

10/81

Les

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

U.S.T.H

ECOLE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

TURBINE A VAPEUR A
CONTRE PRESSION 4MW

1981

PROPOSE PAR :
R. SMETNY SOWA
MAITRE-ASSISTANT

ETUDIE PAR :
B. NABTI

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

U.S.T.A

ECOLE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

**TURBINE A VAPEUR A
CONTRE PRESSION₄MW**

PROPOSE PAR :
R. SMETNY SOWA
MAITRE-ASSISTANT

ETUDIE PAR :
B. NABTI

REMERCIEMENTS .

Je tiens à remercier vivement tout le corps enseignant pour la formation reçue, tout au long de ma scolarité. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde reconnaissance.

Je tiens à remercier particulièrement,
Mr: ROMUALD SMETNY SOWA, dont les conseils m'ont beaucoup aidés dans l'élaboration de ma thèse de fin d'études.

DEDICACES

Je dedie, cette étude à:
mes parents,
mes frères et ma sœur,
et à tous ceux qui ^{mé} sont chers.

SUJET

Pression d'admission : 35 bars

Pression d'échappement : 5 bars

Température à l'admission : 435°C

Puissance effective : 4 MW

Vitesse de rotation : 3000 tr/min

INTRODUCTION

La turbine à étudier sera destinée pour des usines industrielles pour l'entraînement d'un alternateur.

On trouve généralement ce type de turbine dans des sucres par exemple.

La première partie de cette étude, basée surtout sur un point théorique qui traite de l'essentiel pour une meilleure compréhension du fonctionnement des machines.

La deuxième partie traite surtout l'étude constructive de la turbine. Cette étude est axée sur un exemple de turbine de 4 MW. Dans la réalisation de ces machines le constructeur est appelé à affronter des problèmes extrêmement divers qui font appel à la résistance des matériaux, des vibrations, de la thermique de l'expérience aérodynamique ainsi qu'aux techniques de fabrication les plus diverses.

I Généralités:

L'énergie (ou encore le travail) peut se présenter sous divers aspects. Nous connaissons, par exemple, l'énergie électrique, l'énergie mécanique, chimique, thermique, ...

Cette dernière énergie (thermique), contenue dans une vapeur est représentée par son enthalpie. Par conséquent, le problème posé pour l'emploi d'une turbine consiste à utiliser l'enthalpie de la vapeur pour produire de l'énergie mécanique. Nous savons d'autre part que la vapeur ne peut pas transformer toute son enthalpie en énergie mécanique (se rappeler le rôle de la source froide de tout cycle).

- Pour la vapeur l'énergie mécanique sera de l'énergie cinétique (ou encore de l'énergie de Mouvement) caractérisée par la vitesse d'une certaine masse de vapeur.

Dans une turbine, la vapeur est détendue dans des canaux fixes à section variables, appelés "tuyères".

Au cours de ce passage, la vitesse s'accroît tandis que l'enthalpie diminue. C'est cette énergie thermique de la vapeur caractérisée par la vitesse qui sera utilisée dans la turbine.

* Classification des turbines à vapeur.

Les turbines à vapeur peuvent être classées

a) par la forme de la veine à vapeur:

- Turbines Axiales: L'écoulement de la vapeur se fait selon un lône ayant même axe que la turbine.
- Turbines Radiales: L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaire à l'axe de la turbine.

b) par le nombre d'éléments de la turbine.

- Turbines élémentaires ou à une seule zone ou monocellulaires.
- Turbines à éléments multiples ou à plusieurs zones ou multicellulaires.

c) par le lieu où s'opère la transformation "énergie thermique - énergie mécanique"

- Turbines à Action dans lesquelles la transformation se fait uniquement dans les aubages fixes.
- Turbines à réaction dans lesquelles la transformation se fait à la fois dans les aubages fixes et les aubages mobiles.

On peut aussi classer les turbines selon d'autres caractéristiques, mais les classifications les plus importantes sont celles citées ci-dessous.

Classification selon d'autres caractéristiques:

* Selon leur emploi, par exemple:

Turbine à contre-pression: Construites en petites séries pour usage industriels. On introduit une autre forme de turbine à contre-pression lorsque l'utilisation croissante de la vapeur sous haute pression, dans laquelle la vapeur d'échappement au lieu d'être utilisée à des fins industrielles est dirigé dans les turbines MP et BP existantes, c'est-à-dire que la turbine à contre-pression placée en avant de ces dernières pour augmenter leur rendement.

De même dans les turbines à contre-pression, on distingue deux types:

a) Turbine à contre-pression à Action.

b) Turbine à contre-pression à Reaction

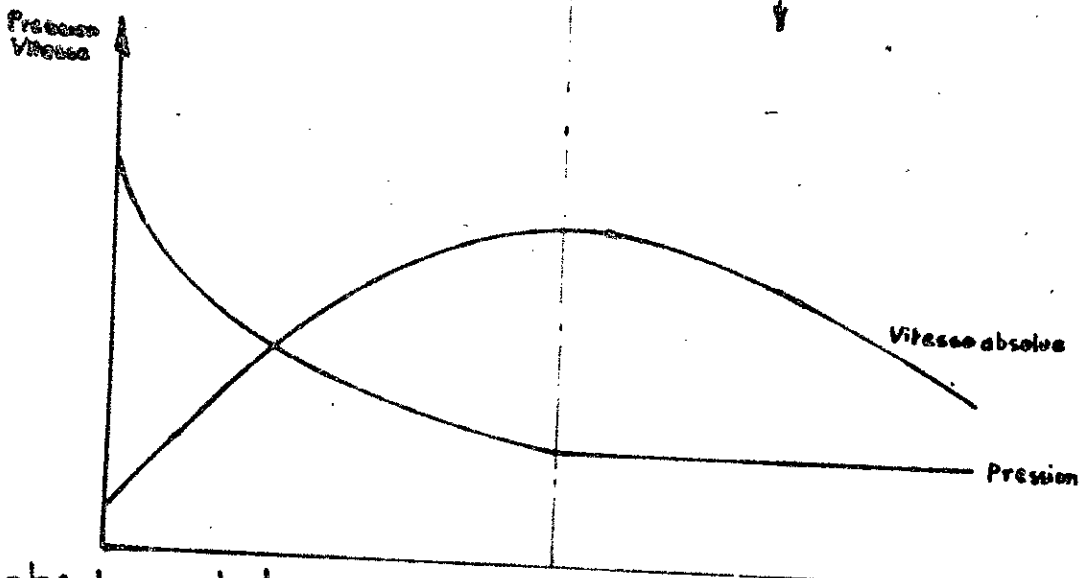
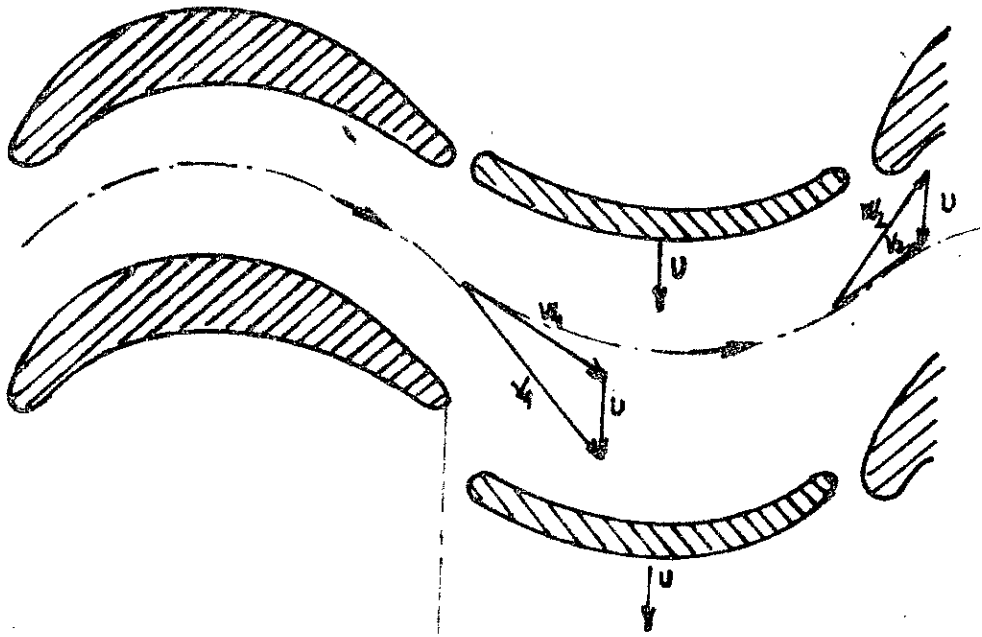
Souvent la combinaison des deux, c'est-à-dire une partie action suivie d'étaps à reaction.

Turbine Marines: La différence entre la vitesse économique (3000 tr/min à 6000 tr/min) et celle de l'hélice du navire (100 à 120 tr/min) est si grande que l'accouplement direct ne peut être envisagé. L'introduction du réducteur à engrenages ou de la transmission électrique permet à la turbine d'entrer en compétition avec les moteurs à marche lente pour la propulsion des navires même les plus lents.

Etage de turbine à ACTION:

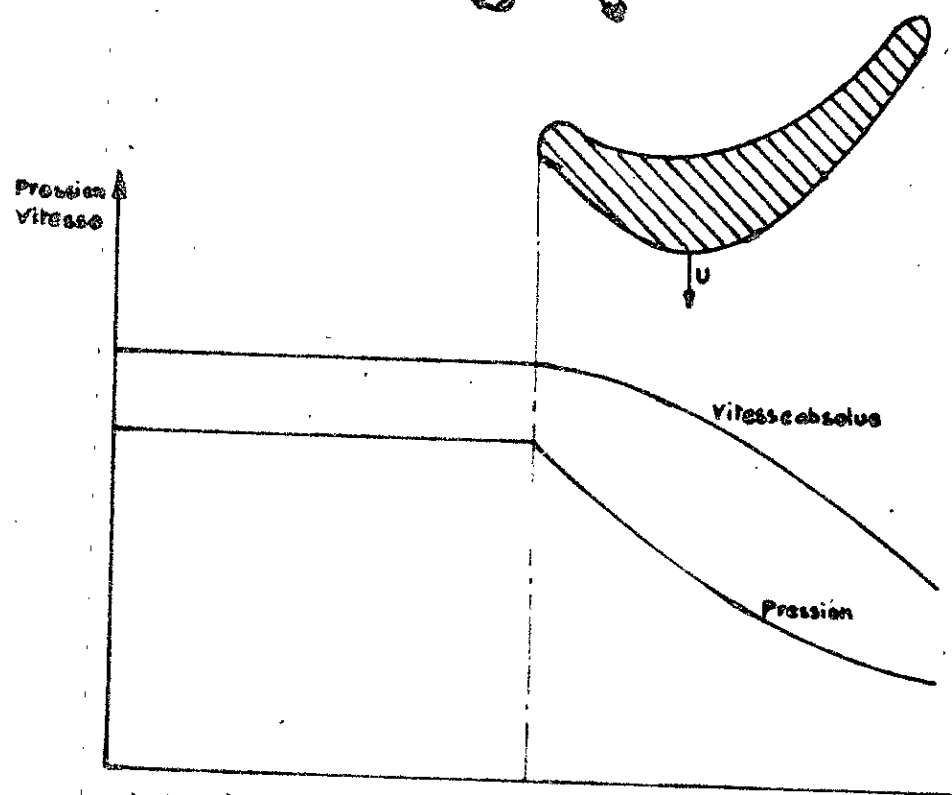
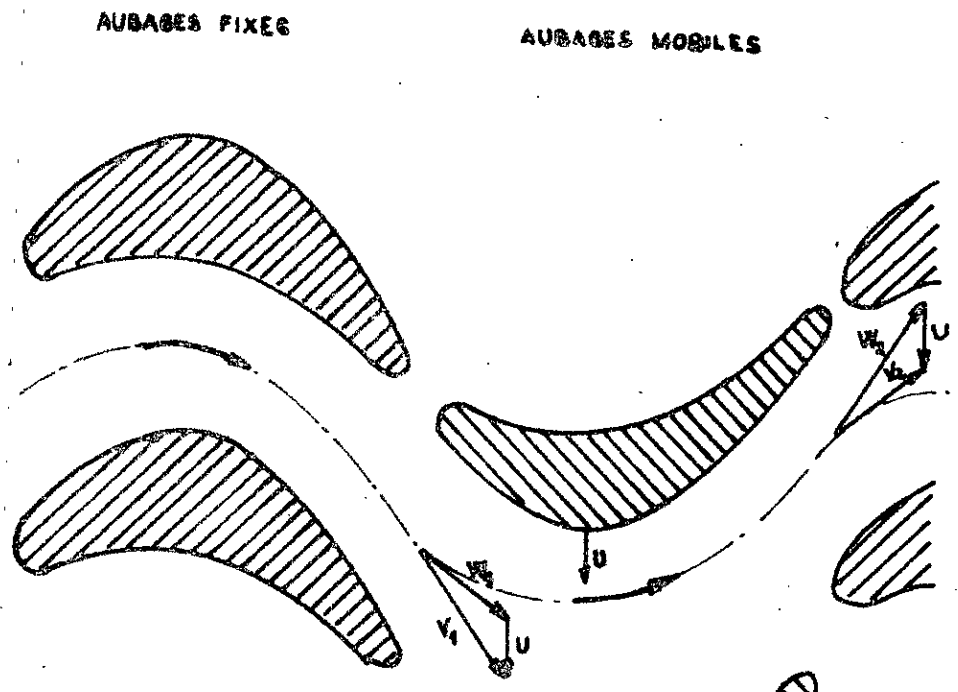
AUBAGES FIXES

AUBAGES MOBILES



Vitesses absolues: de la vapeur par rapport aux aubages fixes. \bar{V}_1, \bar{V}_2
 Vitesses relatives: de la vapeur par rapport aux aubages mobiles \bar{W}_1, \bar{W}_2
 Vitesses linéaires: des aubages mobile par rapport aux aubages fixes: U
 Indices: 1 entrée; 2 sortie (Aubages mobiles.)
 Remarque: Pour éviter les chocs et turbulences \bar{W}_1 doit être tangent au profil des aubages mobiles, tandis que \bar{V}_2 doit être tangent au profil des aubages fixes.

Etage de turbine à REACTION



Les vitesses se définissent de la même façon qu'en étage de turbine à ACTION. De même les radiaux 1 et 2 indiquent l'entrée et la sortie.

Dans ce type de turbine, la transformation énergie thermique - énergie mécanique se fait entièrement dans les aubages mobiles.

les aubes fixes ne servent qu'à canaliser la vapeur et à lui donner l'orientation convenable pour entrer dans les aubes mobiles.

- La section d'écoulement de la vapeur dans les aubes fixes est constante.

