ qui provoquent les flèches $Y_1, Y_2, \dots Y_n$.

$$P_1 = g \cdot G_1.$$



Les déplacements pendant la vibration s'écrivent sous la forme :

$$y_1 \cos \omega t, \quad y_2 \cos \omega t \dots \quad \omega = \text{fréquence}$$

Pendant la flexion, l'arbre emmagasine une énergie potentielle qui s'écrit :

$$E_p = \frac{G_1 \cdot y_1^2}{2} + \frac{G_2 \cdot y_2^2}{2} + \dots$$

L'énergie cinétique due aux vitesses correspondant aux déplacements :

$$y_1, y_2, \dots, y_n \text{ est } = :$$

$$E_c = \frac{G_1 (y_1 \omega)^2}{2} + \frac{G_2 (y_2 \omega)^2}{2}$$

$$= \frac{\omega^2}{2} [G_1 y_1^2 + G_2 y_2^2 + \dots]$$

Le principe de conservation de l'énergie nous permet d'écrire :

$$\frac{G_1 \cdot y_1 \cdot g}{2} + \frac{G_2 \cdot g \cdot y_2}{2} + \dots = \frac{\omega^2}{2} [G_1 y_1^2 + G_2 y_2^2 + \dots]$$

$$\text{d'où } \omega^2 = \frac{g [G_1 y_1 + G_2 y_2 + \dots]}{G_1 y_1^2 + G_2 y_2^2 + \dots}$$

$$\text{et } \omega = \sqrt{\frac{g \sum_{i=1}^n G_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n P_i \cdot y_i}}$$

Marche à suivre :

- 1 - En premier lieu on détermine sur l'arbre des secteurs dont les poids sont appliqués en leur centre de gravité.
- 2 - On trace le diagramme des moments fléchissants, polygone funiculaire des forces (on aura auparavant tracé le polygone des forces).

- 3 - On considère le diagramme de flexion et on détermine les aires de chaque secteur qui représenteront des charges fictives.
- 4 - On trace le polygone des forces relatives aux charges fictives.
- 5 - Le polygone funiculaire qui n'est autre que la déformé statique de l'arbre est obtenue à partir du polygone des charges fictives.
- 6 - On calcule le nombre de tours critique de l'arbre par la formule :

$$n_c = 299 \sqrt{\frac{\sum G_i y_i}{\sum G_i y_i^2}} \quad \text{en } t_r / \text{min}$$

N.B. : On aura pris soin dans tout ceci de prendre des échelles adéquates, problème assez délicat. Tous les calculs sont notés sur les tableaux qui suivent :

A - Tableaux de valeurs pour le calcul de la vitesse critique corps HP :

1er Tableau : Calcul du nombre de tours critique
2ème Tableau : calcul des flèches.

- a) Détermination de la distance polaire, H₂, relative au polygone des charges fictives : on prendra un diamètre maxi de l'arbre 45 cm.

Le moment d'inertie sera :

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \approx 21000 \text{ cm}^4$$

acier courant pour $t^\circ = 400^\circ \text{ c}$; $E = 18.500 \text{ Kg/mm}^2$

alors $E I = 37,2 \cdot 10^{10} \text{ Kg/cm}^2$.

La distance polaire H'₂ sur le polygone des charges fictives est donnée par la formule :

$$H'_2 = \frac{EI}{q} = \frac{37,2 \cdot 10^{10}}{100 \cdot 10^5} = 37,2 \cdot 10^3 \text{ cm}$$

échelle choisie dans le tableau n° 2 et relative à la somme des forces :

$$R_i + \sum_{i=1}^n R_{i-1}$$

on prendra $q = 100 \cdot 10^5 \text{ Kgcm}^2/\text{cm}$

La longueur H'_2 ainsi obtenue est démesurément grande, aussi on adopte une nouvelle échelle.

On prendra $r = \frac{H'_2}{H_2} = 2.500$

$$H_2 = \frac{H'_2}{r} = 14,9 \text{ cm.}$$

b) Calcul de la vitesse critique

$$n_{c2} = 299 \sqrt{\frac{21535,8 \cdot 10^{-2}}{83681 \cdot 10^{-4}}}$$

on trouve

$$n_{c2} = 1520 \text{ tr/mn}$$

Cette vitesse critique est bien en dessous de la valeur de la vitesse en régime normal. La marge de sécurité sera donc largement respectée.

B - Tableau de valeur pour le calcul de la vitesse critique du corps MP - BP

- Les calculs sont analogues à ceux du corps H P.

$$\text{on trouve : } n_{c2} = 299 \sqrt{\frac{10269,35}{12008,5}}$$

$$n_{c2} = 2740 \text{ tr/mn}$$

On constate que dans ce cas une vitesse critique plus voisine de la vitesse de régime normal. La marge de sécurité apparaît ainsi assez restreinte mais elle est cependant appréciable.

La théorie du calcul des vitesses critiques par les méthodes décrites ci-dessus montre que ces vitesses sont calculées par excès. L'erreur ainsi trouvée accroît la marge de sécurité accordée à la machine.

Calcul de la Vitesse Critique

Corps H.P. Tableau n° 1

PM00273

Après p 76 (1)

1	2	3	4	5	6	7	8
SECTEUR	Poids G	Somme des poids du secteur donné + poids des secteurs précédents	Somme des poids du secteur avant le secteur donné Poids du secteur donné dans l'échelle des jantes	flèche sous la charge	Vrai Valeur de la flèche	$G \cdot y \cdot 10^3$	$G \cdot y^2 \cdot 10^6$
	en Kg	en Kg	en Cm	en Cm	10^2 cm	10^2 Kg cm	10^4 Kg cm ²
1	112,6	112,6	0,188	0,8	0,32	56	11,5
2	161	273,6	0,455	5,8	2,32	374	870
3	124,1	1514,6	2,52	9,45	3,66	455	1165
4	257	1771,6	2,85	9,85	3,94	1015	4000
5	257	2028,6	3,38	10,25	4,1	1055	4320
6	257	2285,6	3,81	10,6	4,24	1090	4620
7	257	2542,6	4,24	10,9	4,36	1120	4880
8	257	2799,6	4,66	11,1	4,44	1140	5060
9	257	3056,6	5,09	11,2	4,48	1155	5170
10	257	3313,6	5,52	11,3	4,52	1160	5240
11	257	3570,6	5,95	11,3	4,48	1160	5240
12	257	3827,6	6,37	11,2	4,44	1155	5170
13	257	4084,6	6,8	11,1	4,36	1140	5060
14	257	4341,6	7,23	10,8	4,24	1110	4800
15	257	4598,6	7,65	10,6	4,12	1090	4620
16	257	4855,6	8,1	10,3	3,94	1060	4360
17	257	5112,6	8,52	9,85	3,72	1015	4000
18	257	5369,6	8,95	9,3	3,48	956	3560
19	257	5626,6	9,37	8,7	3,24	896	3110
20	257	5883,6	9,8	8,1	2,96	838	2700
21	257	6140,6	10,23	7,4	1,72	1760	2250
22	998	7138,6	11,3	4,3	0,28	1720	2960
23	185	7323,6	12,2	0,7		51,8	

PM00973 Après p 76 (2)

1	2	3	4	5	6	7	8
SECTEUR	Diamètre de l'arbre	$\frac{d}{dx}$	$(\frac{d}{dx})^2$	Aire du secteur dans l'échelle de diagramme F	Aire transformée (charges fictives) $R = F \cdot (\frac{d}{dx})^2 \cdot \rho \cdot h \cdot d^2$	Somme des forces du secteur dans l'échelle de diagramme précédents & R	Somme des forces du secteur dans l'échelle de diagramme précédents dans l'échelle G
	cm	—	—	cm ²	—	kg. cm ²	—
1	50	2.08	13.7	0.6	81.5	81.5	0.431
2	40	1.56	5.9	10.90	48.4	531.5	2.86
3	60	1.04	4.16	11.23	156	727.5	5.64
4	52.5	1.19	2	8.05	125.7	855.2	6.27
5	52.5	1.19	2	5.99	81.5	940.5	6.7
6	52.5	1.19	2	8.18	131	1072.5	5.2
7	52.5	1.19	2	9.5	145	1222.5	6.4
8	52.5	1.19	2	9.92	148.5	1371	6.86
9	52.5	1.19	2	9.82	156.2	1524.2	7.65
10	52.5	1.19	2	16.50	254	1778.2	8.5
11	45	1.33	5.7	13.1	318	2456.2	10.8
12	45	1.33	5.7	16.55	417	2655.2	13.15
13	45	1.33	5.7	18.05	520	3455.2	15.15
14	45	1.33	5.7	19.155	55.2	3746.2	13.5
15	62.5	1	1	5.255	40.8	3766	12.1
16	45	1.33	5.7	2.158	15	3825	11.1
17	50	1.19	3.4	1.55	45.5	3920.5	10.6

Tableau n° 2

Calcul de la Vitesse Critique - Corps 13P

Calcul de la Vitesse Critique

Corps HP - Tableau n° 2

PM 00273
Après p 76(3)

1	2	3	4	5	6	7
SECTEUR	Diamètre de l'arbre . d.	$\left(\frac{d_{max}}{d_s}\right)^4$	Ris du secteur dans l'échelle de diagramme f	Ris transférée (charge fatigue) $R_p = f \left(\frac{d}{d_s}\right)^2 \cdot \sigma \cdot 10^8$	Somme des forces de sectionnement + forces des sections principales. Z.R.	Somme des forces de sectionnement + forces des sections principales dans l'échelle m
	cm	-	cm	Kg. cm ²	Kg. cm	-
1	35	2.75	1.25	26.2	26.2	0.262
2	45	1	36.4	284	310.2	3.10
3	42.5	1.26	12.88	126.5	432.7	4.36
4	42.5	1.26	7.84	72.1	508.8	5.08
5	42.5	1.26	7.47	75.5	534.5	5.34
6	42.5	1.26	7.93	78	662.3	6.62
7	42.5	1.26	8.2	80.6	742.9	7.42
8	42.5	1.26	8.33	81.9	824.8	8.26
9	42.5	1.26	8.34	82	906.8	9.06
10	42.5	1.26	8.35	82	988.8	9.88
11	42.5	1.26	8.38	82.4	1070.2	10.70
12	42.5	1.26	8.38	82.4	1155.6	11.56
13	42.5	1.26	8.25	81	1236.6	12.36
14	42.5	1.26	8.12	79.7	1316.5	13.16
15	42.5	1.26	7.93	77.8	1394.1	13.96
16	42.5	1.26	7.73	76	1470.1	14.7
17	42.5	1.26	7.53	72	1542.1	15.4
18	42.5	1.26	7.25	70.7	1612.8	16.2
19	42.5	1.26	7.15	70.5	1683.1	16.8
20	42.5	1.26	6.8	68.8	1748.9	17.50
21	42.5	1.26	6.77	69.7	1810.6	18.1
22	42.5	1.26	24.01	236	2046.6	20.44
23	32.5	3.62	1.44	40.6	2087.2	20.86

	1	2	3	4	5	6	7	8
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								
14								
15								
16								
17								
	Ray	Ray	-	cos	-	-	-	-
	80	80	0.145	0.6	0.095	1.45	0.695	
	490	490	0.96	2.8	0.431	211	91	
	970	1440	2.4	6.1	0.715	692	420	
	695	2145	3.6	6.4	0.95	630	685	
	170	2505	5.84	6.9	1.06	181	192	
	397	2802	4.9	1.5	1.16	460	549	
	407.5	5109.5	5.51	7.9	1.22	500	610	
	444	5555.5	5.92	8.5	1.41	582	165	
	544	4991.5	6.85	8.8	1.59	335	1000	
	410	4501.5	1.52	9.2	1.82	485	830	
	548	5055.5	8.45	9.5	1.48	800	1130	
	618	5352.5	9.95	9.2	1.42	460	1310	
	1158	6830.5	11.45	8.5	1.51	1490	1960	
	1990	8860.5	14.78	6.6	1.02	2050	2080	
	420	9280.5	16.47	4.2	0.65	242	178	
	134	9466.5	19.18	2.5	0.594	64.5	22.8	
	493	9621.5	16.2	4.8	0.2	54.4	5	

Calcul de la Vitesse Critique
Corps 13.P Tableau n° 1

1°/ Contrainte de torsion :

Le moment de torsion est donné par la formule :

$$M_t = 97600 \frac{N_i}{n} \cdot \frac{N_i}{n} \text{ en } \frac{Kw}{tr/mn} \text{ Puissance de l'étage.}$$

On détermine la contrainte pour chaque étage :

$$\tau = \frac{M_k}{2W}$$

W = moment de résistance.

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad d \text{ en cm.}$$

2°/ Contrainte de flexion :

On négligera en premier lieu la contrainte de traction due à l'effort axial relativement faible comparé à l'effort centrifuge.

$$\sigma = \frac{M_g}{W}$$

M_g = moment fléchissant déterminé sur le diagramme des moments fléchissants

$$M_g = m \cdot e \cdot p \cdot H_1 \quad \text{en } \text{kg. cm.}$$

m = 10 échelle des longueurs

p = 600kg/cm échelle des forces

h = 15cm distance polaire en cm.

z = ordonnée mesurée sur l'épure du diagramme des moments fléchissant.

3°/ Contrainte totale :

la contrainte tangentielle maximale est obtenue par :

$$\tau_{max} = \frac{1}{W} \sqrt{M_g^2 + M_k^2} \quad \text{en } \text{kg/cm}^2$$

Pour les valeurs des contraintes, voir les tableaux de valeur.

On prendra un coefficient de sécurité n = 7 à cause des concentrations des contraintes.

Re = 600 Kg/cm² par un acier allié (35 NC 6)

D'après les tableaux de calcul, la contrainte maximale τ_{max} est toujours inférieure à la résistance à la rupture R_p. Du point de vue résistance, l'arbre offre donc une assez grande sécurité.

Calcul de l'arbre à la résistance - Corps H.P.

Secteur	Diamètre en cm	Poissance N _i kW	Moment de Torsion de chaque Secteur 10^{-2} kg.cm Me	Moment de torsion du Secteur consi- déré + moment de Torsion des Secteurs Précédents 10^{-2}	M_e^2 $\times 10^{-10}$	Moment flechissant de chaque secteur 10^{-2}	M_f^2 $\times 10^{-8}$	Contrainte maximale σ kg/cm ²
1	35	-	-	-	-	4,05	16,4	15,3
2	45	-	-	-	-	25,2	635,04	28,2
3	42,5	4400	1434	143,4	2,06	45,9	2106,81	68,3
4	"	1977	644	207,8	4,3	50,4	2540,16	72,2
5	"	1978	645	272,3	7,42	52,2	2724,84	78,1
6	"	1993,75	650	337,3	11,28	54,9	3014,01	85,1
7	"	1986,29	647	402	16,15	56,7	3329,29	93,1
8	"	2015,80	650,5	467	21,8	57,6	3317,76	98
9	"	1922,38	625	529,5	28	57,6	"	103,6
10	"	1930,36	628	592,3	35,1	"	"	109,5
11	"	1941,27	631	655,4	43,1	"	"	115,9
12	"	1960,12	638	719,2	51,8	"	"	122
13	"	1940,99	598	779	60,5	"	"	128
14	"	1852,18	604	839,4	70,1	56,7	3214,89	135
15	"	1868,55	608	900,2	81	55,8	3113,64	142
16	"	1902,88	620	962,2	92,8	54	2916,00	151,3
17	"	1794,89	584	1020,6	104	51,3	2735,29	152
18	"	1840,55	599	1080,5	116,2	49,5	2450,25	156,8
19	"	1881,03	674	1141,9	131	46,8	2190,24	163,5
20	"	1941,8	632	1205,1	144,6	43,2	1866,24	169
21	"	2952,79	841	1283,2	164,9	40,5	1640,25	178,2
22	"	-	"	"	"	25,2	635,04	33,4
23	32,5	-	"	"	"	4,5	20,25	13,6

CALCUL DE L'ARBRE A LA Résistance - CORPS MP - BP

Secteur	Diamètre en cm	Moment de Torsion pour chaque Secteur M_t	Moment de torsion du Secteur consi- déré + moment de torsion des Secteurs Précédents. 10^3	$M_t^2 \cdot 10^{-13}$	Moment fléchissant de chaque Secteur. 10^4	$M_f^2 \cdot 10^{-6}$	Puissance N_i kW	Contrainte Maximale τ kg/cm ²
1	30	-	1289,2	1,649	3,12	9,73	-	480
2	40	-	"	"	17,2	295,8	-	206
3	60	-	"	"	35	122,8	-	73
4	52,5	52 300	1341,5	1,81	42,8	1832	1607	98
5	"	"	"	"	45,2	2043	1607	99
6	"	59 000	1400,5	1,961	46,8	2190	1810,5	103
7	"	62 000	1462,5	2,14	50	2500	1898,6	108
8	"	55 800	1518,3	2,3	51,8	2652,25	1714	112
9	"	60 500	1578,8	2,49	53	2809	1857	116
10	"	"	"	"	53,8	2894	"	118
11	45	30 800	1609,6	2,59	53	2809	946	190
12	"	33 200	1642,8	2,7	49	2401	1019	192
13	"	47 200	1690	2,86	48,3	2333	1448	198
14	"	54 800	1744,8	3,04	39	1521	1681	208
15	62,5	"	"	"	25,7	660,5	"	73
16	45	"	"	"	18	324	"	137
17	36	"	"	"	7,8	60,8	"	380

ENVELOPPE

La turbine à vapeur comporte un corps, ou stator qui est construit de façon à être capable, en régime normal, de supporter sans déformation sensible, l'importante différence entre la pression qui règne, en particulier dans les étages haute-pression, et l'atmosphère ambiante. Ce corps doit, par ailleurs être capable de s'accommoder des différences de température inévitables entre les différents étages.