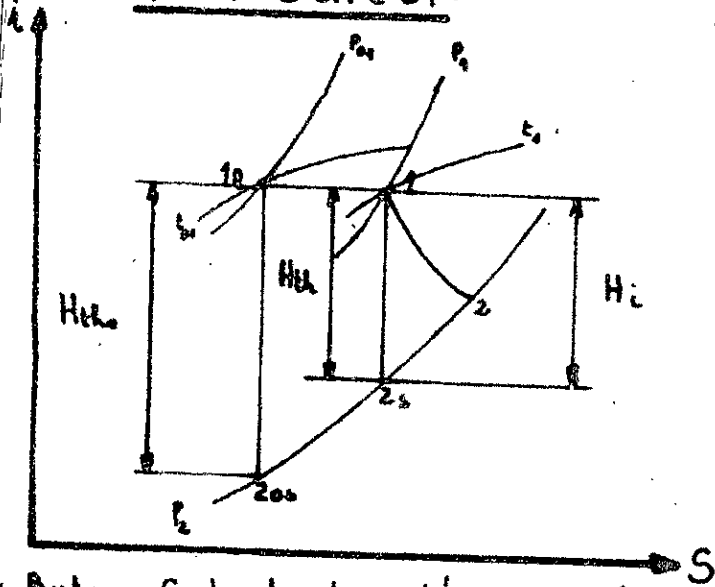
- La section d'écoulement dans les aubes mobiles est variable de façon à former tuyère.

Comme pour la turbine action, il faut que l'écoulement de la vapeur se fasse sans choc et sans turbulence, de façon à réaliser la transformation la plus complète possible de l'énergie thermique en énergie mécanique. Comme précédemment, pour éviter les chocs et les turbulences, \bar{W}_1 doit être tangent au profil d'entrée des aubes mobiles, tandis que \bar{V}_2 doit être uniquement tangent au profil d'entrée des aubes fixes suivants.

Contrairement à ce qui se passait dans la turbine action, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de détente dans les aubes mobiles, la section de passage entre deux aubes mobiles reste constante. Dans la turbine à réaction la vapeur est détendue dans les aubes mobiles et sa vitesse relative s'accroît $\bar{W}_2 > \bar{W}_1$.

1. II. CALCUL THERMODYNAMIQUE

1.1. Avant calcul:



• But: Calcul du débit de la vapeur G_s :

1.1.1. Chute d'enthalpie:

$$H_{th0} = i_{10} - i_{200} = 789 - 670 = 119 \text{ Kcal/Kg}$$

Soit ΔP la perte de pression dans la vanne d'admission. Elle est généralement égale à 5% dans la pratique

$$P_1 = 0,95 P_{01} = 0,95 \times 35 = 33,25 \text{ bars}$$

t_1 est donnée par le diagramme $i-s$ $t_1 = 433^\circ\text{C}$.

La ligne 10-1 est isenthalpique.

$$H_{th} = i_1 - i_{2s} = 789 - 671,5 = 117,5 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_{th0} = 119 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_{th} = 117,5 \text{ Kcal/Kg}$$

$$P_1 = 33,25 \text{ bar}$$

$$t_1 = 433^\circ\text{C}$$

1.1.2. facteur de perte dans la vanne:

$$Z_{vanne} = \frac{H_{th} - H_{th0}}{H_{th0}} = \frac{119 - 117,5}{119} = 0,0126$$

$$Z_{vanne} = 0,0126$$

1.3. Rendement d'usage utile:

Du diagramme $\eta_u = f(\chi)$ type action on déduit la valeur du rendement

$$\chi = 1600 \rightarrow \eta_u = 0,815$$

$$\eta_u = 0,815$$

1.1.4 Rendement Interieur d'etage:

$$\eta_{iet} = \eta_u - \sum_{fv} - \sum_{fi}$$

- avec:
- \sum_{fv} coefficient des pertes de frottements des disques : 0,02 et de ventilation en cas d'injection partielle.
 - \sum_{fi} coefficient des pertes des fuites internes : 0,01
 - η_u rendement utile d'aubage : 0,815

$$\eta_{iet} = 0,815 - 0,02 - 0,01 = 0,785$$

$$\eta_{iet} = 0,785$$

1.1.5 Rendement Interieur de la Turbine:

$$\eta_{it} = \eta_{iet} (1 - \sum_{vane}) (1 - \sum_x) \cdot \mu$$

- η_{iet} : rendement interne d'aubage : 0,785
- \sum_{vane} facteur de perte dans la vanne : 0,0126
- \sum_x coefficient des pertes d'expansion dans la region de vapeur humide.

(pour $x=1$ et pour vapeur surchauffee $\sum_x = 0$)

- μ facteur d'auto-surchauffe de la vapeur : 1,02
- ($\mu = 1,02$ pour Turbine a compression).

$$\eta_{it} = 0,785 (1 - 0,0126) (1 - 0) \cdot 1,02 = 0,790$$

$$\eta_{it} = 0,790$$

1.1.6 Rendement global effectif de la Turbine:

$$\eta_{et} = \eta_{it} (1 - \sum_{vc}) (1 - \sum_{fe}) \eta_m$$

η_{it} rendement interne de la turbine : 0,790

\sum_{vc} coefficient des pertes de vitesse restante : 0

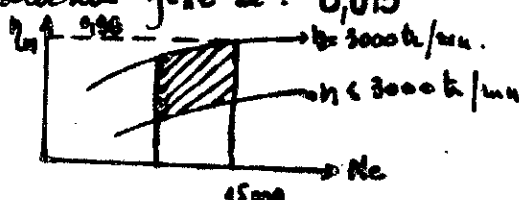
(car dans tous les etages on a les parametres optimum).

\sum_{fe} coefficient des pertes des fuites externes fixe a : 0,015

η_m rendement mecanique : 0,98

$N_e \leq 15000 \text{ kW} \rightarrow \eta_m = 0,96 \div 0,985$

$N_e \geq 15000 \text{ kW} \rightarrow \eta_m = 0,985 \div 0,990$



$$\eta_{et} = 0,790 (1 - 0) (1 - 0,015) \cdot 0,98 = 0,763$$

$$\eta_{et} = 0,763$$

1.17 Debit de la Vapeur:

a) Debit horaire, soit G_H le debit de Vapeur par heure
 G_H est par la formule suivante.

$$G_H = \frac{860 \cdot N_e}{\eta_{ET} \cdot H_{tho}} = \frac{860 \cdot 4000}{0,763 \cdot 119} = 37885 \text{ Kg/h}$$

N_e puissance effectif donnée par le sujet : 4000 Kw.

η_{ET} rendement global effectif de la Turbine : 0,763

H_{tho} chute d'enthalpie entre les points 10 et 205 : 119 Kcal/Kg.

$$G_H = 37885 \text{ Kg/h}$$

b) Debit par seconde G_s .

$$G_s = \frac{G_H}{3600} = \frac{37885}{3600} = 10,52 \text{ Kg/s}$$

$$G_s = 10,52 \text{ Kg/s}$$

c) calcul de H_i

$$\eta_{it} = \frac{H_i}{H_{tho}} \Rightarrow H_i = H_{tho} \cdot \eta_{it}$$

$$H_i = 0,790 \cdot 119 = 94,04 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$H_i = 94 \text{ Kcal/Kg}$$

d) calcul de i_2

$$i_2 = i_1 - H_i = 789 - 94 = 695 \text{ Kcal/Kg.}$$

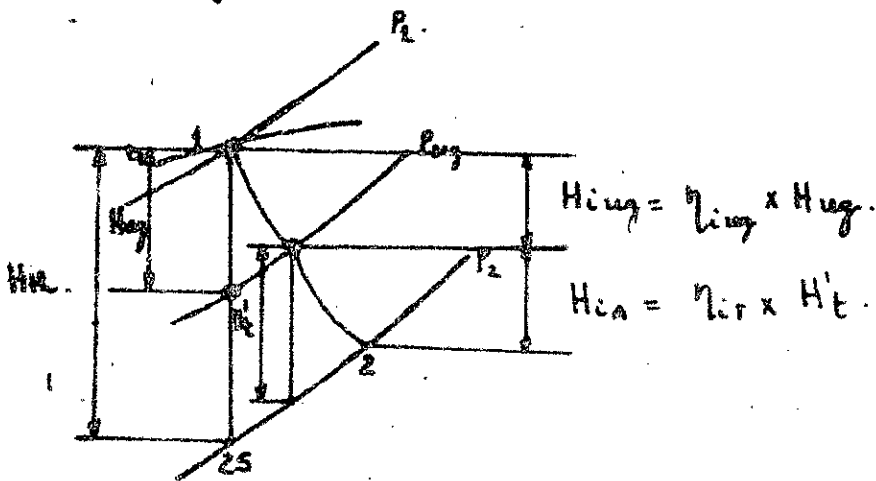
$$i_2 = 695 \text{ Kcal/Kg}$$

1.2 CALCUL DE DISPOSITION :

But :

- Calcul de la vitesse de rotation en tr/min n'est pas nécessaire et accouplé directement sur l'alternateur : $n_r = 3000$ tr/min.
- Calcul du nombre des étages.
- Calcul des diamètres des étages caractéristiques : (premier et dernier étage).
- Calcul de la chute d'enthalpie et les dimensions de la roue de Curtiss.

1.2.1 Diagramme i-s :



Calcul de Hug (optimum) :

N°	Grandeurs		Méthode de calcul	I	II	III	IV
	Symb	Unités					
ROUE DE CURTISS K=2							
1	Hug	kecl/kg	Alternatif	30	40	50	60
2	Pug	bar	Diagramme i-s	22	19	16,25	13,70
3	φ	-	Adopté	0,95	0,95	0,95	0,95
4	C ₁	m/s	$\varphi = 91,53 \sqrt{H_{ug}}$	476	550	615	674
5	C _{1/u}	-	Adopté	4,2	4,2	4,2	4,2
6	u	m/s	$C_1 / c_{1/u}$	113	131	146	160
7	Dug	m	$60u / \pi \cdot n$	0,720	0,830	0,930	1,020
8	η _{iug}	-	Adopté	0,66	0,66	0,66	0,66

2.2 Reduction pour les etages Individuelles

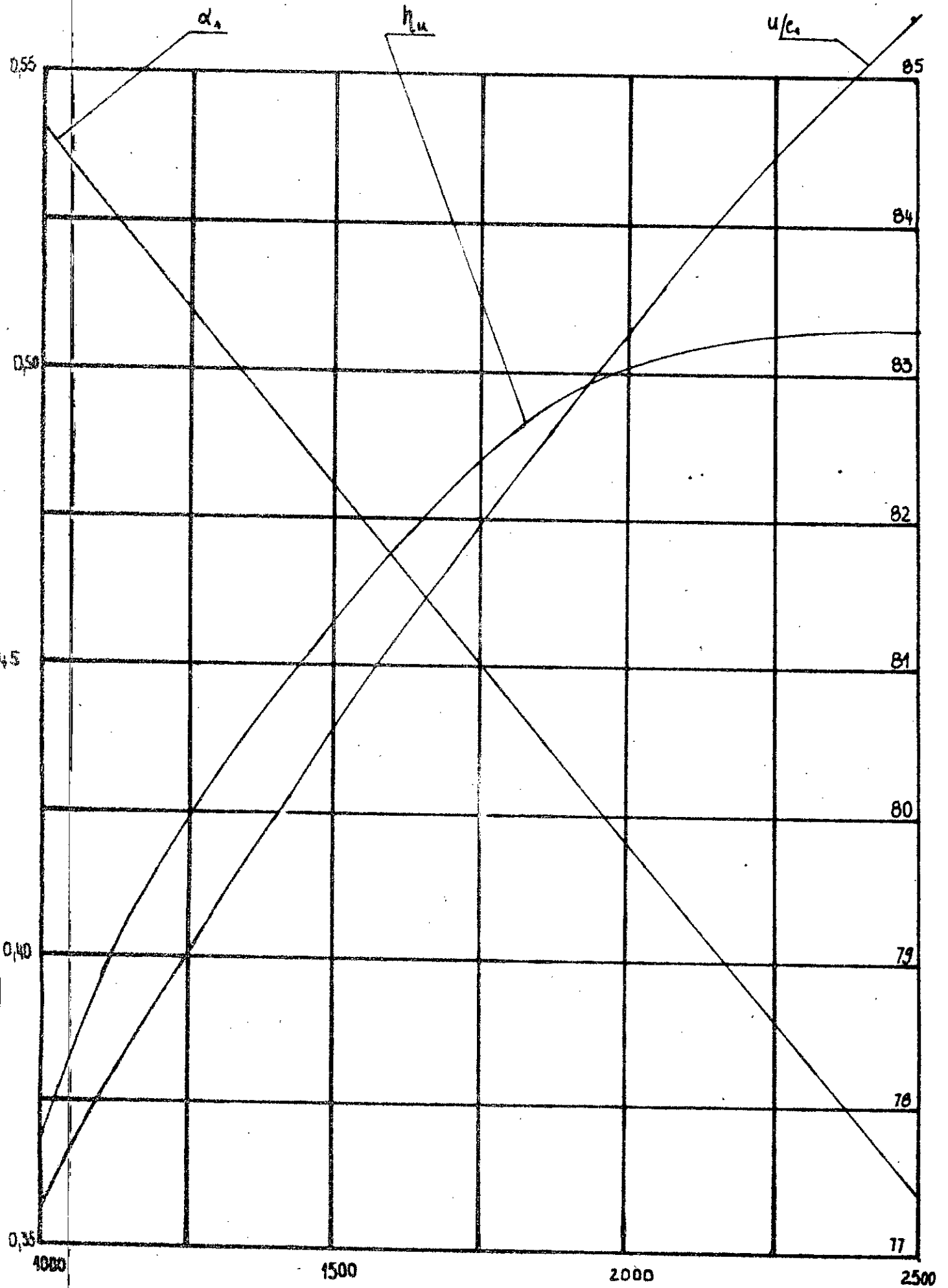
11.

N°	Grandeurs		Methode de Calcul	I	II	III	IV
	Symb	Unites					
9	V_{ug}	m^3/kg	Diagramme i-s	0,1372	0,1541	0,1702	0,2062
10	$(U_{ug})^2$	m^2/s^2	$X \times H_{ug} \times \eta_{lug}/\eta_{liet}$	40356	53809	67261	80713
11	ΣU^2	m^2/s^2	$U \times H_H \times X$	191760	191760	191760	191760
12	$(\Sigma U^2)'$	m^2/s^2	$\Sigma U^2 - (U_{ug})^2_{red}$	151404	137951	124499	111407
13	H_t	$Kcal/kg$	Diagramme i-s.	89,50	79,50	69,50	59,50
14	u'	-	$\frac{U \times H_H - H_{ug}}{H_t}$	1,0039	1,0044	1,012	1,014
15	X'	-	$\frac{(\Sigma U^2)'}{u' \times H_t}$	1685	1727	1770	1840

2.3 Reduction du Premier etage de A partie.

N°	Grandeurs		Methode de Calcul.	I	II	III	IV
	Symb	Unites					
16	τ	-	$1 - g/t \sin \alpha_1$	0,852	0,851	0,850	0,848
17	V_1	m^3/kg	$\approx V_{ug}$	0,1372	0,1541	0,1702	0,2062
18	l_1	m	$\approx l_{min}$	0,02	0,02	0,02	0,02
19	α_1	degre	$f(X')$	12,68	12,56	12,46	12,29
20	u/c_1	-	$f(X')$	0,465	0,470	0,476	0,485
21	D_1	m	$\sqrt{\frac{60 \cdot G_s \cdot V_1 \cdot u/c_1}{\pi^2 \cdot n \cdot \tau \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1}}$	0,603	0,646	0,702	0,768
22	u	m/s	$\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$	94,67	101,42	110,21	120,57
23	u^2	m^2/s^2	$\left(\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}\right)^2$	8962	10286	12146	14537
24	Z'	-	$(\Sigma u^2)' / u^2$	16,89	13,41	10,25	7,64
25	D_d	m	$\approx D_1$	0,603	0,646	0,702	0,768
26	V_d	m^3/kg	$\approx V_2$	0,460	0,460	0,460	0,460
27	l_d	m	$l_1 \left(\frac{V_d}{V_1}\right)$	0,067	0,054	0,046	0,044
28	$(\frac{l_d}{D_d})_d$	-	-	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{17}$

Diagramme des caractéristiques de la turbine Action



* Choix de Hug, U , Z .