En ce qui concerne tout d'abord, les différences de pression, il y a lieu de noter que pour des raisons de facilité d'exécution de montage et de démontage, les stators possèdent un joint horizontal. En d'autres termes, le stator est construit en deux pièces, inférieure et supérieure, raccordées dans le plan horizontal passant par l'axe de rotation. Le raccordement s'effectuant métal sur métal. Les efforts d'écartement des deux demi-stators, du fait de la pression intérieure, sont encaissés par une ligne de boulons à axe vertical, s'appuyant sur les brides de chacun des demi-stators. Pour éviter toute fuite le long de la surface de contact des brides, on donne aux boulons un serrage à froid suffisamment énergique.

La fixation des demi-stators est étudiée de manière à assurer un centrage parfait de l'axe des diaphragmes et de l'axe de l'arbre. La position de la partie mobile étant fixée par les paliers, il suffit d'assurer un alignement correct de l'axe du stator par rapport à ces derniers.

Il faut remarquer la forme légèrement conique de l'enveloppe, ce qui fournit une répartition uniforme de la sollicitation des boulons et permet l'emploi de brides plus larges et plus hautes, sur lesquels les goujons filetés du joint de séparation sont vissés le plus près possible de l'intérieur de la demi-enveloppe inférieure. De cette façon, d'une part, les sollicitations dans les brides et les boulons restent faibles, d'autre part, les contraintes thermiques supplémentaires ou démarrage sont comprises dans des limites admissibles, car les tiges des goujons filetés vissés s'échauffent relativement vite grâce à la bonne conduction de la chaleur dans le filetage tandis que, dans le cas des boulons filetés continus, la mauvaise transmission de la chaleur par les quelques points de contact situés à l'extrémité du boulon et sur l'écrou, engendre de plus grandes différences de température entre

Il faut remarquer de plus, qu'entre les goujons filetés et leurs écrous il est prévu encore une douille pour diminuer l'influence des différences inévitables de dilatation thermique.

LES ROTORS

On est amené à utiliser dans les étages à haute pression, un rotor monobloc. En effet, les diamètres des étages étant petits, le rotor est forgé d'une seule pièce. Les disques des étages étant usinés dans la masse font en sorte que les disques et l'arbre forment une seule pièce forgée. Cette configuration du rotor n'offre nulle part d'accumulation nuisible de la matière et s'équilibre rapidement avec les variations de température de la vapeur, en raison de la grandeur des surfaces baignées par la vapeur, de sorte que l'on évite les répartitions inégales de température dans le rotor et les déformations thermiques qui en résultent.

Ceci, nous permet aussi d'obtenir un moindre écartement des étages, ce qui permet le raccourcissement de la distance entre paliers. Ceci permet aussi une réduction notable des dépenses d'usinage.

Par contre, le rotor MP et BP est constitué par des disques usinés isolement, mais assemblés mécaniquement par clavetage. Les deux modes de construction possèdent évidemment chacune des avantages et des inconvénients les uns relatifs au rendement, les autres aux dépenses d'usinages. Pour allègement du rotor on prévoit un évidement intérieur de l'arbre.

PALIER

On a deux genres de paliers : Les paliers porteurs et les paliers de butée.

Les pertes mécaniques de la turbine consistent dans le travail dépensé dans les paliers porteurs et de butée ainsi que dans celui employé à l'entraînement de la pompe à huile et du régulateur.

Les paliers porteurs au nombre de 4 (2 pour le rotor ^{HP} et 2 pour MP et BP) sont du type à coussinets lisses avec revêtement autifriction, graissage par circulation d'huile sous pression.

Les paliers porteurs sont constitués par deux demi coussinets en bronze autifrictionnés fixés respectivement aux demi-cages supérieures et inférieures.

Il est à remarquer que l'on doit veiller à ce que l'enveloppe soit fixée aux supports de paliers de telle façon qu'elle ne soit pas gênée dans ses dilatations thermiques, lors des variations de température et que sa position par rapport au rotor qui se dilate ou se contracte également sous l'influence des variations de température ne change pas de façon inadmissible. Quoique les dilatations thermiques des matériaux employés pour l'enveloppe et le rotor dans le domaine HP soient approximativement les mêmes, l'échauffement ou le refroidissement du rotor se font cependant à une vitesse différente de ceux de l'enveloppe, lors des fortes variations de charge et lors du démarrage ou de l'arrêt. De ce fait, il est judicieux de faire porter l'enveloppe sur les appuis d'avant et d'arrière par l'intermédiaire de deux pattes, pour chacune, à droite et à gauche des paliers de l'arbre. De plus, la hauteur des supports est faible car on doit permettre à l'appui tout entier de pouvoir se déplacer sur sa plaque de fondation.

Enfin, la disposition des points fixés de l'enveloppe et du rotor dans le sens axial, n'est pas sans importance. L'enveloppe et le rotor doivent être fixés dans leurs positions relatives et par rapport aux paliers de façon à ce que toutes leurs dilatations dans le sens axial et dans le sens radial se fassent en concordance.

On a donc, choisit une plaque d'appui appropriée pouvant faciliter le glissement des pattes sur le support de palier.

On prévoit la possibilité d'une légère dilatation transversale pour guider cette dernière, on fixe le plan vertical de l'arrière sur la fondation au moyen d'une clavette verticale.

Comme matériau, on a utilisé un 25 NC D 8.

.../...

La cage inférieure est venue de coulée avec le demi stator.

La cage supérieure recouvre la cage inférieure par joint, celui des demi-coussinets.

Les paliers de butée ont pour but :

a) de régler et maintenir constamment la position du rotor par rapport au stator,

b) d'absorber la poussée longitudinale qui pourrait encore subsister, malgré les systèmes d'équilibrage.

Ils permettent un léger déplacement axial au rotor, appelé jeu de graissage ou "jeu de butée".

La poussée axiale (faible dans les turbines à action) est équilibrée par des paliers (au nombre de 2) du type Michell.

Le palier à butée se compose d'un collet, venu de forge avec l'arbre s'appuyant sur des bagues en bronze rigides. Le collet étant mobile et les potins fixes.

Pour éviter l'usure rapide du collet de l'arbre et son éventuel grippage en cas de manque d'huile, les patins plus facilement remplaçables seront autifrictionnés sur leur surface de contact.

- ETANCHEITE AU NIVEAU DE L'ARBRE.

Dans notre turbine, on utilise une pression élevée; pour que ceci soit retable; il faut assurer une obturation efficace à l'extrémité H.P. de la turbine.

On utilise alors une garniture d'étanchéité à labyrinthes. Ce type de garniture est le plus fréquemment employé.

Le principe fondamental des garnitures d'étanchéité à labyrinthe, consiste à annihiler par des élargissements brusques de la section de fuite et par des chicanes, donc en tous cas par des tourbillons prenant naissance de la vitesse engendrée dans le jeu de chaque organe d'étanchéité. Plus les intervalles sont étroits et plus le tourbillonnement est efficace, donc meilleure est la garniture d'étanchéité sous le rapport des pertes de vapeur.

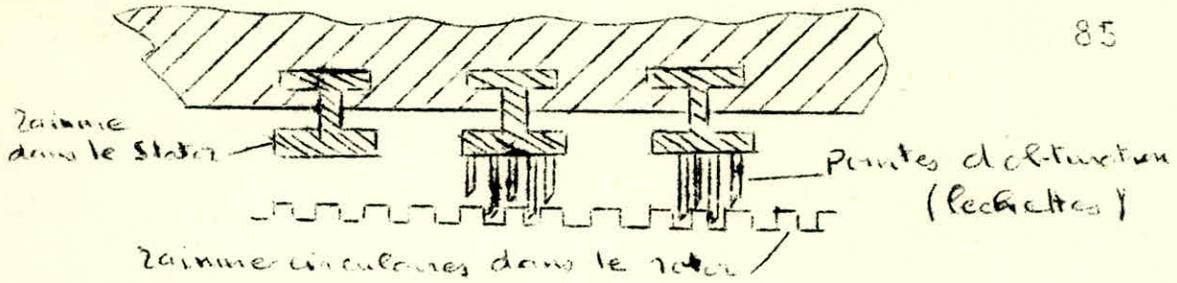
L'expérience montre que la perte par les garnitures d'étanchéité est approximativement proportionnelle à l'inverse de la racine carrée du nombre d'organes d'étanchéité, on peut donc la réduire notablement en multipliant leur nombre.

Dans tous les cas qui se sont présentés; nous avons "adopté la forme la plus simple du labyrinthe; c'est à dire celle dans laquelle les pointes d'obturation (joint à bout pointu) sont prévues sur la partie fixe et ajustées avec le jeu minimum possible sur l'arbre lisse.

Les garnitures d'étanchéité extérieures sont pourvues de pointe de soutirage, reliés à des prises de soutirage non réglées pour réchauffage de l'eau d'alimentation.

Il est évident que les garnitures d'étanchéité à labyrinthes ne peuvent pas être parfaitement étanches.

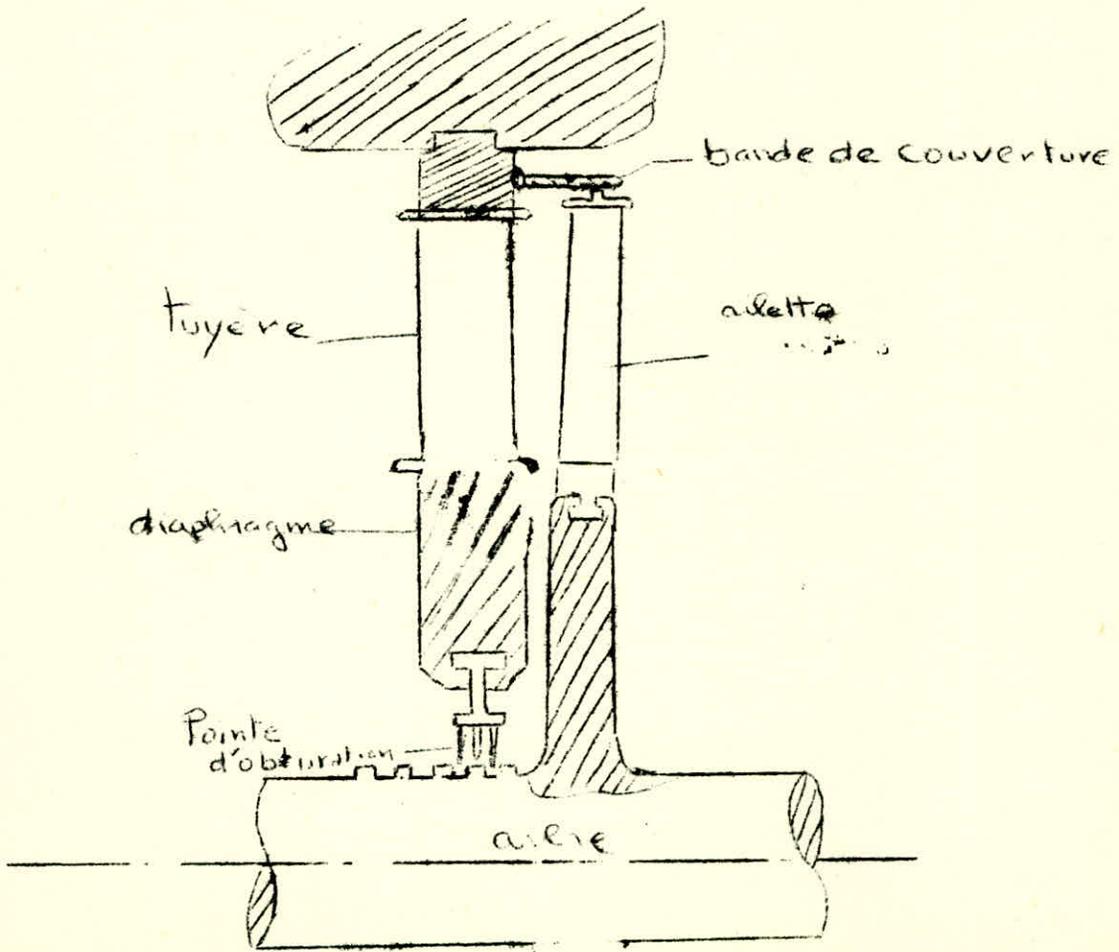
Dans les chambres ainsi constituées, règnent des pressions progressivement décroissantes. Il est indispensable qu'un jeu suffisant soit maintenu entre les pièces fixes et l'arbre car tout contact pourrait avoir des graves conséquences. On ne peut donc s'opposer à l'existence des fuites à travers ces jeux, fuites qui provoquent naturellement une perte d'énergie qu'il s'agit de réduire au minimum.



- ETANCHEITE AU NIVEAU DES AILETTES.

La tête de l'ailette a pour rôle d'obturer l'intervalle quelle que soit sa forme. Dans notre cas; les pertes par intervalle étant relativement réduites, car c'est une turbine à action, l'obturation se fera dans le sens axial.

On soude sur le diaphragme des bandes de couvertures, dépassant vers les ailettes, et les pièces intercalaires (cas du corps HP et MP) munie d'une ou de plusieurs pointes d'obturation.



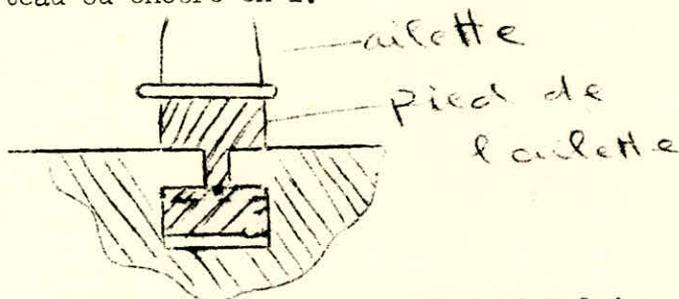
Les demi-diaphragmes se logent dans une rainure creusée dans le stator. Leur entraînement en rotation sous l'effet de la réaction de la vapeur qui se détend dans les tuyères qu'ils supportent, est empêché soit par clavettes, soit par plaques d'arrêt vissées dans les couronnes et prenant appui dans des encoches prévues dans les demi-stators.

LES AILETTES

- Fixation au rotor.

On doit toujours apporter à la fixation des ailettes au rotor la plus grande attention.

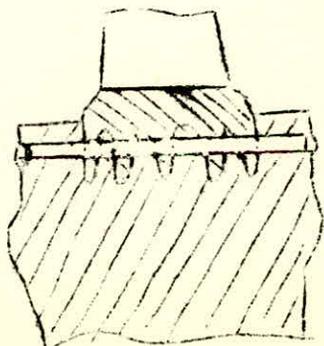
Dans notre cas, dans les corps HP et MP, on a un procédé à action, sollicitations élevées, on prévoit des ailettes sans pièce intercalaire à pied en tête de marteau ou encore en I.



Le talon en forme de I, s'emmanche dans une gorge circulaire creusée à la périphérie du disque et de forme intérieure appropriée pour permettre la tenue de l'ailette sans jeu.

Pour introduire le talon, un passage est prévu, qui, obturé enfin d'opération par un système de cales spéciales.

Dans le corps BP; les ailettes sont enfourchées et risées à la périphérie des roues. On peut avoir un double enfourchement, triple ou encore quatre enfourchements.



Dans les étages BP; du fait que l'on a de la vapeur humide; on peut représenter, d'une façon simplifiée, comme suit l'effet de l'écoulement irrégulier du mélange vapeur-eau. Les goulettes naissantes sont animées d'une vitesse inférieure à celle de la vapeur, de sorte qu'elles vont bombarder le dos des aubes mobiles dans la direction de leur vitesse relative. La force centrifuge entraîne les gouttes d'eau vers la périphérie, à la tête des ailettes; là leur espèce de martèlement se marque sur la matière des ailettes par de la rugosité, une érosion plus ou moins forte et toujours d'une façon à laquelle on ne peut se méprendre, à l'arête d'entrée du dos de l'ailette et, d'une façon plus accentuée, au voisinage de la tête de l'ailette .