* a) choix des tuyères:

$P_{req} = 19$

$P_1 = 33,25 = 0,5714$

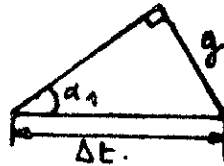
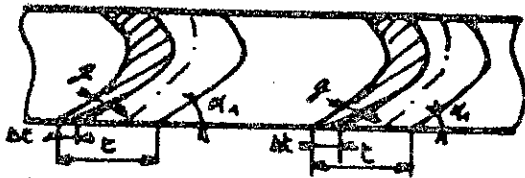
* On constate que $P_{req} > \beta$ $\beta = 0,5457$ donc on a $P_{req} > \beta \cdot P_2$ ce qui implique P_1 que la tuyère est convergente-divergente. De même on a aussi $U = 131 \text{ m/s} < 140 \text{ m/s}$. On en déduit que sur cette base de calcul on peut choisir nos paramètres suivant:

$H_{req} = 40 \text{ kcal/kg}$ $U = 131 \text{ m/s}$ $Z = 14$

$H_{req} = 40 \text{ kcal/kg}$

$U = 131 \text{ m/s}$

$Z = 14$



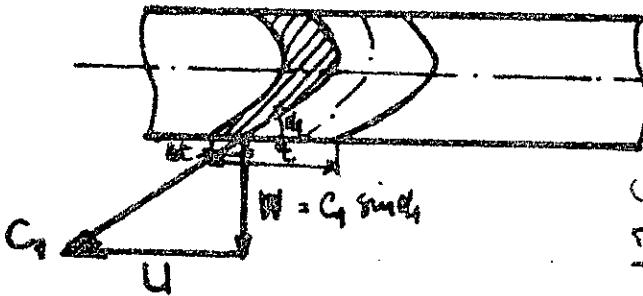
$\Delta t = g / \sin \alpha_1$

On prend $t = 20 \text{ mm}$

$g = 0,65 \text{ mm}$ (épaisseur de l'aube $0,5 \div 1$)

$\zeta = 1 - \Delta t / t = 1 - g / t \sin \alpha_1$ avec $\alpha_1 = f(X)$

* Equation de la continuité:



$G_s \cdot V_1 = \pi \cdot D_1 \cdot l_1 \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1$ (1)

$C_1 = \frac{C_1}{U} \cdot U = \frac{C_1}{U} \cdot \frac{\pi \cdot D_1 \cdot U}{60}$ (2)

(1) et (2) \rightarrow

$D_1 = \sqrt{\frac{60 \cdot G_s \cdot V_1 \cdot U / C_1}{\pi^2 \cdot \zeta \cdot l_1 \cdot n \cdot \sin \alpha_1}}$

$D_1 = D_d$: cette formule est valable pour toute les turbines à contre pression qui est appelée équation de la continuité.

$(l/D)_d = (\frac{1}{10} \div \frac{1}{6})$ pas de courbe d'aube.

$(l/D)_d > \frac{1}{6}$ on a courbe d'aube.

Dans mon exemple $(l/D)_d = \frac{1}{12} < \frac{1}{6}$ donc pas de courbe d'aube.

$\zeta = 1 - g / t \sin \alpha_1$

$D = \sqrt{\frac{60 \cdot G_s \cdot V_1 \cdot U / C_1}{\pi^2 \cdot \zeta \cdot l_1 \cdot n \cdot \sin \alpha_1}}$

Méthode de calcul de la roue Curtiss et du 1^{er} étage

(explication du tableau de la page:)

- 1- On choisit des chutes d'enthalpie dans la roue Curtiss. $H_{rug} = 30; 40; 50; 60 \text{ kcal/Kg}$. On fait le calcul par exemple pour $H_{rug} = 30 \text{ kcal/Kg}$.
- 2- Du diagramme i-s on lit $P_{rug} = 22 \text{ bars}$.
- 3- On adopte un coefficient de ralentissement de la vitesse $\varphi = 0,95$.
- 4- On calcule $C_1 = \varphi \times 91,53 \sqrt{30} = 0,95 \times 91,53 \sqrt{30} = 476 \text{ m/s}$
- 5- On adopte $(C_1/u) = 4,2$.
- 6- on calcule la vitesse périphérique: $u = C_1 \times \frac{u_1}{C_1} = 476 \times 4,2 = 1999 \text{ m/s}$
- 7- Le diamètre de la roue de Curtiss est donné par

$$D_{rug} = \frac{60 \times u}{\pi \cdot n} \times 10^3 \quad n = 3000 \text{ tr/min}$$

$$D_{rug} = \frac{60 \times 1999}{3,14 \times 3000} \times 10^3 = 0,720 \text{ m} \quad \text{soit } D_{rug} = 0,720 \text{ m}.$$
- 8- Le volume spécifique de la vapeur surchauffée au point de régulation est $v_{rug} = 0,1372 \text{ m}^3/\text{Kg}$.
- 9- Le rendement interne de la roue Curtiss est adopté $\eta_{i rug} = 0,66$.

Reduction de la roue de CURTISS aux étages à Action.

10. $(u_{rug})_{ud}^2 =$ carré de la vitesse périphérique de la roue

Curtiss après réduction aux étages à Action

$$(u_{rug})_{ud}^2 = \lambda \cdot H_{rug} \cdot \frac{\eta_{i rug}}{\eta_{i et}}$$

$$(u_{rug})_{ud}^2 = 1600 \times 30 \times \frac{0,66}{0,785} = 40356 \text{ m}^2/\text{s}^2.$$

$$11. (\sum u^2)' = u \cdot HR \cdot \chi - (H_{\text{log}})^2 \text{ m}^2$$

$$(\sum u^2)' = 1,02 \times 117,5 \times 1600 - 40356 = 151404 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

12. H'_t du diagramme i-s voir fig. $H'_t = 89,5 \text{ kcal/Kg}$

13. Coefficient d'auto-soulèvement de la vapeur de la partie Action de la turbine.

$$\mu' = \frac{u \cdot HR - H_{\text{log}}}{H'_t} = \frac{1,02 \times 117,5 - 30}{89,5} = 1,0039$$

14. Nombre de Parsons pour la partie Action.

$$\chi' = \frac{(\sum u^2)'}{\mu' \cdot HR} = \frac{151404}{1,0039 \times 117,5} = 1685$$

Premier étage à Action.

15. $(\mu/e_1) = f(\chi')$ diagramme - soit $(\mu/e_1) = 0,465$.

16. $\alpha_1 = f(\chi')$ diagramme - soit $\alpha_1 = 12,68$

17. $\sin \alpha_1 = 0,2195$.

18. Coefficient d'obstruction $\zeta = 1 - \frac{\Delta t}{t} = 1 - g/t \sin \alpha_1$
soit $\zeta = 0,852$.

19. Equation de la continuité de l'écoulement.

$$G_s \cdot V = \pi^2 \cdot D^2 \cdot l \cdot \zeta \cdot u \cdot \sin \alpha_1$$

20. Soit Z le nombre d'étage $Z = \frac{(\sum u^2)'}{u^2} = \frac{151404}{8962} = 16,89 \approx 17$.

21. Diamètre du 1^{er} étage est égal au diamètre du dernier étage $D_1 = D_d = \sqrt{\frac{60 \cdot G_s \cdot V \cdot (\mu/e_1)}{\pi^2 \cdot u \cdot Z \cdot l \cdot \sin \alpha_1}} = 0,603 \text{ m}$

22. Volume spécifique du dernier étage est environ égal à $v_d = v_2 = 0,4600 \text{ m}^3/\text{Kg}$.

23. Soit l_d longueur d'aubage du dernier étage

$$l_d = l_0 \left(\frac{v_d}{v_1} \right) = 0,02 \times \left(\frac{0,46}{0,1372} \right) = 0,067 \text{ m}$$

24. Rapport $(l/D)_d = 1/9 < 1/6$ pas de courbure.

2.4 Calcul de C_i/u optimal pour la Roue de Curtiss

16

N°	Grandeurs		Méthode de Calcul	I	II	III	IV	V
	Symb	Unités						
1	C_i/u	-	Alternatif	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
2	α_1	degré	Adopté	17°	17°	17°	17°	17°
3	C_a	m/s	$4 \cdot 91,53 \sqrt{V_{Hug}}$	550	550	550	550	550
4	U	m/s	$C_a / (C_i/u)$	138	134	131	128	125
5	Dug	m	$\frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n}$	0,878	0,854	0,834	0,815	0,796
6	F_T	m^2	$\psi_{max} = \sqrt{\frac{P_p \cdot 10^9}{V_a}}$	$28,45 \cdot 10^4$	$28,45 \cdot 10^4$	$28,45 \cdot 10^4$	$28,45 \cdot 10^4$	$28,45 \cdot 10^4$
7	l_t	m	Adopté	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
8	l'_t	m	0,7 l_t	0,0126	0,0126	0,0126	0,0126	0,0126
9	f_t	m^2	$l_t \cdot l'_t$	$2,20 \cdot 10^{-4}$	$2,20 \cdot 10^{-4}$	$2,20 \cdot 10^{-4}$	$2,20 \cdot 10^{-4}$	$2,20 \cdot 10^{-4}$
10	Z'_t	-	F_T/f_t	12,96	12,96	12,96	12,96	12,96
11	Z_t	-	Corrigé	13	13	13	13	13
12	l_t	m	0,67 l_t (corrigé)	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
13	ϵ	-	$Z(l_t + g) / \pi \cdot Dug \cdot \sin \alpha_1$	0,207	0,209	0,214	0,220	0,225
14	N_{fr}	CV	$d_a \cdot [1,46D^3 + 983(1-\epsilon)D] \cdot \frac{U^3}{V_a^3}$	75,81	66,52	60,02	54,04	48,50
15	Al_{fr}	Kcal/kg	$75 N_{fr} / 427$	1,261	1,11	1,002	0,908	0,809
16	Z_{fr}	-	Al_{fr} / Hug	0,0315	0,0270	0,0250	0,0220	0,0200
17	η_u	-	Diagramme	0,6893	0,6877	0,6856	0,6836	0,6802
18	η_{ic}	-	$\eta_u - Z_{fr}$	0,6578	0,6607	0,6606	0,6616	0,6602

En traçant la courbe $\eta_{ic} = f(C_i/u)$ on déduit les deux valeurs optimales de $\eta_{ic} = 0,6622$ et $(C_i/u)_{opt} = 4,225$. Donc, avec ces deux valeurs optimales on pourra faire une correction sur le calcul de disposition.

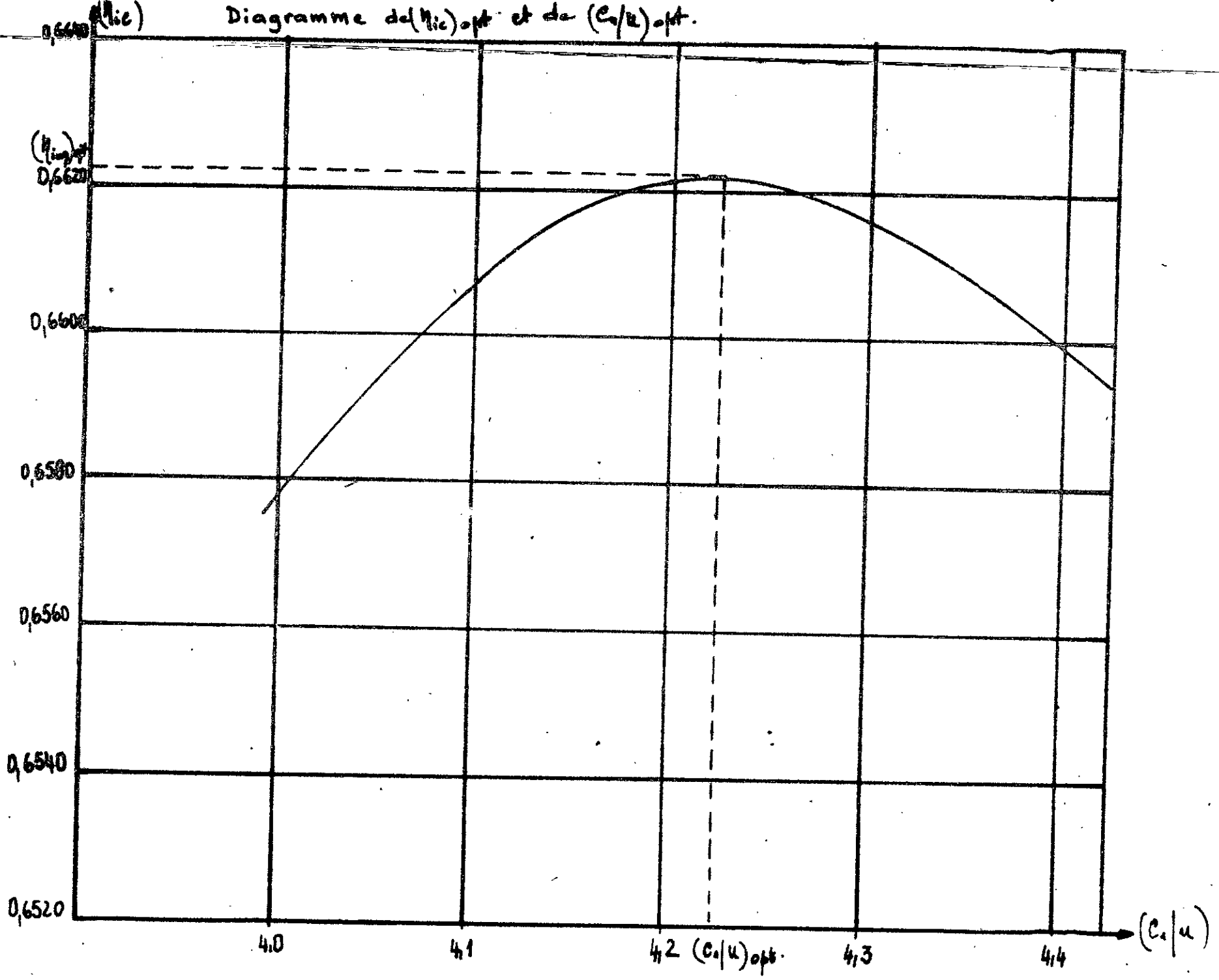
$$\eta_{ic} = 0,6622$$

$$C_i/u = 4,225$$

Tableau des valeurs des angles ($\beta_2, \alpha_2', \beta_2'$)

α \ U/c	3,8	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
β_2	18,45	18,37	18,28	18,21	18,13	18,06	18,00
16° α_2'	27,29	26,51	26,13	25,41	25,10	24,42	24,18
β_2'	57,10	54,48	52,18	49,57	47,38	45,38	43,44
η_u	0,6893	0,6883	0,6872	0,6857	0,6837	0,6823	0,6784
β_2	19,46	19,37	19,28	19,21	19,13	19,05	18,59
17° α_2'	28,35	27,55	27,18	26,45	26,14	25,45	25,20
β_2'	57,13	54,55	52,34	50,17	48,08	46,11	44,22
η_u	0,6893	0,6905	0,6893	0,6877	0,6856	0,6836	0,6802
β_2	20,47	20,37	20,28	20,20	20,12	20,04	19,58
18° α_2'	29,42	29,00	28,24	27,50	27,18	26,49	26,22
β_2'	57,15	55,00	52,50	50,37	48,38	46,44	45,00
η_u	0,6924	0,6928	0,6914	0,6898	0,6876	0,6850	0,6821

Diagramme de η_{ic} opt et de (c_0/u) opt.



Détail du calcul de la page :

Recherche de (c_1/u) optimal pour la roue Curtiss.

1. On prend (c_1/u) alternatif 4,0 ; 4,1 ; 4,2 ; 4,3 ; 4,4
faisons le calcul par exemple pour 4,0.
2. On adopte un angle $\alpha_1 = 17^\circ$ généralement fixé par les constructeurs
3. $C_1 = \psi \times 91,53 \sqrt{H_{rug}}$ calcul déjà $C_1 = 550$ m/s après la
base du calcul adopté pour le choix de H_{rug} et la vitesse.
4. Calcul de la vitesse $U = C_1 / (c_1/u) = 550 / 4,0 = 138$ m/s.
5. Calcul du diamètre requise $D_{rug} = \frac{60 \times U}{\pi \cdot n} \cdot t_0^2$
 $D_{rug} = \frac{60 \times 138}{3,14 \times 3000} = 0,878$ m.
6. Soit F_t la surface totale des tuyères est donnée par
la relation suivante : $F_t = \psi \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1} \cdot 10^3}$ avec $\psi = 2,03$ pour
la valeur suclaffée. $F_t = 2,03 \sqrt{\frac{19}{0,154} \cdot 10^3} = 28,45 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$.
7. Soit l_t la largeur de la tuyère adoptée $l_{tmin} = 0,018$ m.
8. Soit b_t la largeur de la tuyère $b_t' = 0,7 l_t = 0,7 \times 0,018 = 0,0126$ m.
9. Soit f_t la surface d'une tuyère $l_t \times b_t' = 2,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
10. Calcul du nombre de tuyères $Z_t' = \frac{F_t}{f_t} = 12,96$.
11. Calcul du nombre de tuyères après correction $Z_t = 13$
12. Correction de la largeur de la tuyère $b_t = 0,67$ l.t.
13. Soit ε le taux d'ignition partielle ε est donnée par
la relation suivante $\varepsilon = Z (b_t + g) / \pi \cdot D_{rug} \cdot \sin \alpha_1$
 $\varepsilon = 13 (0,012 + 0,65) / 3,14 \times 0,878 \times 0,2923 = 0,202$.
14. Puissance frottement par ventilation d'après la relation de H:
Stodola $N_{fv} = \alpha_1 \left[1,46 D^2 + 0,83(1-\varepsilon) \times D \times l^{4,5} \right] \frac{U^3}{V \cdot 10^6}$

$$N_{fv} = 1,2 \left[1,46 \times (0,878)^2 + 0,03(1 - 0,202) 0,878(0,02)^{0,75} \right] \frac{(138)^3}{(0,154)^6} = 75,81 \text{ cv}$$

15 - Puissance aux frottement et ventilation $75 N_{fv} / 42,7 \text{ G/s}$

$$AL_{fv} = 75 \times 75,81 / 42,7 \times 0,52 = 1,261 \text{ kcal/Kg}$$

16 - Perte aux frottement et ventilation $Z_{fv} = AL_{fv} / H_{reg}$

$$Z_{fv} = 1,261 / 40 = 0,0315$$

17 - Rendement utile voir tableau des valeurs des règles

$$\left(\beta_1, \kappa_1, \beta_2, \kappa_2 \right) \quad \eta_u = 0,6893$$

18 - Rendement interne par la zone critique:

$$\eta_{ic} = \eta_u - Z_{fv} = 0,6578$$

19 - En traçant la courbe $\eta_{ic} = f(c_1/u)$ pour les différentes valeurs prises par (c_1/u) et le calcul de η_{ic} , on déduit le $(\eta_{ic})_{opt} = 0,6622$ et le $(c_1/u)_{opt} = 4,225$.

1.2.5 Correction du Calcul de disposition

21

La base de calcul adoptée ci-dessus nous donne

$$H_{reg} = (H_{reg})_{opt} = 40 \text{ kcal/Kg}$$

$$C_1/\mu = (C_1/\mu)_{opt} = 4,225$$

$$P_{reg} = 19 \text{ bar.}$$

* Calcul des différents paramètres avec les valeurs optimales.

$$C_1 = 0,95 \times 91,53 \times \sqrt{(H_{reg})_{opt}} = 0,95 \times 91,53 \times \sqrt{40} = 550 \text{ m/s.}$$

$$\mu = C_1 \times (u/C_1)_{opt} = 550 / 4,225 = 130 \text{ m/s.}$$

$$D_{reg} = \frac{60 \times \mu}{\pi \times u} = \frac{60 \times 130}{3,14 \times 3000} = 0,828 \text{ m.}$$

$$V_{reg} = 0,1541 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

$$\eta_{ing} = (\eta_{ing})_{opt} = 0,6662.$$

$$(u_{reg})_{ind}^2 = \chi' \times H_{reg} \times \frac{\eta_{ing}}{\eta_{ict}} = \frac{1600 \times 40 \times 0,6662}{0,785} = 53988 \text{ m}^2/\text{s}^2.$$

$$(\sum u^2) = u \times HR \times \chi = 1,02 \times 117,5 \times 1600 = 191760 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$(\sum u^2)' = (\sum u^2) - (u_{reg})_{ind}^2 = 191760 - 53988 = 137771 \text{ m}^2/\text{s}^2.$$

$$u' = \frac{u \cdot HR - H_{reg}}{79,5} = \frac{1,02 \times 117,5 - 40}{79,5} = 1,0044.$$

$$\chi' = \frac{(\sum u^2)'}{u' \cdot HR} = \frac{137771}{1,0044 \times 117,5} = 11726$$

Calcul de $u/C_1 = f(\chi')$

$$\text{pour } \chi' = 11726 \Rightarrow (u/C_1) = 0,471.$$

$$\alpha_n = f(\chi') \Rightarrow \alpha_n = 12^\circ 56$$

$$\tau = 1 - g' \sin \alpha_n = 1 - 0,65/20 \sin 12,56 = 0,8506.$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{60 \times G_2 \times V_{reg} \times (u/C_1)}{\pi^2 \times \tau \times h \times l_1 \times \sin \alpha_n}} = \sqrt{\frac{60 \times 40,52 \times 0,1541 \times 0,471}{(3,14)^2 \times 0,8506 \times 3000 \times 0,02 \times \sin 12,56}} = 0,646 \text{ m}$$

$$u = \frac{\pi \times D_1 \times \mu}{60} = \frac{3,14 \times 0,646 \times 3000}{60} = 101,422 \text{ m/s.}$$

$$Z' = \frac{(\sum u^2)'}{u^2} = \frac{137771}{(101,422)^2} = 13,49.$$

$$Z = 14.$$

Z ↑ (D ↓, l ↑) parts.
Z ↓ (D ↑, l ↓)

* calcul du dernier étage de A partie:

$$D_d = D_d = 0,646 \text{ m.}$$

$$V_d = V_d = 0,4600 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

$$l_d = l_d \frac{V_d}{V_d} = 0,02 \frac{0,4600}{0,1541} = 0,0597 = 0,060 \text{ m.}$$

$$(l/D)_d = \frac{0,060}{0,460} = 0,092 \Rightarrow (l/D)_d = 1/11.$$

Donc il n'y a pas de colonne.

* Tableau des valeurs du calcul de disposition avec correction:

1	H _{reg}	Kcal/kg	40
2	P _{reg}	bar	19
3	(M _{reg}) _{0,1}	-	0,6662
4	(C ₁ /u) _{0,1}	-	4,225
5	D _{reg}	m	0,828
6	U	m/s	130
7	V _{reg}	m ³ /kg	0,1541

Partie RÉGULÉE

8	u'	-	1,0044
9	χ'	-	1726
10	α ₁	degré	12,56
11	τ	-	0,8506
12	D ₁ = D _d	m	0,646
13	V _d = V _e	m ³ /kg	0,4600
14	(l/D) _d	-	1/11

Partie ACTION

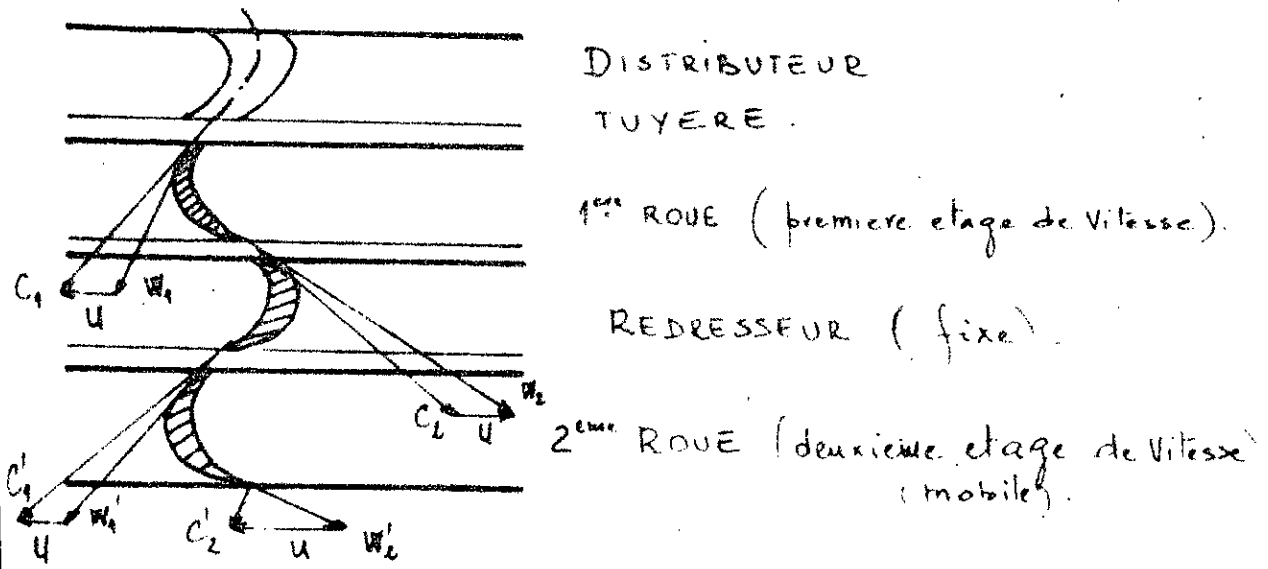
Avec cette base de calcul on en déduit le nombre d'étage qui est égale à un nombre entier $Z = 14$

$$Z = 14$$

1.3 Calcul des Triangles des vitesses :

1.3.1 calcul de la roue de Curtis :

a) Triangle des vitesses.



C : vitesse absolue

W : Vitesse relative

U : Vitesse d'entraînement

Indice : 1 : entrée de la roue
2 : sortie de la roue

* Première roue :

$$C_1 = \varphi \times 91,53 \sqrt{H_{aug}} = 0,95 \times 91,53 \times \sqrt{40} = 550 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = 17^\circ$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - U} = \frac{550 \sin 17^\circ}{550 \cos 17^\circ - 130} = 0,4061 \Rightarrow \hat{\beta}_1 = 22^\circ 6'$$

$$W_1 = C_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = \frac{\sin 17^\circ}{\sin 22^\circ 6'} \times 550 = 427,37 \text{ m/s} \quad \hat{\beta}_2 = 19^\circ 7'$$

soit ψ le coefficient de pente de la vitesse relative.

ψ est donné par le diagramme de WOEGER.

$$\psi = f(\beta_1 + \beta_2) = f(41^\circ 13') = 0,8565$$

$$W_2 = \psi \times W_1 = 0,8565 \times 427,37 = 366,042 \text{ m/s}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{W_2 \sin \beta_2}{W_2 \cos \beta_2 - U} = \frac{366,042 \sin 19^\circ 7'}{366,042 \cos 19^\circ 7' - 130} = 0,5553 \Rightarrow \alpha_2 = 29^\circ 26'$$

W_1	m/s	427,37
α_1	degré	17
β_1	degré	22°6'

W_2	m/s	366,04
α_2	degré	29°26'
β_2	degré	19°7'

C_1	550 m/s
φ	0,95
ψ	0,8565

* Redresseur:

 α'_1 (tableau IV)

$$(u/e_1) 4,2 \longrightarrow 26^\circ 14'$$

$$(u/e_1) 4,3 \longrightarrow 25^\circ 45'$$

$$(u/e_1)_{opt} = 4,225 \longrightarrow x$$

d'ou l'on deduit $\alpha'_1 = 26^\circ 7'$

$$\varphi' = f(\alpha'_1 + \alpha'_2) = f(55^\circ 33') = 0,8830$$

$$1 \text{ unite} \longrightarrow -0,69$$

$$0,025 \longrightarrow x$$

$$x = -0,01725$$

α'_1	$26^\circ 7'$
-------------	---------------

φ'	$0,8830$
------------	----------

* Deuxieme Roue:

$$C_2 = W_2 \times \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2} = \frac{366,04 \sin 28^\circ 6'}{\sin 29^\circ 26'} = 280,26 \text{ m/s.}$$

$$C'_1 = \varphi' \times C_2 = 0,8830 \times 280,26 = 247,46 \text{ m/s.}$$

$$\text{tg } \beta'_1 = \frac{C'_1 \sin \alpha'_1}{C'_1 \cos \alpha'_1 - U} = \frac{247,46 \times \sin 26^\circ 7'}{247,46 \times \cos 26^\circ 7' - 130} = 1,1815 \Rightarrow \beta'_1 = 49^\circ 45'$$

$$W'_1 = \frac{C'_1 \sin \alpha'_1}{\sin \beta'_1} = \frac{247,46 \times \sin 26^\circ 7'}{\sin 49^\circ 45'} = 142,72 \text{ m/s.}$$

C_2	$280,26$
C'_1	$247,46$
W'_1	$142,72$

α'_1	$26^\circ 7'$
β'_1	$49^\circ 45'$
β'_2	$48^\circ 18'$

$$\varphi' = f(\beta'_1 + \beta'_2) = 0,9245$$

$$W'_2 = \varphi' \times W'_1 = 0,9245 \times 142,72 = 131,94 \text{ m/s.}$$

$$\text{tg}(180^\circ - \alpha'_2) = \frac{W'_2 \sin \beta'_2}{U - W'_2 \cos \beta'_2} = \frac{131,94 \times \sin 48^\circ 18'}{130 - 131,94 \cos 48^\circ 18'} = 2,3327$$

$$(180^\circ - \alpha'_2) = 66^\circ 47' \Rightarrow \alpha'_2 = 180^\circ - 66^\circ 47' = 113^\circ 13'$$