Pour éviter ceci; il faudra donc purger l'eau aussi complètement que possible.

Pour éviter d'avoir à changer les ailettes, lors des révisions de la turbine, celles-ci possèdent des bandes de protections contre l'érosion facile à changer.

R E G U L A T I O N

La vapeur doit traverser un certain nombre d'obstacle avant d'atteindre le premier distributeur.

On a :

- 1/ La soupape d'arrêt. Elle est ouverte ou fermée. Son fonctionnement est assuré par de l'huile de graissage à une certaine pression. La fermeture de la soupape d'arrêt est rapide et automatique en cas de survitesse (en général 10% au-dessus de la vitesse normale).
- 2/ La soupape d'admission. C'est une soupape équilibrée commandée par un mécanisme à cannes et à huile sous la dépendance d'un régulateur.

Le réglage à l'admission de vapeur suivant la puissance demandée se fait par laminage au passage de la soupape d'admission. L'ouverture maximale de cette soupape correspond à la marche dite économique.

La soupape d'admission se ferme automatiquement en cas de survitesse (10% au-dessus de la vitesse normale).

Une soupape d'admission est prévue à l'entrée du corps MP. Elle a pour rôle de régler le débit de vapeur à laisser entrer dans le corps MP en fonction du soutirage que l'on veut obtenir à la sortie du corps MP.

G R A I S S A G E

Etant donné la très grande vitesse de rotation de la turbine, qui ne repose que sur deux paliers (pour chaque arbre), et le danger que présenterait l'affaissement d'un rotor ou son déplacement longitudinal, un graissage intensif et sérieusement étudié s'impose. Ainsi, il faudra prévoir l'existence d'un coin d'huile entre les surfaces frottantes pour éviter tout contact métallique source d'usure et d'échaffement. Sa disparition, soit par insuffisance de graissage, soit par montage défectueux, risque de compromettre la sécurité de l'appareil moteur, par affaissement des rotors ou déplacement longitudinal excessif qui auraient pour effet le contact des pièces mobiles avec les pièces fixes, et leur destruction rapide.

Le circuit de graissage aura donc pour but :

a/ De lubrifier les organes suivant :

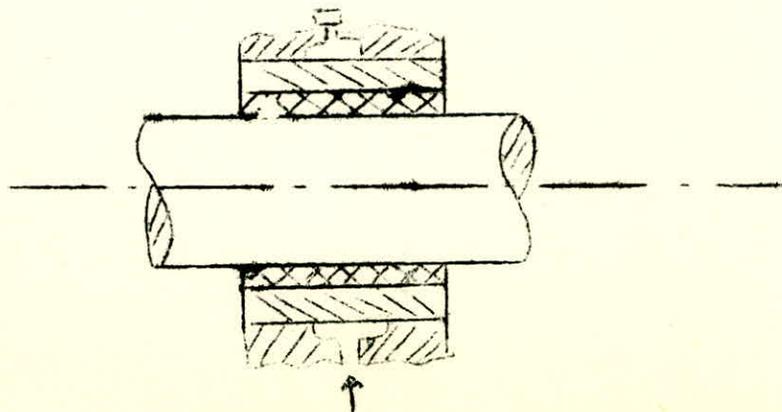
- paliers lisses
- paliers de butée
- accouplement flexible.

b/ De réfrigérer les organes précédents.

- CONTROLE DU GRAISSAGE.

Le contrôle du graissage est d'une importance capitale. On trouvera donc sur chaque palier :

- Un manomètre
- Un thermomètre qui indique la température de l'huile soit dans la chambre qui entoure les coussinets, soit dans une cavité extérieure, faisant corps avec le demi coussinet inférieur, où s'écoule l'huile qui a servi à la lubrification.



.../...

-- CONCLUSION --

L'étude qui a été faite ne se veut pas d'être une étude complète. Elle ne donne qu'un aperçu des difficultés que l'on rencontre dans la construction des turbines à vapeur.

Elle pose le problème mais n'en donne pas toujours tous les détails. Plusieurs problèmes ont été effleurés ; leur résolution demandant un temps assez long : à savoir le calcul de l'économie en fonction des pertes hydrauliques, l'étude mécanique complète de tous les systèmes de liaison, le calcul des accessoires de la turbine (pompes, paliers...) etc.

Pour passer au côté pratique de l'étude, il n'est pas besoin de rappeler que l'expérience joue un grand rôle dans toute conception de machines. Le projet ne se veut donc pas d'être une étude parfaite, oeuvre d'Ingénieurs spécialisés dans le domaine en question, mais simplement une esquisse rapide d'un avant-projet de turbines à vapeur.

Cependant on a fait de notre mieux pour cerner tous les problèmes qui se sont posés à nous et présenter ainsi une étude quelque peu valable.

On remercie par la même des gens assez expérimentés dont les conseils nous ont été très bénéfiques.

--- BIBLIOGRAPHIE ---

- Cours de Monsieur YAKIMOV
- La turbine à vapeur moderne par EA KRAFT
- Cours de turbines marines Tome I & II A. MICHELON
- Turbines à vapeur et à gaz L. VIVIER
- Éléments de construction à l'usage de l'ingénieur.
G. LEMASSON
A. L. TOURANCHEAN
- Thermique Générale - Edition MIR (Moscou)
- Tableaux Thermodynamiques - M.P. VUKALOVIC

== TABLE DE MATIÈRES ==

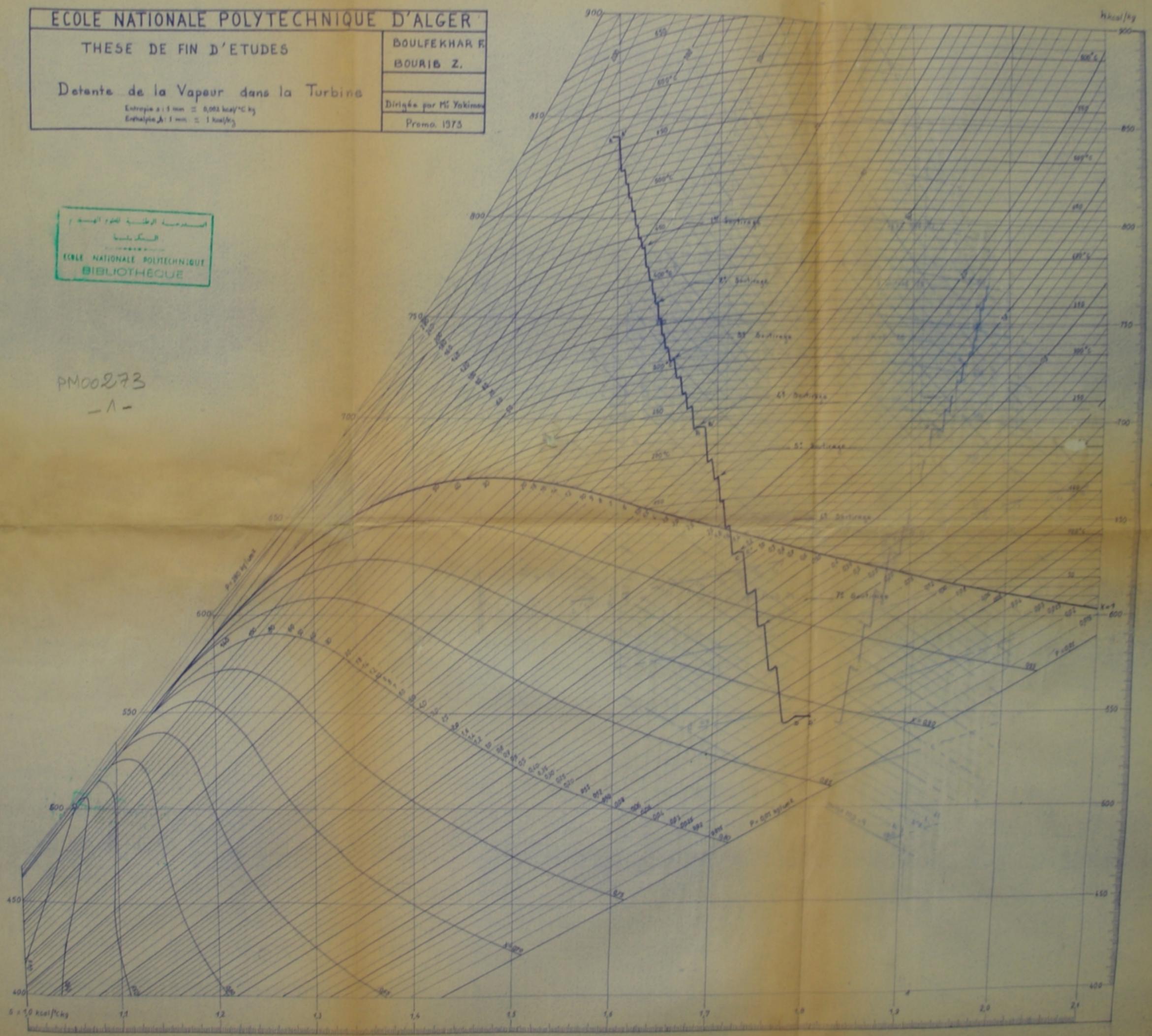
	<i>Pages</i>
1- Introduction	1
2- Généralités	2
3- Données	6
4- Calcul thermique de la turbine	
1- Cycle de la vapeur	7
2- Loi du laminage de la vapeur	9
3- Détente réelle dans la turbine	12
5- Bilan thermique des échangeurs	
1- Calcul de la température de l'eau d'alimentation à l'entrée de la chaudière	16
2- Bilan thermique des échangeurs	20
6- Détermination de la consommation de la vapeur à différents régimes	29
7- Vérifications de l'économie due à la récupération	
1- Economie dans le cas d'un nombre infini d'échangeurs	32
2- Variation de l'économie avec p_0 et t_{ea}	33
3- Variation de l'économie avec le nombre d'échangeurs	34
4- Tableaux de valeurs - Graphes	35
8- Calcul des étages	
1- Corps HP	44
a) Etage curtis	
- Variation du rendement interne en fonction du rapport $X_1 = \frac{U}{C_1}$	44
- Calcul définitif de l'étage	46
- Calcul du joint d'étanchéité en tête de la turbine	51
b) Calcul des étages non réglés	53
- Principe du calcul	53
- Répartition des étages- tableau de valeurs	57