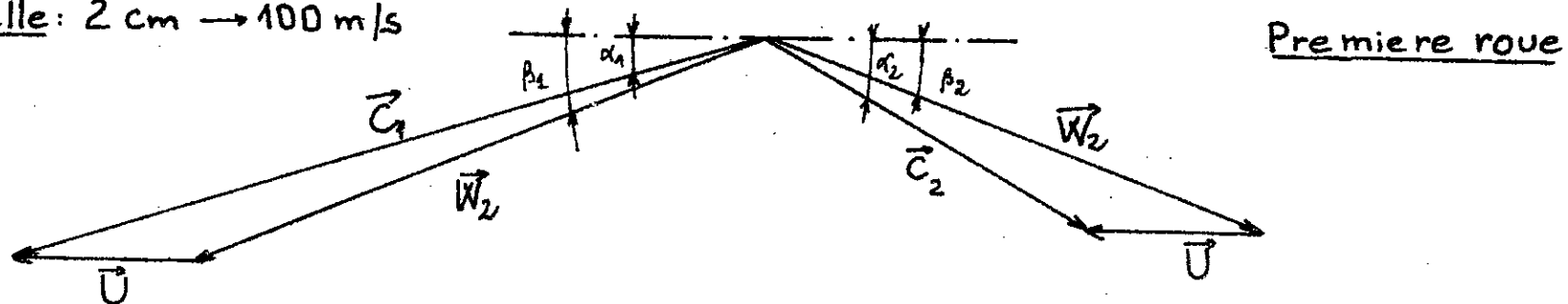
$$C'_2 = \frac{W'_2 \sin \beta'_2}{\sin(180^\circ - \alpha'_2)} = \frac{131,94 \sin 48^\circ 18'}{\sin(66^\circ 47')} = 107,20 \text{ m/s.}$$

W'_2	$131,94$
C'_2	$107,20$

α'_2	$113^\circ 13'$
φ'	$0,9245$

TRIANGLE DES VITESSES (CURTISS)

Echelle: 2 cm \rightarrow 100 m/s



Premiere roue

$$C_1 = 550 \text{ m/s} \quad \alpha_1 = 17^\circ$$

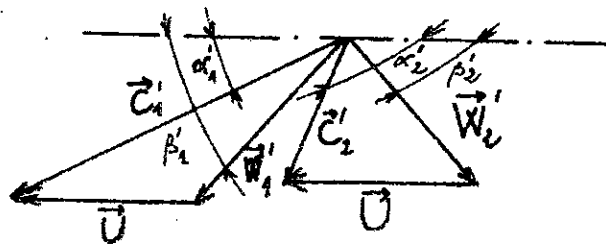
$$W_1 = 427 \text{ m/s} \quad \beta_1 = 22^\circ 7'$$

$$C_2 = 280 \text{ m/s} \quad \alpha_2 = 29^\circ 26'$$

$$W_2 = 366 \text{ m/s} \quad \beta_2 = 19^\circ 7'$$

$$U = 130 \text{ m/s}$$

Echelle: 2 cm \rightarrow 100 m/s



Deuxieme roue

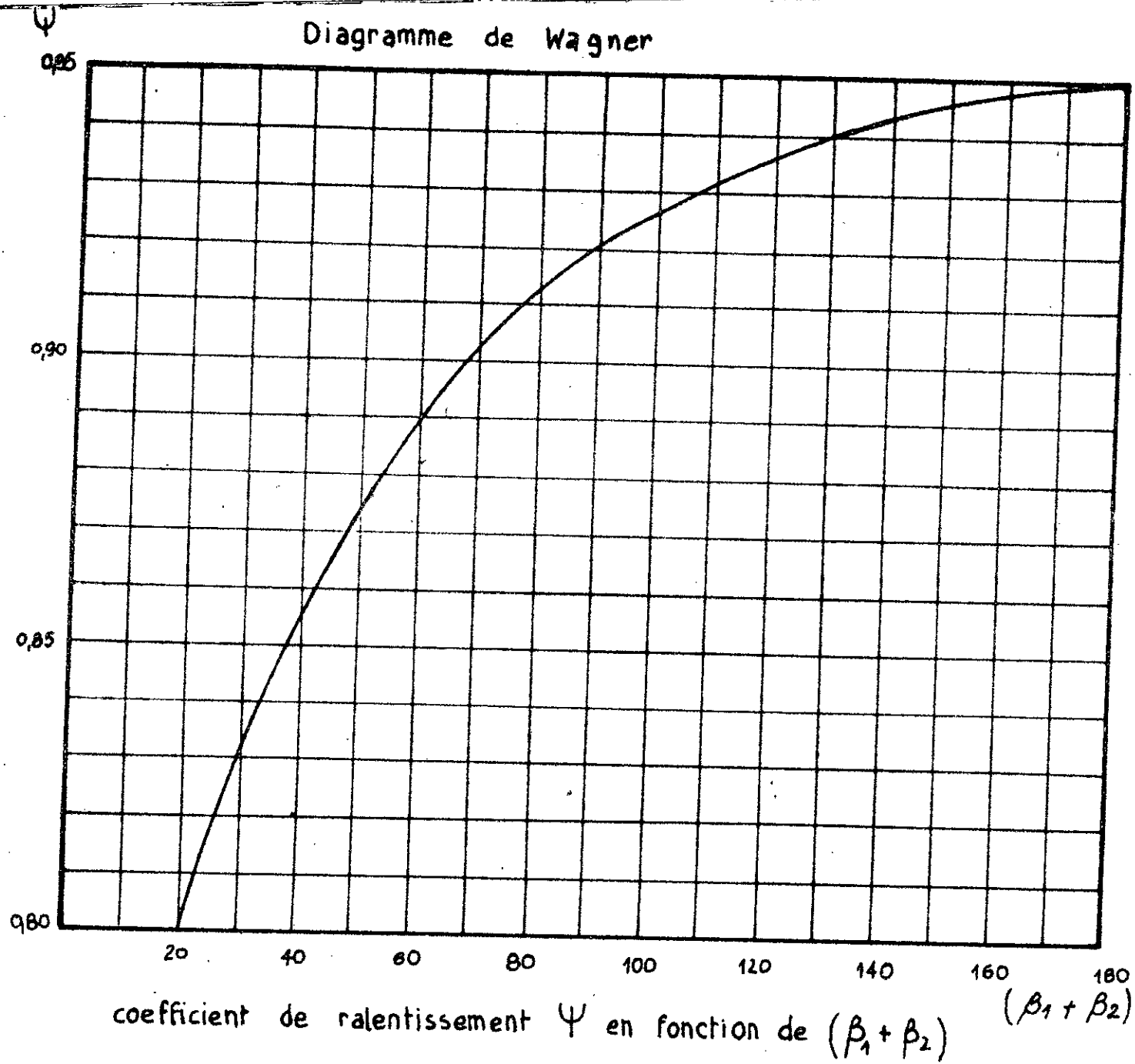
$$C_1' = 247 \text{ m/s} \quad \alpha_1' = 26^\circ 7'$$

$$W_1' = 143 \text{ m/s} \quad \beta_1' = 49^\circ 45'$$

$$C_2' = 107 \text{ m/s} \quad \alpha_2' = 113^\circ 13'$$

$$W_2' = 132 \text{ m/s} \quad \beta_2' = 48^\circ 18'$$

Diagramme de Wagner



* Pertes dans la roue de Curtiss:1) Pertes dans la tuyère:

$$h_t = (1 - \psi^2) \times H_{ug} = (1 - (0,95)^2) \times 40 = 3,9 \text{ Kcal/Kg.}$$

2) Pertes dans la 1^{ère} roue:

$$h_{r2} = \frac{A}{2g} [W_1^2 - W_2^2] = \frac{A}{2g} [W_1^2 - \psi^2 W_1^2] = \frac{A}{2g} [1 - \psi^2] W_1^2$$

$$h_{r2} = \frac{1}{8380} [1 - (0,95)^2] \times (427,37)^2 = 5,80 \text{ Kcal/Kg.}$$

3) Pertes dans le redresseur:

$$h_{red} = \frac{A}{2g} [C_2^2 - (C_1^2)] = \frac{A}{2g} [C_2^2 - \psi^2 C_2^2] = \frac{A}{2g} [1 - \psi^2] \times C_2^2$$

$$h_{red} = \frac{1}{8380} [1 - (0,88)^2] \times (280,22)^2 = 1,97 \text{ Kcal/Kg.}$$

4) Pertes dans la deuxième roue:

$$h_{r2} = \frac{A}{2g} [W_1^2 - W_2^2] = \frac{A}{2g} [1 - \psi^2] \times W_1^2$$

$$h_{r2} = \frac{1}{8380} [1 - (0,92)^2] \times (142,72)^2 = 0,353 \text{ Kcal/Kg.}$$

5) Pertes par vitesses restantes:

$$h_{vnt} = \frac{A}{2g} C_2^2 = \frac{1}{8380} (107,6)^2 = 1,37 \text{ Kcal/Kg.}$$

6) Somme des pertes dans la roue de Curtiss:

$$\Sigma h_c = h_t + h_{r2} + h_{red} + h_{r2} + h_{vnt} =$$

$$\Sigma h_c = 3,90 + 5,80 + 1,97 + 0,353 + 1,37 = 13,39 \text{ Kcal/Kg.}$$

h_t	3,90 Kcal/Kg
h_{r2}	5,80 Kcal/Kg
h_{red}	1,97 Kcal/Kg

h_{r2}	0,353 Kcal/Kg
h_{vnt}	1,37 Kcal/Kg
Σh_c	13,40 Kcal/Kg

7) Rendement utile de la roue de Curtiss:

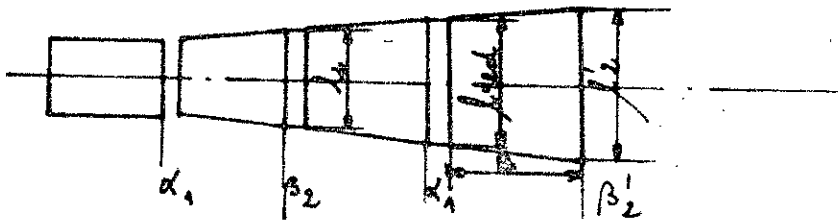
$$\eta_{luc} = \frac{\Delta L_u}{H_{reg}} = \frac{H_{ug} - \Sigma h_c}{H_{ug}} = 1 - \frac{\Sigma h_c}{H_{reg}}$$

$$\eta_{luc} = 1 - \frac{13,40}{40} = 1 - 0,335 = 0,6650.$$

$$\boxed{\eta_{luc} = 0,6650}$$

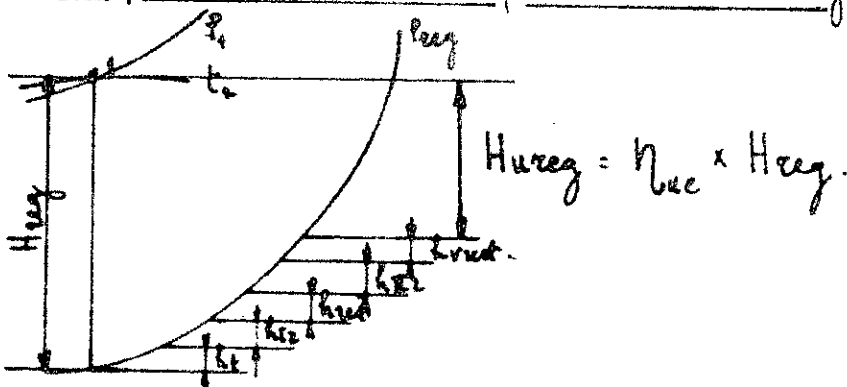
* On remarque que le rendement utile de la roue de Curtiss est presque égale au rendement (η_{luc}) opt. Donc la différence n'est pas grande ce qui signifie que le calcul est bon.

d) Longueur d'aubage :



B Largeur d'aubage.

e) Representation des pertes sur le diagramme i-s :



h_t	h_{t2}	h_{red}	$h_{t2'}$	$h_{red'}$
3,9	5,80	1,97	0,353	1,37
V_t	V_{t2}	V_{red}	$V_{t2'}$	$V_{red'}$
0,1467	0,1438	0,1425	0,1423	0,1446

* l_2 longueur d'aubage à la sortie de la 1^{ère} roue :

L'équation de la continuité de la 1^{ère} roue est :

$$G_s \times V_{t2} = \epsilon \times \pi \times D_{reg} \times l_2 \times \tau_1 \times W_2 \times \sin \beta_2$$

$$l_2 = \frac{G_s \times V_{t2}}{\epsilon \times \pi \times D_{reg} \times \tau_1 \times W_2 \times \sin \beta_2}$$

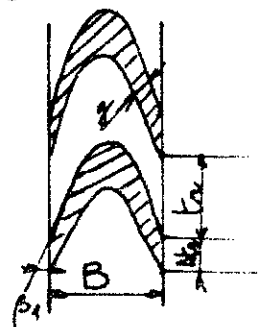
$$\tau_1 = 1 - \frac{\Delta t_2}{t_2}$$

$$\Delta t_2 = \frac{g}{\sin \beta_2} \quad g = 0,6 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{B}{2 \sin(\beta_1 + \beta_2)}$$

B longueur d'aubage.

$B \geq 26 \text{ mm}$ } 2 conditions de résistance
 $B > \frac{l_2}{10} \text{ mm}$ } ou prend $B = 25 \text{ mm}$ (Aubage)
 de centrifuges 1^{ère} roue



$$\tau_1 = 1 - \frac{\Delta t_2}{t_2} = 1 - \frac{g}{t_2 \sin \beta_2} = 1 - \frac{2g \sin(\beta_1 + \beta_2)}{B \sin \beta_2}$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{2 \times 0,6 \times \sin 41,211}{25 \times \sin 19,116} = 0,893$$

$$l_2 = \frac{10,52 \times 0,1436}{0,232 \times 3,14 \times 0,828 \times 0,893 \times 366 \times \sin 19,116} = 0,0234 \text{ m.}$$

$$l_2 = 23,40 \text{ mm}$$

* l'ed longueur d'aufrage à la sortie du redresseur:

L'équation de continuité pour la sortie du redresseur est:

$$G_s \times V_{red} = \varepsilon \times \pi \times D_{reg} \times l_{red} \times \tau_{red} \times C'_1 \sin \alpha'_1$$

$$l_{red} = \frac{G_s \times V_{red}}{\varepsilon \times \pi \times D_{reg} \times \tau_{red} \times C'_1 \sin \alpha'_1}$$

$$g = 0,65 \text{ mm.}$$

$$B = 20 \text{ mm.}$$

$$\tau_{red} = 1 - \frac{\Delta t_{red}}{t_{red}} = 1 - \frac{2g \times \sin(\alpha_2 + \alpha'_1)}{B \sin \alpha'_1} = 1 - \frac{2 \times 0,65 \sin 55,33'}{20 \times \sin 26,7'} = 0,878$$

$$l_{red} = \frac{10,52 \times 0,1425}{0,232 \times 3,14 \times 0,828 \times 0,878 \times 247 \times \sin 26,7'} = 0,0260 \text{ m.}$$

$$l_{red} = 26,00 \text{ mm}$$

* l'ed longueur d'aufrage à la sortie de la 2^{ème} roue:

L'équation de la continuité à la sortie de la 2^{ème} roue est:

$$G_s \times V_{R2} = \varepsilon \times \pi \times D_{reg} \times l'_2 \times \tau_{R2} \times W'_2 \times \sin \beta'_2$$

$$l'_2 = \frac{G_s \times V_{R2}}{\varepsilon \times \pi \times D_{reg} \times \tau_{R2} \times W'_2 \times \sin \beta'_2}$$

$$g = 0,7 \text{ mm.}$$

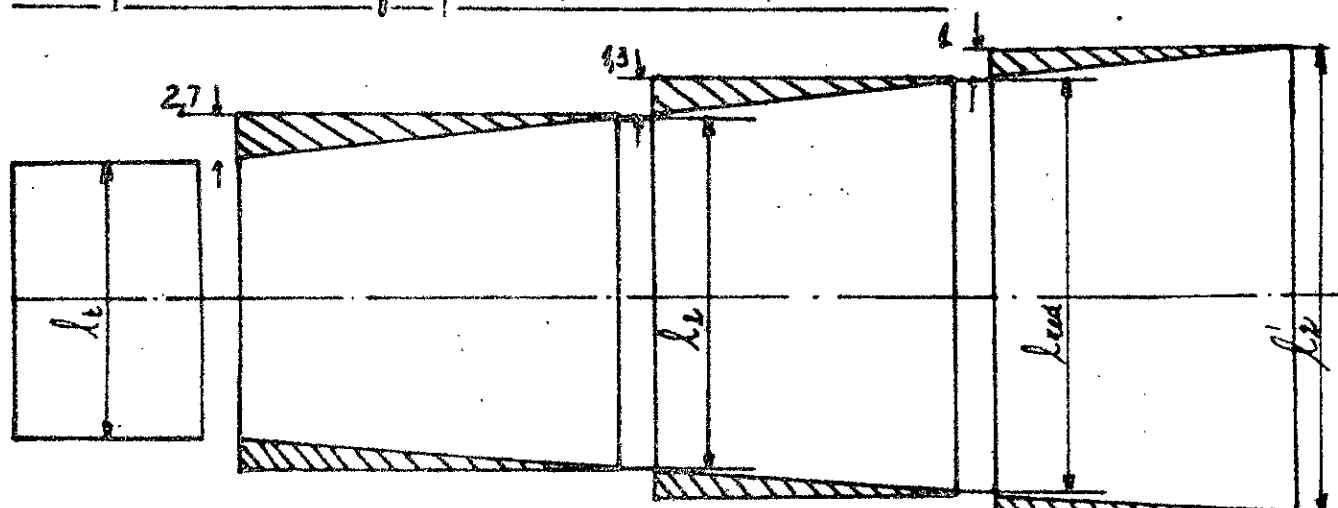
$$B = 20 \text{ mm.}$$

$$\tau_{R2} = 1 - \frac{\Delta t_2}{t_2} = 1 - \frac{2g \times \sin(\beta'_1 + \beta'_2)}{B \sin \beta'_2} = 1 - \frac{2 \times 0,7 \times \sin 98,3}{20 \sin 48,18} = 0,907$$

$$l'_2 = \frac{10,52 \times 0,1423}{0,232 \times 3,14 \times 0,828 \times 0,907 \times 132 \times \sin 48,18} = 0,0277 \text{ m.}$$

$$l'_2 = 28,00 \text{ mm}$$

Croquis d'au bage pour la rove de curtiss :



$$l_t = 18 \text{ mm} \quad l_1 = 27 \text{ mm} \quad l_2 = 23,4 \text{ mm} \quad l_{rad} = 26 \text{ mm} \quad l'_2 = 28 \text{ mm}$$

f) Pertes de frottements et de ventilation de la rove de Curtiss :

* Puissance de frottement et de ventilation (Curtiss)

$$N_{fv} = \alpha_1 \left[1,46 D^2 + 0,83 (0,75 - \varepsilon) D \times l^{1,5} \right] \frac{U^3}{U_{106}^6} \text{ [CV]}$$

$$\alpha_1 = 1,2 \quad D = D_{rug} = 0,828 \text{ m} \quad \varepsilon = \varepsilon_{rug} = 0,232$$

$$l = l_m = \frac{l_2 + l'_2}{2} = 2,57 \text{ cm} \quad U = U_m = \frac{V_{sr} + V_{sr2}}{2} = 0,14295 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$U = 130 \text{ m/s}$$

$$N_{fv} = 1,2 \left[1,46 (0,828)^2 + 0,83 (0,75 - 0,232) \times 0,828 \times (2,57)^{1,5} \right] \frac{(130)^3}{0,14295^{106}}$$

$$N_{fv} = 45,51 \text{ CV}$$

$$AL_{fv} = \frac{75 \times N_{fv}}{427 \times G_s} = \frac{75 \times 45,51}{427 \times 10,52} = 0,759 \text{ kcal/kg}$$

$$AL_{fv} = 0,76 \text{ kcal/kg}$$

$$z_{fv} = \frac{AL_{fv}}{H_{rug}} = \frac{0,76}{40} = 0,019$$

$$z_{fv} = 0,019$$

* g) Rendement Interieur de la turbine

$$\eta_{ic} = \eta_{ue} - \sum f_v = 0,6650 - 0,019 = 0,646$$

$$\eta_{ic} = 0,646$$

* h) Puissance Interieur de la roue de Curtis :

$$N_{ic} = \frac{Gh \times H_{reg} \times \eta_{ic}}{860} \quad [Kw] \quad \begin{array}{l} Gh: Kg/h \\ H_{reg}: Kcal/Kg \end{array}$$

$$N_{ic} = \frac{37886 \times 40 \times 0,646}{860} = 1138,34 Kw$$

$$N_{ic} = 1138,34 Kw$$

1.3.2 Correction du calcul de disposition de (A-Partie) :

$$H_{reg} = 40 Kcal/Kg$$

$$D_{reg} = 0,828 m$$

$$\eta_{ic} = 0,646$$

* a) Reduction de la roue de Curtis à des etage de A-etape :

$$(U_{reg})^2_{red} = \chi \times H_{reg} \times \frac{\eta_{ic}}{\eta_{iet}} = \frac{1600 \times 40 \times 0,646}{0,785} = 52667 m^2/s^2$$

$$(\sum u^2)' = (\sum u^2) - (U_{reg})^2_{red} = \mu \times H_{th} \times \chi - (U_{reg})^2_{red} =$$

$$(\sum u^2)' = 1,02 \times 117,5 \times 1600 - 52667 = 139093 m^2/s^2$$

$$u' = \frac{u \times H_{th} - H_{reg}}{H'_{t}} = \frac{1,02 \times 117,5 - 40}{79,7} = 1,002$$

$H_{reg} = 40 Kcal/Kg$
$D_{reg} = 0,828 m$
$\eta_{ic} = 0,646$

$H'_{t} = 79,7 Kcal/Kg$
$\mu' = 1,002$
$\chi' = 1741$

b) Calcul du 1^{er} étage de (A-étage)

On diagramme des valeurs optimales on en déduit

$$(u/c_1) = f(x') = 0,4733$$

$$(\alpha_1) = f(x') = 12^\circ 53' \quad \alpha_1 = 12^\circ 31' 48''$$

$$\sin \alpha_1 = 0,2169$$

$$\tau = 1 - \frac{g}{t \sin \alpha_1} = 1 - \frac{0,65}{20 \sin 12^\circ 31'} = 0,850$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{60 \times G_s \times V_{ug} \times (u/c_1)}{\pi^2 \times \tau \times k \times l_1 \times \sin \alpha_1}}$$

$$l_1 = 0,02 \text{ m}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{60 \times 10,52 \times 0,1544 \times 0,4733}{(3,14)^2 \times 0,850 \times 3000 \times 0,02 \times 0,2169}} = 0,649 \text{ m}$$

$$D_1 = 0,649 \text{ m}$$

* c) Calcul du dernier étage de (A-étage):

$$V_f = V_2 = 0,4600 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$D_d = D_{d_0} = 0,649 \text{ m}$$

$$l_d = l_1 \frac{V_d}{V_1} = 0,02 \left(\frac{0,4600}{0,1544} \right) = 0,0597 \text{ m}$$

$$D_d = 0,649 \text{ m}$$

$$l_d = 0,06 \text{ m}$$

* d) Calcul du nombre d'étage:

$$D_m = \frac{D_1 + D_d}{2} = \frac{0,649 + 0,649}{2} = 0,649 \text{ m}$$

$$U_m = \frac{\pi \times D_m \times k}{60} = \frac{3,14 \times 0,649 \times 3000}{60} = 101,89 \text{ m/s}$$

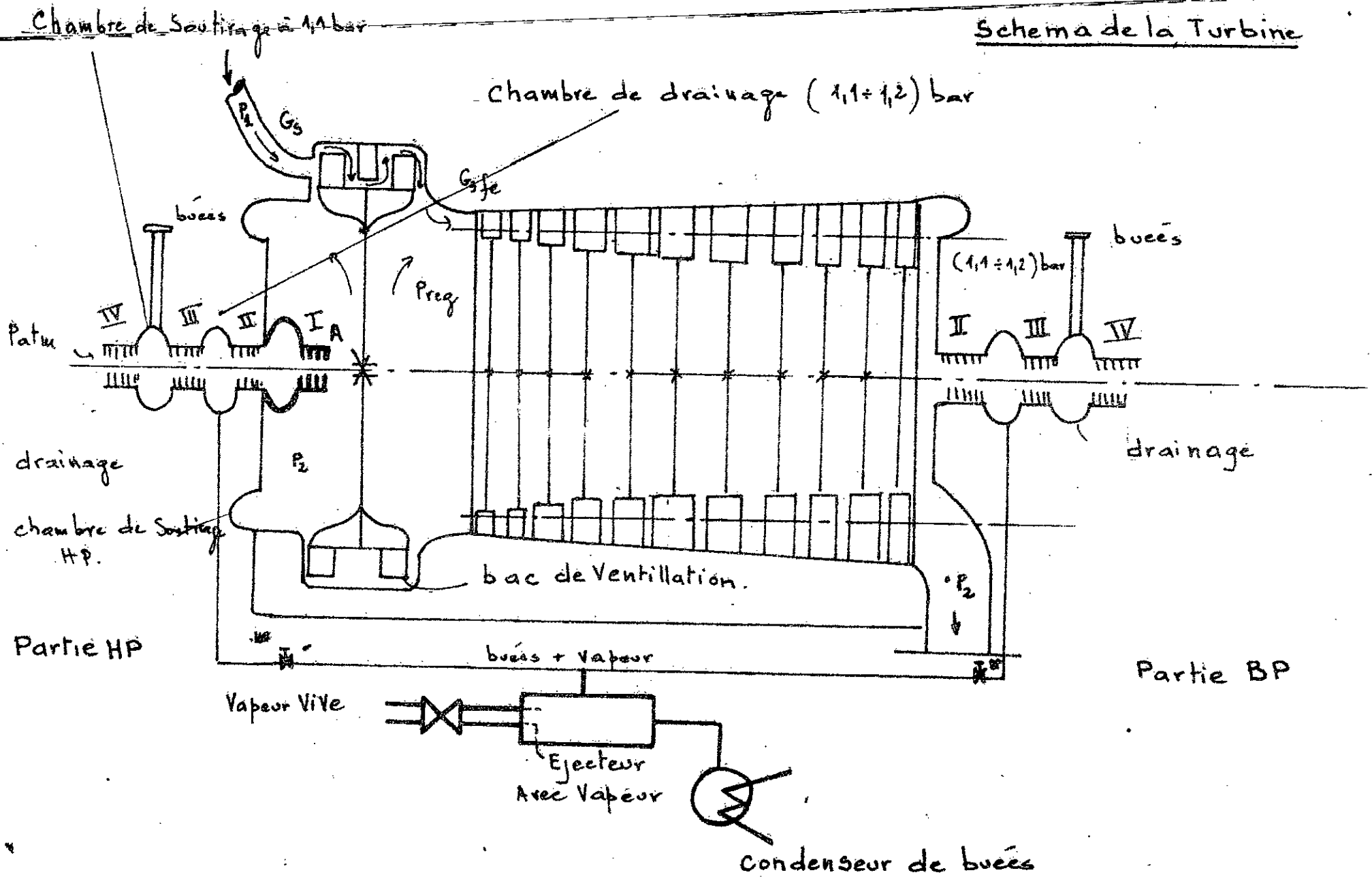
$$(U_m)^2 = (101,89)^2 = 10381,57 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$z' = \frac{(\sum u^2)'}{(U_m)^2} = \frac{139093}{10381,57} = 13,39$$

$$Z = 14$$

$$Z \in \mathbb{N}$$

Schema de la Turbine



Explication du schéma de la turbine

1. La machine a deux cheminées de brées. Une cheminée avant la roue Curtis c'est-à-dire qu'elle se trouve dans la partie HP (voir schéma de la turbine). L'autre se trouve après la partie Action c'est-à-dire dans la partie BP.
2. On a deux vannes HP et BP qui il faut toujours contrôler la vanne HP (c'est pour éviter la pression atmosphérique de rentrer dans le condensateur ce qui implique on aura plus de vide).
La vanne de BP sert à régler la pression à 1,1 bar. Si la vitesse change pendant le travail on ne règle pas. On règle toujours les vannes pendant le démarrage de la turbine.
3. Dans les chambres de drainage on a un passage de la vapeur.
- 4 - Étanchéité, le calcul se fait après les relations de Stodola selon deux cas. 1^{er} cas $P_0 > P_K$

P_K pression critique $P_K = P_0 \times 0,85 / \sqrt{Z+1,5}$ pro de vitesse critique

2nd Cas $P_0 < P_K$ on a vitesse critique.

$$P_K = 19 \times 0,85 / \sqrt{40+1,5} = 2,5 \text{ bar} \quad P_0 = 2,5 < 5$$

Donc $P_0 > P_K$ implique qu'on a pas vitesse critique.

Pour le calcul d'étanchéité voir la suite.

1) calcul de Z_{fe} (Partie IA).

$$G_s = G_s (1 - Z_{fe}) + G_{fe} \Rightarrow G_s = G_s - G_s Z_{fe} + G_{fe}$$

$$G_s = G_s - Z_{fe} \times G_s + Z_{fe} G_s = G_s.$$

donc $G_s (1 - Z_{fe}) = G_s - G_{fe}$

$$1 - Z_{fe} = \frac{G_s - G_{fe}}{G_s} \Rightarrow Z_{fe} = 1 - \frac{G_s - G_{fe}}{G_s}$$

* Calcul de G_{fe} :



Soit $Z_{IA} = 40$ le nombre de labyrinthes dans la partie IA.

* Selon STODOLA on a deux cas à étudier :

1) Cas: soit P_K la pression critique. C'est la pression qui donne la vitesse critique dans les labyrinthes.

- si $P_2 < P_K$ on a une vitesse critique.

- si $P_2 > P_K$ pas de vitesse critique.

Soit G_{fe} le débit de fuite externe.

$$G_{fe} = \sqrt{\frac{g (P_1^2 - P_2^2) 10^8}{Z_{IA} \times P_1 \times V_1 \times 10^4}} \times f_f.$$

Avec : $f_f = \pi \cdot D_f \cdot S_f$

$D_f = 250 \text{ mm. } P_1 = 19 \text{ bars}$

$f_f = 0,6 \text{ mm. } P_2 = 5 \text{ bars}$

$f_f = 3,14 \times 0,25 \times 6 \times 10^{-4} = 4,71 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ $g = 9,8 \text{ m/s}^2$ $V_1 = 0,1541 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$G_{fe} = 4,71 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{9,81 (19^2 - 5^2) 10^8}{19 \times 40 \times 0,1541 \cdot 10^4}} = 0,253 \text{ kg/s.}$$

$$Z_{fe} = 1 - \frac{10,52 - 0,253}{10,52} = 0,024 \text{ soit } Z_{fe} = 2,4\%.$$

Donc on constate bien que $Z_{fe} = 2,4\%$ est inférieure à la valeur 3% fixée généralement.