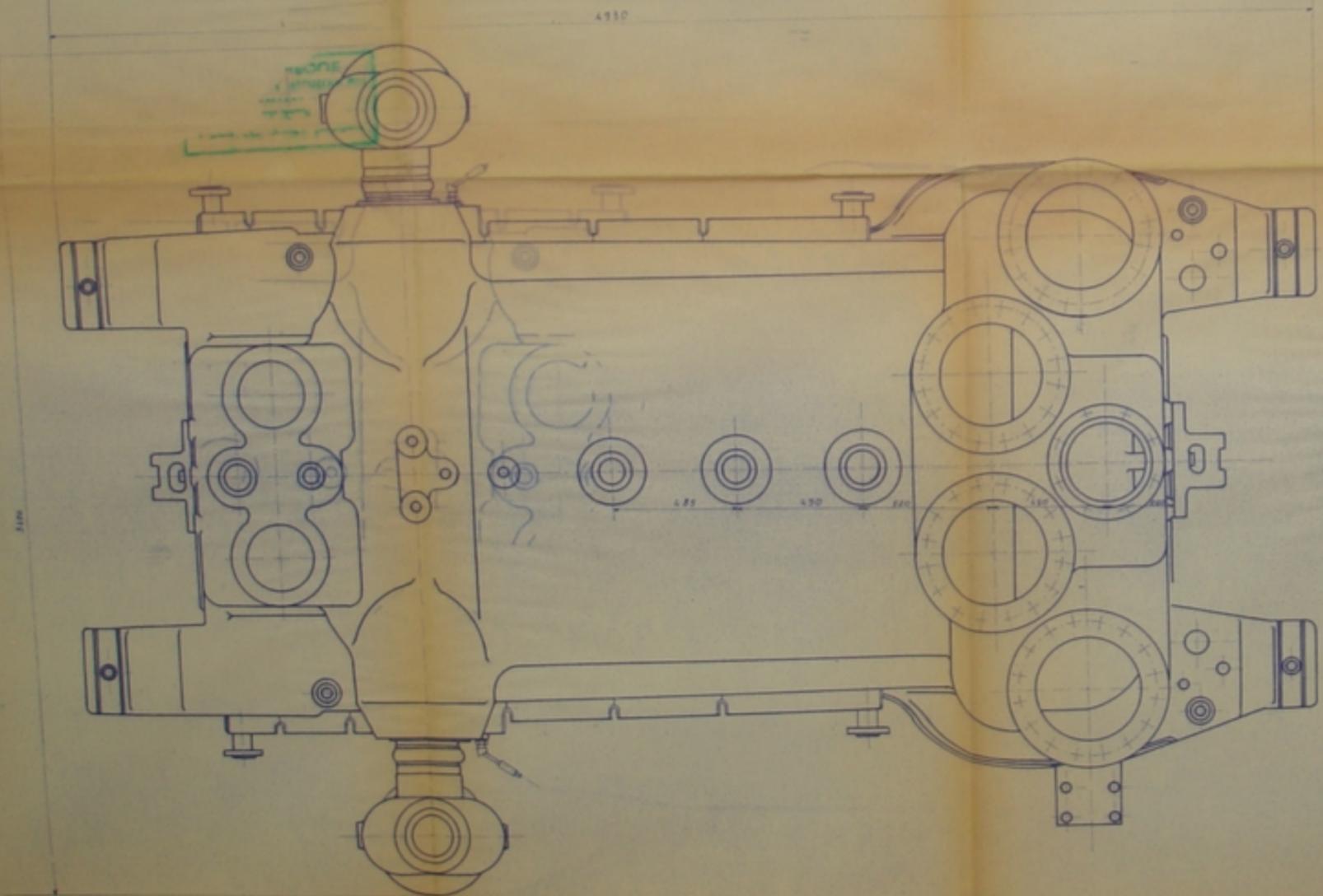
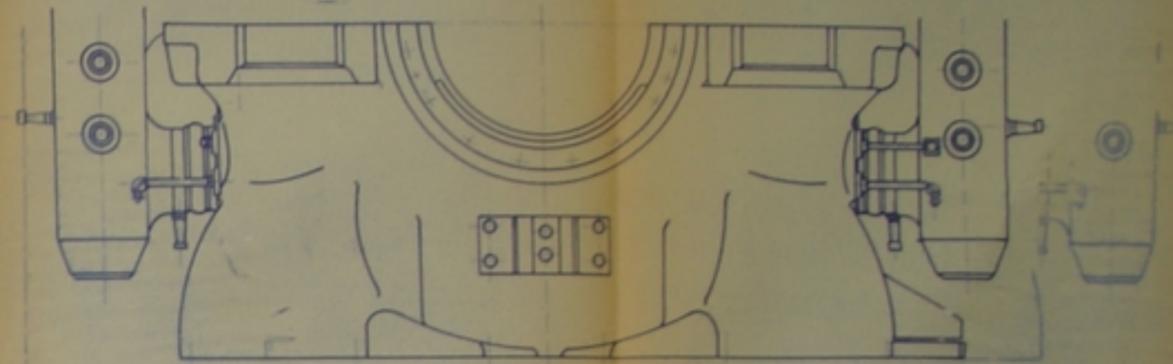
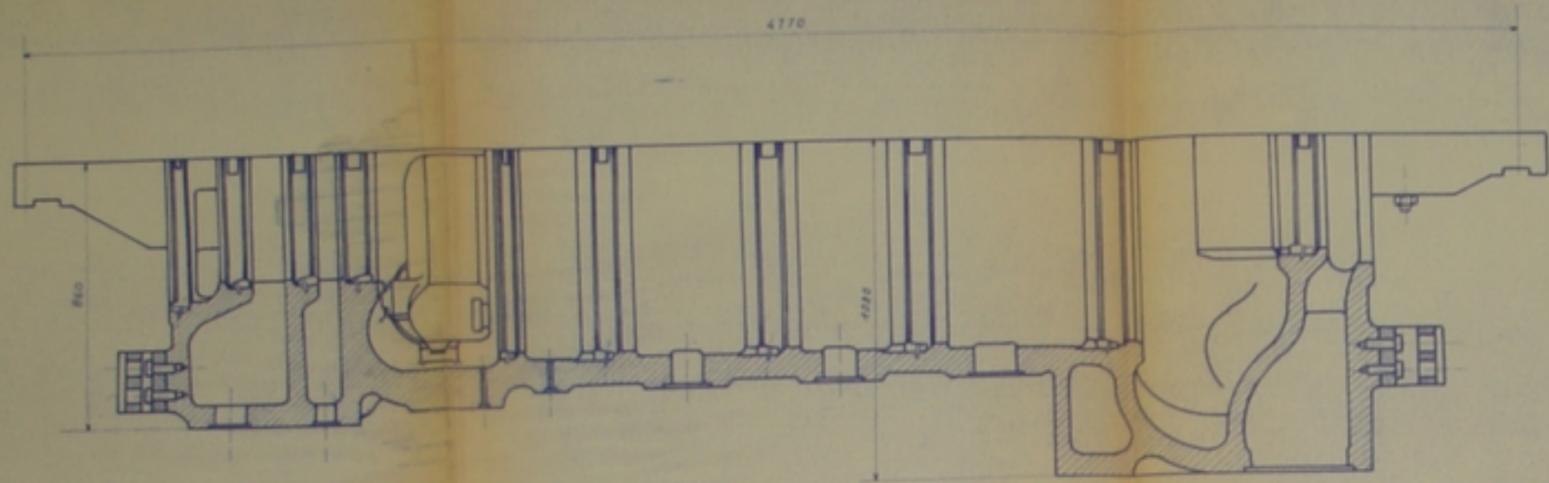
2- Corps MP	
1-Calcul de l'étage curtis	58
2-Calcul des étages non réglés	63
3- Corps BP	
1- Calcul de l'étage curtis	65
2- Calcul des étages non réglés	70
9- Calcul de l'arbre	
1-Calcul de la vitesse critique	73
2-Calcul de l'arbre à la résistance	77
10- Etude constructive	
1-Enveloppe	79
2-Rotors	81
3-Paliers	81
4-Etanchéité	84
5- Tenue des demi-diaphragmes dans le stator	86
6-Fixation des ailettes au rotor	86
7-Protection des ailettes contre l'érosion	87
8- Régulation	87
9- Graissage	88
11-Conclusion	89
12- Bibliographie	90
13-Table des matières	90