2) calcul de G_{fe} dans la partie II_A (Hante pression) 36

G_{fe} est toujours donnée par la formule de STODOLA

$$G_{fe} = f f \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{P_1 \cdot V_1 \cdot Z_{II}}}$$

$$G_{fe} = 4,71 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{9,81(19^2 - 5^2) \cdot 10^8}{19 \times 24 \times 19,1541 \cdot 10^6}} = 0,323 \text{ kg/s}$$

3) calcul de G_{fe} dans la partie II_A (Basse pression)

$$G_{fe} = f f \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{P_1 \cdot V_2 \cdot Z_{II}}}$$

$$G_{fe} = 4,71 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{9,81(19^2 - 5^2) \cdot 10^8}{19 \times 0,4600 \times 24}} = 0,187 \text{ kg/s}$$

On constate bien que $G_{fe} \text{ BP} < G_{fe} \text{ HP}$.

car $V_2 \gg V_1$.

$Z_{fe} = 2,4\%$	$Z_I = 40$
$G_{feI} = 0,253$	$Z_{II} = 24$
$G_{feBP} = 0,323$	$Z_{III} = 12$
$G_{feHP} = 0,187$	$Z_{IV} = 6$

4) Remarques: les parties III et IV n'ont pas été calculées car à ce niveau les pertes sont très faibles et de même que généralement l'étauxchité n'est presque pas calculée. Donc le nombre de la byrinite est donné par les constructeurs.

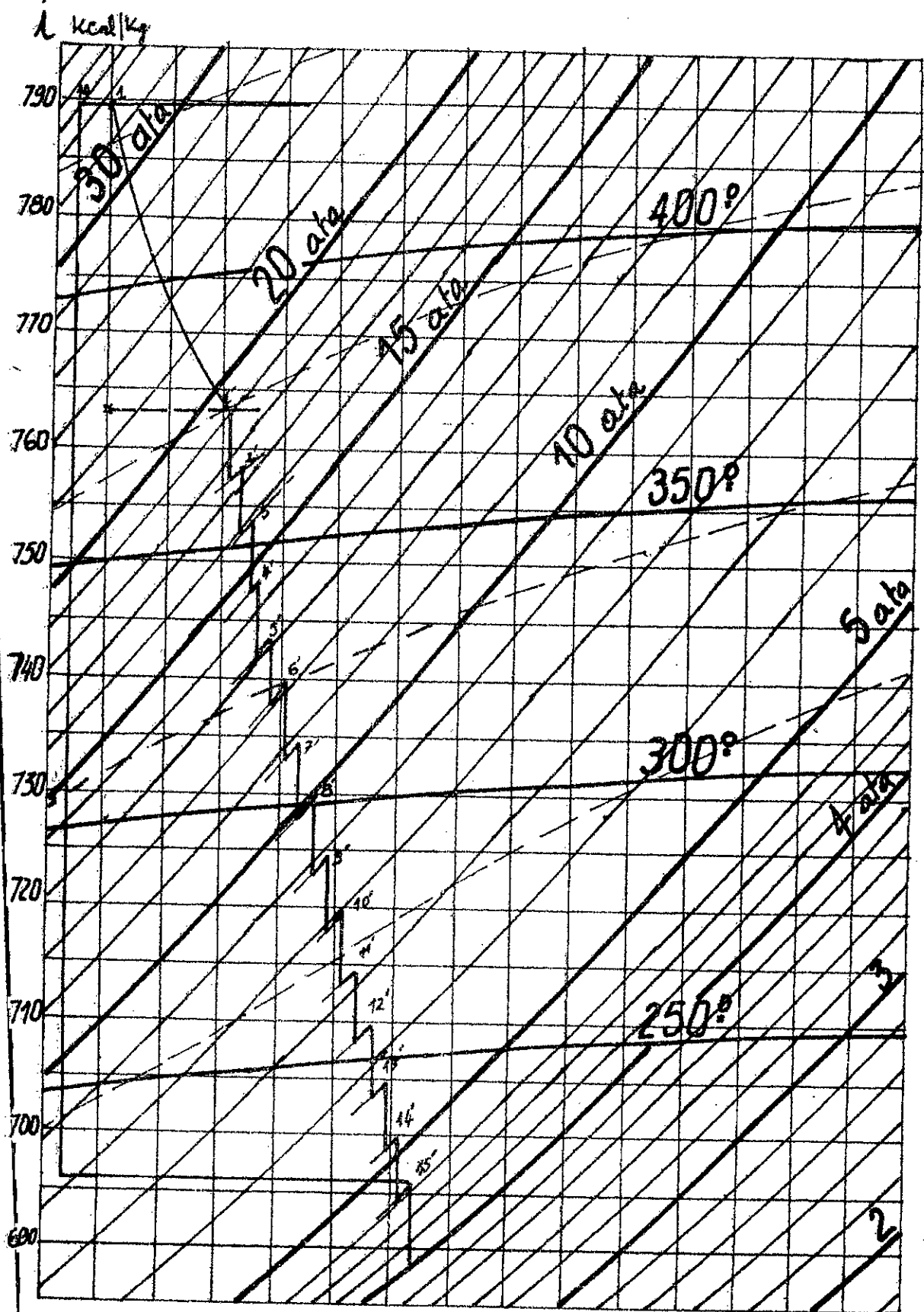


Diagramme i-s Representation de la chute d'enthalpie dans chaque étage.

S kcal/kg°C

Echelle: Enthalpie: 1 mm = 0,5 [Kcal/Kg]
 Entropie: 1 mm = 0,001 [Kcal/kg°C]

Explication du tableau de valeur de la partie Action :

On fait le calcul uniquement pour le 1^{er} et étage et le 2^{ème} étage car à partir du 2^{ème} étage le principe de calcul est le même.

a) Calcul du 1^{er} étage :

1. Soit D le diamètre du 1^{er} et dernier étage calculé précédemment $D_1 = D_d = D = 649 \text{ mm}$.
2. Soit U la vitesse périphérique calculée précédemment U est donnée par la formule suivante $U = \pi \cdot D \cdot n / 60 = 102 \text{ m/s}$
3. Du diagramme $i-s$ on tire la valeur de l'enthalpie du premier étage soit $i'_1 = 762,40 \text{ kcal/Kg}$
4. Du diagramme $i-s$ la pression $P'_1 = 19 \text{ bars}$.
5. Du diagramme $i-s$ la valeur spécifique $v'_1 = 0,1541 \text{ m}^3/\text{Kg}$.
6. Le nombre de PARSONS de la partie Action est $\chi' = 1741 \text{ m}^2/\text{kg/s}^2$
7. La chute d'enthalpie $h_{et} = \frac{U^2}{\chi'} = 5,97 \text{ kcal/Kg}$.
8. soit σ le coefficient de perte par vitesse restante $\sigma = 0$
9. Chute d'enthalpie totale due à la chute d'enthalpie de l'étage + chute d'enthalpie par vitesse restante $\Delta h_{tot} = h_{et} + \sigma h_{et} = 5,97 \text{ kcal/Kg}$
10. Soit P'_2 la pression à la sortie du 1^{er} étage, du diagramme $i-s$ $P'_2 = 17,40 \text{ bars}$.
11. soit C_1 la vitesse absolue $C_1 = \psi \times 91,53 \sqrt{\Delta h_{tot}} = 0,95 \times 91,53 \sqrt{5,97} = 24,1 \text{ m/s}$
12. chute d'enthalpie dans la tuyère $\Delta h_t = (1 - \psi^2) \Delta h_{tot}$
 $(1 - 0,95^2) 5,97 = 0,468 \text{ kcal/Kg}$.
13. $\alpha_1 = \chi(\chi') = 42^\circ 31'$
14. soit Z_t le nombre de tuyère $Z_t = 48$ pour une diamètre soc $D < 700$

15. Le pas $t = \pi \cdot D / Z_t = 3,14 \times 649 / 48 = 42,5 \text{ mm}$.
16. Epaisseur de la tuyère $g_t = 1,4 \text{ mm}$.
17. $\Delta t = g_t / \sin \alpha_1 = 1,4 / 0,2169 = 6,45 \text{ mm}$.
18. Coefficient d'obstruction: $Z_t = 1 - \Delta t / t = 1 - 6,45 / 42,5 = 0,848$.
19. Diamètre du rotor $D_2 = D_{fi}$ évalué sur la base d'expérience $D_2 = 250 \text{ mm}$.
20. Epaisseur de la fuite interne $S_{fi} = 0,6 \text{ mm}$ fixé par la construction.
21. Surface de fuite interne $f_{fi} = \pi \cdot D_2 \cdot S_{fi} = 471 \text{ mm}^2$.
22. Soit Z_{lab} le nombre de labyrinthes par le premier étage on prend $Z_{lab} = 7$ évalué sur la base d'expérience dans le domaine de la construction.
23. D'après Stodola le débit des fuites internes est donné par la relation suivante $G_{si} = 10 \sqrt{g(P_1^2 - P_2^2) / Z_t \cdot P_1 \cdot V_1} = 0,248 \text{ Kg/s}$.
24. Débit de vapeur dans chaque étage est donné par la relation suivante $G_{set} = G_s - G_{fi}$
avec $G_s = G_s - Z_{fe} = 10,52 - 0,252 = 10,268 \text{ Kcal/Kg}$.
 $\Rightarrow G_{set} = 10,268 - 0,248 = 10,02 \text{ Kcal/Kg}$.
25. Soit V_t le volume spécifique à la sortie de la tuyère $V_t = 0,1666 \text{ m}^3/\text{Kg}$.
26. Longueur de la tuyère $l_t = (G_{set} \times V_t) / \pi \cdot D \cdot Z_t \times C_1 \times \sin \alpha_1$
 $l_t = 10,02 \times 0,1666 / 3,14 \times 649 \times 0,848 \times 214,69 \times 0,2169 = 20,82 \text{ mm}$.
27. Soit β_1 l'angle d'entrée dans l'arc de $\tan \beta_1 = C_1 \sin \alpha_1 / C_1 \cos \alpha_1 - U$
 $\tan \beta_1 = 214,69 \times 0,2169 / 214,69 \times 0,9152 - 102 = 0,4327 \Rightarrow \beta_1 = 23^\circ 24'$
28. Vitesse relative $w_1 = C_1 \sin \alpha_1 / \sin \beta_1 = 214,69 \times 0,2169 / 0,394 = 117,25 \text{ m/s}$
29. Coefficient de ralentissement de vitesse en fonction $(\beta_1 + \beta_2)$ $\psi = 0,865$.

30. Angle de sortie de l'aube $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ 30' = 21^\circ 54'$
31. Vitesse relative à la sortie de l'aube $W_2 = \psi \times W_1 = 0,865 \times 117,5 = 101,42 \text{ m/s}$
32. Chute d'enthalpie dans l'aube $\Delta h_c = \frac{1}{2g} (W_1^2 - W_2^2) = \frac{1}{2g} (1 - \psi^2) W_1^2$
 $\Delta h_c = \frac{1}{8330} (1 - 0,865^2) 117,5^2 = 0,413 \text{ Kcal/Kg}$
33. Volume spécifique au niveau de l'aube $V_2 = 0,1668 \text{ m}^3/\text{Kg}$
34. $\Delta t_2 = g_2 / \sin \beta_2 = 0,6 / \sin 21^\circ 54' = 1,610 \text{ mm}$
35. Pas dans l'aube $t_2 = B / 2 \sin(\beta_1 + \beta_2) = 20 / 2 \sin 45^\circ 18' = 14,10 \text{ mm}$
36. Coefficient d'obstruction dans l'aube $\zeta_2 = 1 - W_2/t_2 = 0,8858$
37. Longueur d'aubage $l_2 = l_t \cdot \frac{V_2 \times C_1 \times \sin \alpha_1 \times \zeta_1}{V_t \times W_2 \times \sin \beta_2 \times \zeta_2}$
 $l_2 = 60,82 \cdot \frac{0,1668 \times 214,69 \times 0,269 \times 0,848}{0,1666 \times 101,42 \times 0,3729 \times 0,8858} = 24,56 \text{ mm}$
38. $\alpha_2, \text{tg} \alpha_2 = W_2 \sin \beta_2 / W_2 \cos \beta_2 - U = 101,42 \times 0,3729 / 0,9278 \times 101,42 - 102$
 $\text{tg} \alpha_2 = -4,79 \Rightarrow \alpha_2 = 109^\circ 47'$
39. Vitesse relative $C_2 = W_2 \sin \beta_2 / \sin \alpha_2 = 101,42 \times 0,3729 / 0,9189 = 39,64 \text{ m/s}$
40. Chute d'enthalpie par vitesse restante $\Delta h_{v2} = \frac{1}{2g} C^2 = \frac{1}{8330} \times (39,64)^2 = 0,182$
 soit $\Delta h_{v2} = 0,1782 \text{ Kcal/Kg}$
41. Pertes par frottement et ventilation $N_{fv} = 1,1 \times 1,46 D^2 \times U^3 / V \times 10^6$
 $N_{fv} = 1,1 \times 1,46 \times 0,649^2 \times 102^3 / 0,1668 = 4,650 \text{ Kcal/Kg}$
42. Pertes par frottement $\Delta h_f = 75 N_{fv} / 427 G_{\text{sect}}$
 $\Delta h_f = 75 \times 4,65 / 427 \times 10,02 = 0,082 \text{ Kcal/Kg}$
43. Pertes par fuite interne = $G_{fi} / G_{\text{sect}} (h_{t2} - \Delta h_c - \Delta h_{v2} - \Delta h_{fv})$
 $\Delta h_{fi} = 0,248 / 10,02 (5,97 - 0,468 - 0,1782 - 0,082) = 0,129 \text{ Kcal/Kg}$
44. Pertes interne par charge $\Delta h_{ict} = (\Delta h_{t2} - \Delta h_c - \Delta h_{v2} - \Delta h_{fv} - \Delta h_{fi})$
 $\Delta h_{ict} = (5,97 - 0,468 - 0,413 - 0,1782 - 0,082 - 0,129) = 4,699 \text{ Kcal/Kg}$

45. Rendement interne d'étage $\eta_{iet} = \Delta h_{iet} / \Delta h_{tct} = \frac{4,699}{5,97} = 0,787$

46. Enthalpie dans le dernier étage i_2 du diagramme i-s

$$i_2 = 757,5 \text{ Kcal/Kg.}$$

47. Puissance interne d'étage $N_{ie} = \frac{427}{1,38 \times 75} \Delta h_{iet} \times G_{set}$

$$N_{ie} = \frac{427}{1,38 \times 75} \times 4,699 \times 10,02 = 197,1 \text{ kW.}$$

48. Somme des pertes $\Sigma h_u = C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2$

$$\Sigma h_u = 214,63 \cos 12^\circ 39' - 38,64 \cos 101^\circ 47' = 217,46 \text{ Kcal/Kg}$$

49. Rendement utile d'étage $\eta_{uet} = \frac{A}{g} (u \cdot \Sigma h_u) / \Delta h_{tct}$

$$\eta_{uet} = \frac{1}{4190} (102 \times 217,46) / 5,97 = 0,886$$

b) calcul du 2^{ème} étage

Remarque: du deuxième étage jusqu'au dernier étage, on constate que beaucoup de valeurs sont constante par exemple.

$$D = 649 \text{ mm}; u = 102 \text{ m/s}; X' = 1741 \text{ m}^2 \text{ kg} / \Delta \text{Kcal}; h_{tct} = 5,97 \text{ kcal}$$

$$d_n = f(X') = 12^\circ 39', Z_t = 48; t = 42,5 \text{ mm}; g_t = 1,4 \text{ mm}; Z_t = 9,848$$

$$D_2 = 250 \text{ mm}; S_{fi} = 0,6 \text{ mm}; f_{fi} = 471 \text{ mm}^2; i_2 = 757,5 \text{ Kcal/Kg.}$$

1- σ coefficient de perte par vitesse restant $\sigma = 0,75$ jusqu'au dernier étage car une partie de la vitesse restante qui est perdue est ~~restante~~

2- $\Delta h_{tct} = h_{tct} + \sigma h_{v2} = 5,97 + 0,75 \times 0,1782 = 6,10 \text{ Kcal/Kg.}$

3- $P_2' = 17,4 \text{ bars}; V_2' = 0,1670 \text{ m}^3/\text{kg}$ du diagramme i-s.