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
 THESE DE FIN D'ETUDES
**BOULFEKHAR F.
 BOURIB Z.**
 Dirigée par M^r Yakimov
 Promo. 1973
 Entropie s : 1 mm = 0,002 kcal/°C kg
 Enthalpie h : 1 mm = 1 kcal/kg

المكتبة الوطنية للعلوم والتقنية
 المكتبة
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE

PM00273
 - 1 -

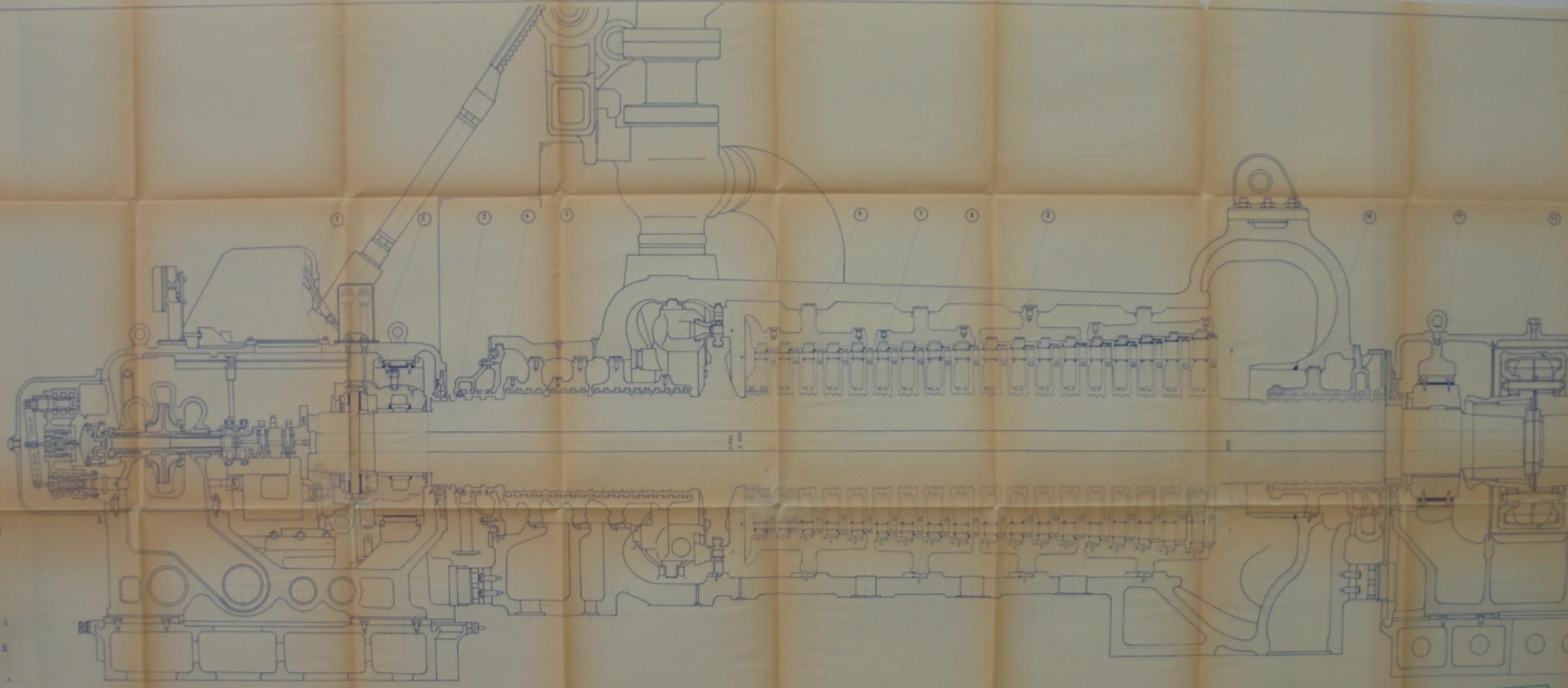




المكتبة الوطنية
 الجزائر
 بناية وزارة التعليم
 بليدية
 بناية وزارة التعليم
 بليدية

PM00273
 - 2 -

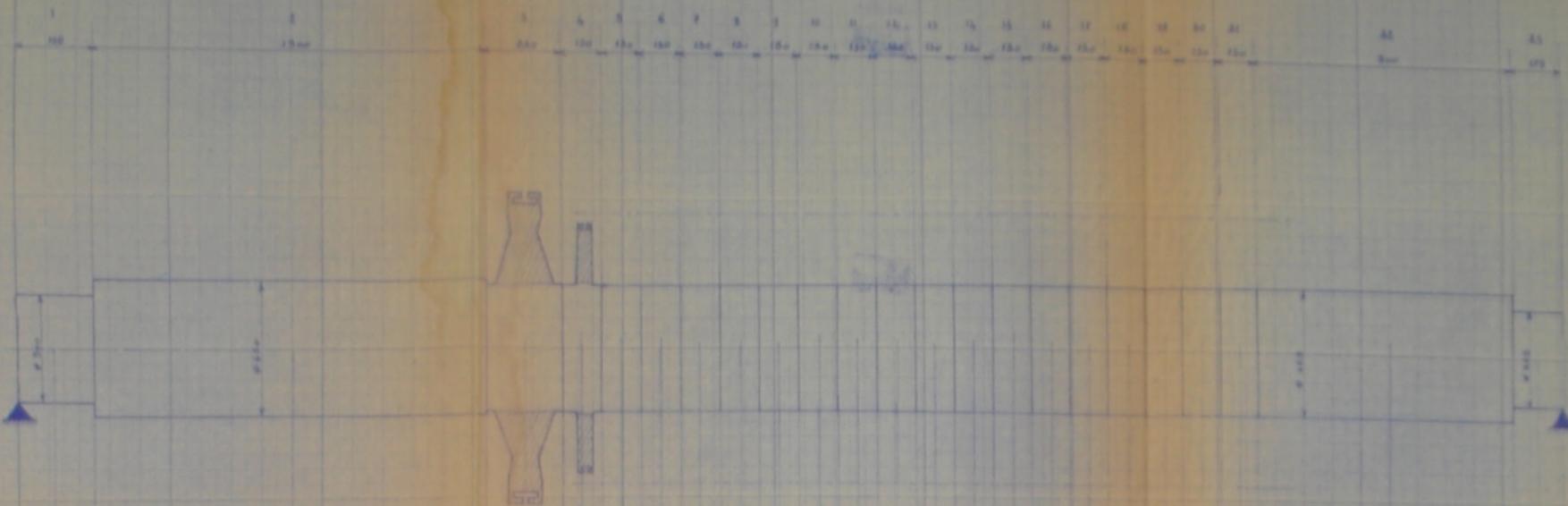
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER PROJET DE FIN D'ETUDES TURBINE A VAPEUR 50 MW ENVELOPPE DU CORPS HP		EDUARD BOULFENACHE Revisé par MC 08/08/75 PROMO 1975 Echelle : 1/40
--	--	---



- 100 -
 100
 100
 100

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
 INSTITUT DE RECHERCHES
 EN MÉCANIQUE
 TRAVAIL DE FIN D'ÉTUDES
 CORPS HAUTE PRESSE

CALCUL DE L'ARBRE - VITESSE CRITIQUE - CORPS HP

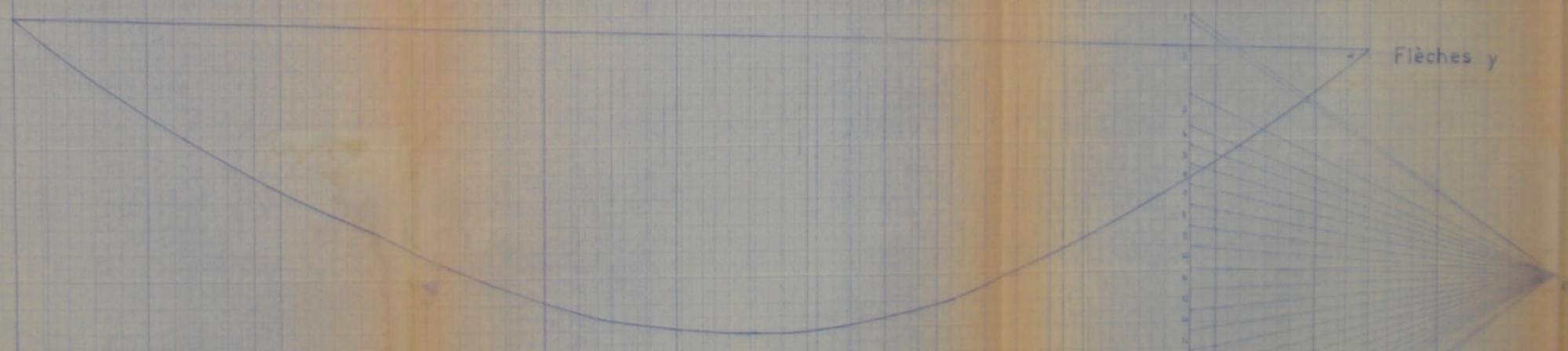


Échelle des longueurs : 1 cm = 10 cm
 Échelle des forces : 1 cm = 100 N
 Échelle des moments : 1 cm = 100 N·m
 Pour les Déformations : 1 cm = 1 mm

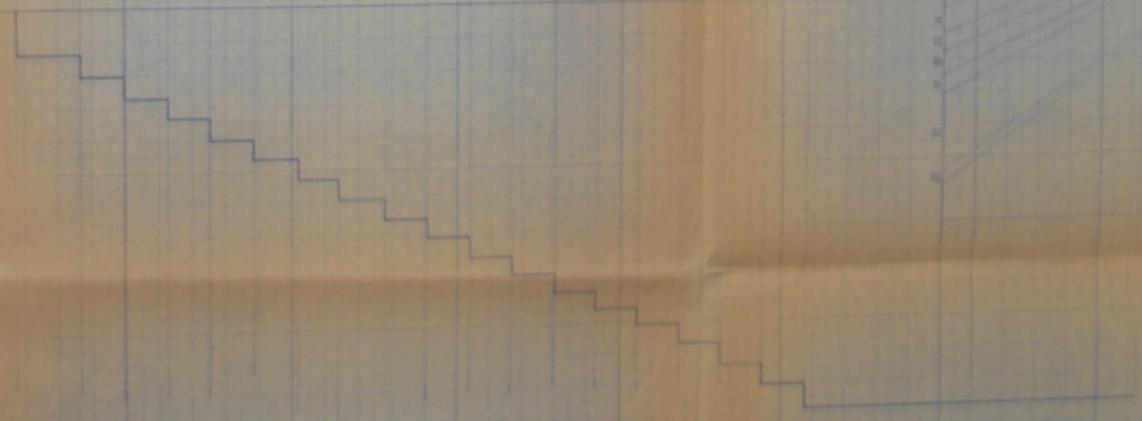
M_x



Flèches y

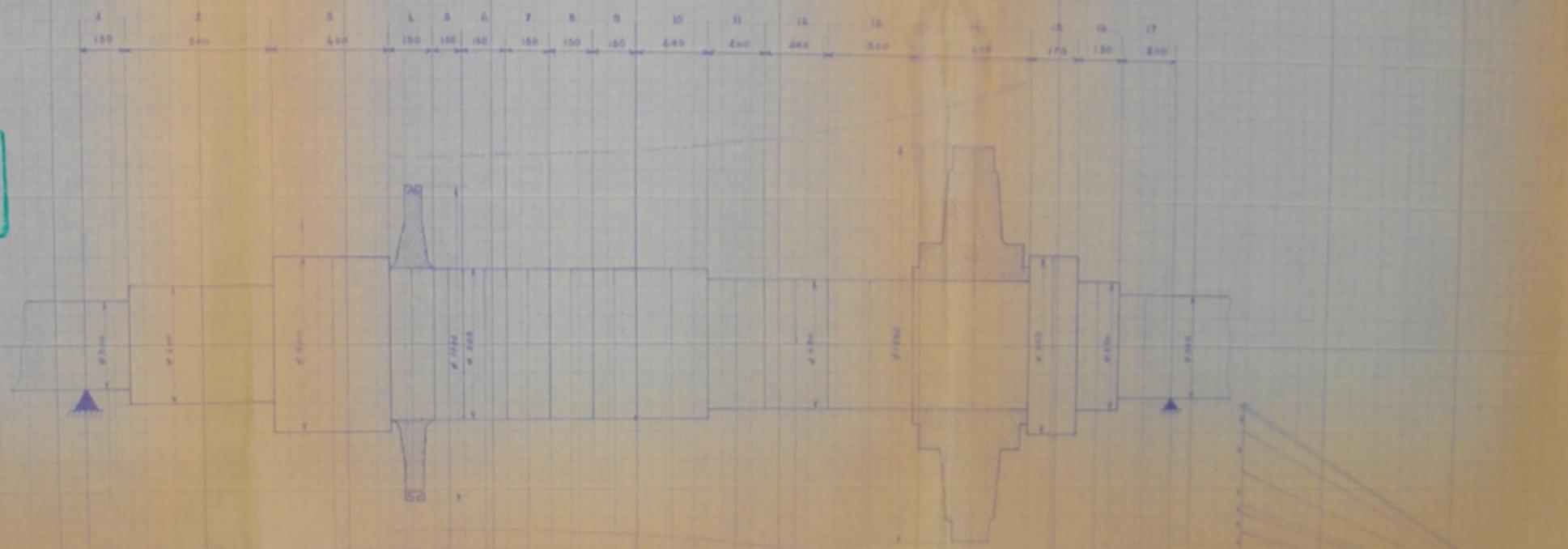


M_y



CALCUL DE L'ARBRE - VITESSE CRITIQUE - CORPS MP 13P

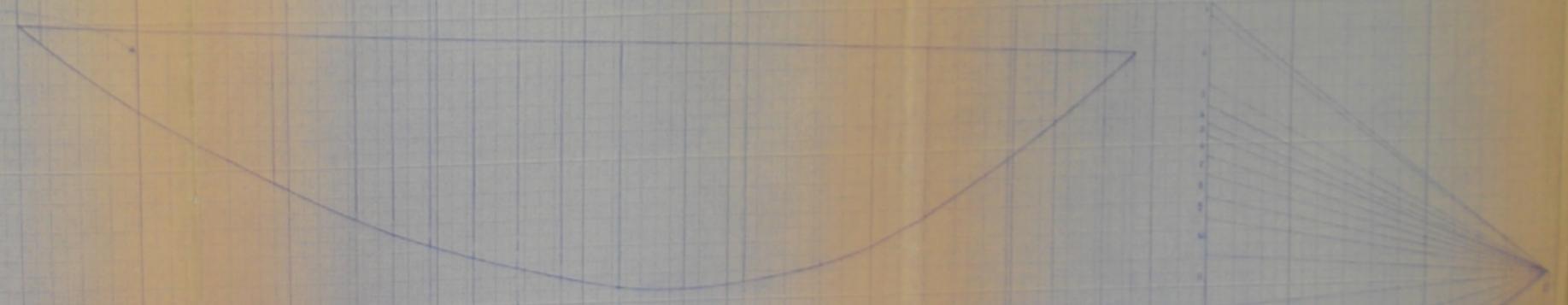
جامعة الزيتونة
 كلية
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE



(M_g)



Flèches y



(M_t)

$M_t = 1000 \cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{cm}$