4- Pression à la sortie du 2^{ème} étage $P_2'' = 15,80 \text{ bars.}$

5- Vitesse absolue $C_2 = 9 \times 91,53 \sqrt{6,10} = 217,02 \text{ m/s.}$

6- Chute d'enthalpie dans la tuyère $h_{tt} = 0,478 \text{ Kcal/Kg}$

7- Nombre de labyrinthes $Z_2 = 5.$

8- Débit de fuite interne $G_{fi} = 10^2 \sqrt{(P_2'' - P_2') / Z_2} \cdot V_2' \cdot P_2' = 0,282 \text{ Kg/s}$

- 9- Debit par étage $G_{set_2} = G_s - G_{fi} = 10,268 - 0,282 = 9,985 \text{ kg/s}$.
- 10- Volume spécifique au niveau de la 2^{ème} tuyère $V_{t_2} = 0,1807 \text{ m}^3/\text{kg}$
- 11- Longueur de la 2^{ème} tuyère $l_{t_2} = G_{set_2} \times V_{t_2} / \pi \cdot D \cdot \rho_c \times C'_1 \sin \alpha_1$
 $l_{t_2} = 9,985 \times 0,1807 / (3,14 \times 649 \times 0,848 \times 217,02 \times 0,2169) = 22,18 \text{ mm}$.
- 12- Volume spécifique dans la 2^{ème} aube $V_{22} = 0,1952 \text{ m}^3/\text{kg}$
- 13- β_1 $\tan \beta_1 = C'_1 \sin \alpha_1 / C'_1 \cos \alpha_1 - u = 217,02 \times 0,2169 / 217,02 \times 0,2169 - 102$
 $\tan \beta_1 = 0,4275 \Rightarrow \beta_1 = 23^\circ 9'$
- 14- Vitesse relative dans la 2^{ème} étage $W'_1 = C'_1 \sin \alpha_1 / \sin \beta_1$
 $W'_1 = 217,02 \times 0,2169 / \sin 23^\circ 9' = 113,73 \text{ m/s}$.
- 15- Coefficient de ralentissement $\psi = 0,864$.
- 16- $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ 30' = 21^\circ 40'$
- 17- Vitesse relative à la sortie dans la 2^{ème} étage $W'_2 = \psi \times W'_1 = 103,44 \text{ m/s}$
- 18- chute d'enthalpie dans la 2^{ème} aube $dh_2 = \frac{1}{2g} (W_1'^2 - W_2'^2) = (1 - \psi^2) W_1'^2$
 $dh_2 = \frac{1}{8380} (1 - 0,864^2) 113,73^2 = 0,433 \text{ kcal/kg}$.
- 19- $t_2 = b / 2 \sin(\beta_1 + \beta_2) = 20 / 2 \sin(44^\circ 49') = 14,18 \text{ mm}$.
- 20- $st_2 = g_2 / \sin \beta_2 = 0,6 / \sin 21^\circ 40' = 1,625 \text{ mm}$.
- 21- Coefficient d'obstruction $\zeta_2 = 1 - st_2/t_2 = 0,8854$.
- 22- Longueur d'aubage dans la 2^{ème} étage:
 $l_{22} = l_{t_2} \times \frac{V_{22} \times C'_1 \sin \alpha_1 \times \zeta_2}{V_{t_2} \times W_2' \times \sin \beta_2 \times \zeta_2} = 22,18 \times \frac{0,1952 \times 217,02 \times 0,2169 \times 0,8854}{0,1807 \times 103,44 \times \sin 21^\circ 40' \times 0,8854} = 26,18 \text{ mm}$
- 23- α'_2 , $\tan \alpha'_2 = \frac{W_2' \sin \beta_2}{W_2' \cos \beta_2 - u} = \frac{103,44 \sin 21^\circ 40'}{103,44 \cos 21^\circ 40' - 102} = -6,52 \Rightarrow \alpha'_2 = 93^\circ 13'$
- 24- Vitesse absolue dans la 2^{ème} étage $C'_2 = W_2' \sin \beta_2 / \sin \alpha'_2 = 38,64 \text{ m/s}$
- 25- Pertes par vitesse restante $dh_{v_2} = \frac{1}{2g} C_2^2 = \frac{1}{8380} (38,64)^2 = 0,1782 \text{ kcal/kg}$
- 26- Pertes par frottement et ventilation $N_{fr} = 1,1 \times 1,463^2 \times u^3 / 0,16^6 = 4,290 \text{ cv}$

27 - Pertes par frottements $\Delta h_f = 75 N/v / 427 G_{\text{net}}$.

$$\Delta h_f = 75 \times 4,290 / 427 \times 9,985 = 0,075 \text{ kcal/kg.}$$

28 - Pertes par fuite interne. $\Delta h_{fi} = \frac{G_{fi}}{G_{\text{net}}}$ ($h_{tet} - \Delta h_t - \Delta h_{\text{int}} - \Delta h_{fr}$)

$$\Delta h_{fi} = 0,282 / 9,985 (5,97 - 0,478 - 0,1782 - 0,075) = 0,152 \text{ kcal/kg}$$

29 - Altitude chute d'enthalpie interne d'étage: $\Delta h_{\text{int}} = (h_{\text{int}} - \Delta h_t - \Delta h_{\text{int}} - \Delta h_{fr})$

$$\Delta h_{\text{int}} = (6,10 - 0,478 - 0,433 - 0,1782 - 0,075 - 0,152) = 4,783 \text{ kcal/kg}$$

30 - Rendement interne d'étage $\eta_{\text{int}} = \Delta h_{\text{int}} / \Delta h_{\text{tot}} = \frac{4,783}{6,10} = 0,78$

31 - Puissance interne d'étage $N_{ie} = \frac{427}{1,38 \times 75} \cdot G_{\text{net}} \times \Delta h_{\text{int}}$

$$N_{ie} = \frac{427}{1,38 \times 75} \times 9,985 \times 4,783 = 199,92 \text{ kW.}$$

32 - Somme des pertes utiles $\Sigma h_u = C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2$

$$\Sigma h_u = 217,02 \text{ cos } 12^\circ 31' - 38,64 \text{ cos } 98^\circ 43' = 217,70 \text{ kcal}$$

33 - Rendement utile d'étage $\eta_{\text{ut}} = \frac{1}{g} (U \times \Sigma h_u) / \Delta h_{\text{tot}}$

$$\eta_{\text{ut}} = \frac{1}{4190} \times 102 \times 217,70 / 4,783 = 0,867.$$

* CALCUL DE LA PUISSANCE INDIQUEE

soit N_i la puissance indiquée qui est égale à:

$N_i = \Sigma N_{ie} + N_{ic}$ avec N_{ie} puissance indiquée dans chaque étage et N_{ic} puissance indiquée dans la roue de Curtiss.

$$\Sigma N_{ie} = 2681 \text{ kW. } N_{ic} = 1138 \text{ kW.}$$

$$N_i = 2681 + 1138 = 3819 \text{ kW.}$$

* soit N_{eff} la puissance effective.

$$N_{eff} = N_i \times \eta_m \quad \text{avec } \eta \text{ rendement mécanique fixe à } 0,98$$

$$N_{eff} = 3819 \times 0,98 = 3742,62 \text{ kW.}$$

On remarque que la puissance effective calculée est celle dont

par le sujet existe une difference. soit ΔN_{eff} cette difference. $\Delta N_{eff} = N_{eff_{mpt}} - N_{eff_{cal}} = 4000 - 3742,62 = 257,38 \text{ kW}$

Donc on a une erreur relative de

$$\frac{\Delta N}{N_{eff_{mpt}}} = \frac{257,38}{4000} = 0,064 \text{ environ } 7\%$$

L'erreur relative est un peu important donc il faut faire des corrections au niveau du debit de vapeur, du taux d' Injection partielle, et surtout sur les longueurs des tuyeres et les longueurs d'aubages pour la roue curtiss et la partie action

Donc pour chaque valeur du debit de vapeur, taux d' Injection partielle, et les longueurs de tuyeres ainsi que les longueurs d'aubages on doit multiplier par le rapport suivant chaque valeur: $N_{eff_{mpt}}/N_{eff_{cal}} = 4000/3743 = 1,07$.

a) Correction du debit de vapeur: G_s

$$G_{s \text{ Cor}} = G_{s \text{ cal}} \times \frac{N_{eff_{mpt}}}{N_{eff_{cal}}} = 10,52 \times 1,07 = \underline{11,24 \text{ Kg/A}}$$

b) Correction des longueurs dans la roue de Curtiss.

1. Soit a corriger le taux d' Injection partielle ϵ .

$$\epsilon_{\text{Cor}} = \epsilon_{\text{cal}} \times \frac{N_{mpt}}{N_{cal}} = 0,232 \times 1,07 = \underline{0,248}$$

2. Longueur d'aube a la sortie de la 1^{ere} roue.

$$l_{e \text{ Cor}} = l_{e \text{ cal}} \times \frac{N_{mpt}}{N_{cal}} = 23,4 \times 1,07 = \underline{24,86 \text{ mm}}$$

3. Longueur d'aube a la sortie du redresseur.

$$l_{ud} = l_{cal} \times \frac{N_{mpt}}{N_{cal}} = 26 \times 1,07 = \underline{27,82 \text{ mm}}$$

4. Longueur d'aubage à la sortie de la deuxième roue :

$$l'_2 = l_2 \text{ cal} \times \frac{N_{\text{eff supt}}}{N_{\text{eff cal}}} = 28 \times 1,07 = \underline{\underline{29,96 \text{ mm}}}$$

pour les longueurs des tuyères et des aubages de la partie action voir grand tableau de calcul des valeurs de la partie Action.

* Pression au point du dernier étage.

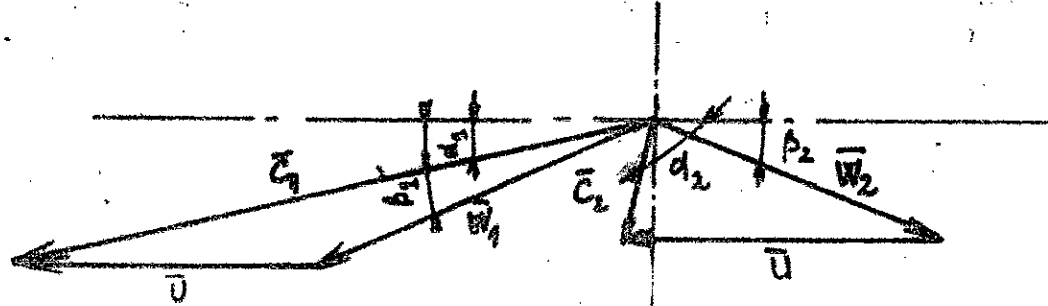
$$P'_2 = 4,6 \text{ bars (voir fig diagramme i-s)}$$

$P_2 \text{ supt} = 5 \text{ bar}$, donc il existe une différence de pression. Soit ΔP cette différence $\Delta P = P_2 - P'_2 = 5 - 4,6 = 0,4$

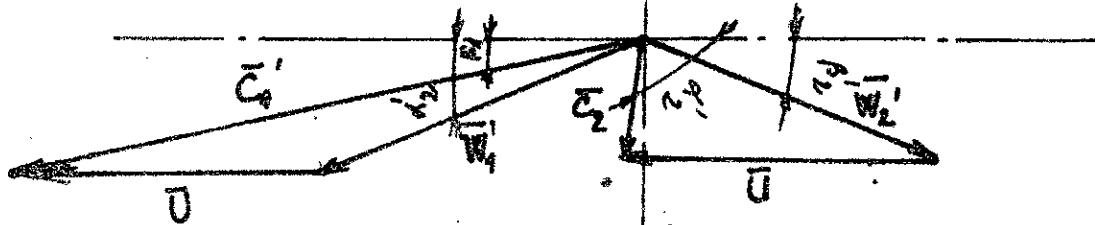
L'erreur relative est de $\frac{\Delta P}{P_2} = \frac{P_2 - P'_2}{P_2} = \frac{5 - 4,6}{5} = 0,08 = 8\%$

8% est inférieure à 10% donc on est bien situé dans l'intervalle.

TRIANGLES DES VITESSES DE LA PARTIE ACTION



1^{er} étage de vitesse



2^{eme} étage de vitesse

Echelle : 4 cm \rightarrow 100 m/s

$\alpha_1 = 12^\circ 31'$ $\alpha_2 = 101^\circ 47'$

$\beta_1 = 23^\circ 24'$ $\beta_2 = 21^\circ 54'$

$\bar{C}_1 = 214,60$ m/s

$\bar{C}_2 = 38,64$ m/s

$\bar{W}_1 = 117,25$ m/s

$\bar{W}_2 = 101,42$ m/s

$\bar{U} = 102$ m/s

$\bar{W}_2' = 103,44$ m/s

$\bar{W}_1' = 113,73$ m/s

Echelle : 4 cm \rightarrow 100 m/s

$\alpha_1' = 12^\circ 31'$ $\alpha_2' = 98^\circ 43'$

$\beta_1' = 23^\circ 9'$ $\beta_2' = 21^\circ 40'$

$\bar{C}_1' = 217,02$ m/s

III ARCHITECTURE DE LA TURBINE

47

1. Aspect général:

- L'ensemble des aubages fixes d'un même étage montés sur un disque s'appelle directrice. Les directrices assemblées entre elles forment la partie fixe appelée stator.
- Dans les espaces ménagés entre les directrices se déplacent les aubages mobiles. Les aubages mobiles d'un même étage sont montés sur un disque, l'ensemble est appelé roue.
- Les roues sont montés sur un arbre. Un arbre équipé de ses roues s'appelle rotor.

2. Rotors :

- Il y a deux types de fabrication de rotors:
 - a) Rotor tambour: le type de rotor à la forme, d'un tronc de cône creux dont les extrémités amincies forment bout d'arbre. Les tambours peuvent être obtenus par forgeage avec bout d'arbre rapportés, ou en soudant entre-elles plusieurs disques. généralement on utilise ce type de rotor pour les turbines à réaction.
 - b) Rotor multicellulaire: le rotor est formé d'un arbre cylindrique et d'un certain nombre de disques de diamètres croissants. Les disques peuvent être rapportés sur l'arbre et clavetés, ou velus de fonderie avec l'arbre et ne formant qu'une seule pièce avec celui-ci. Ce type de rotor est utilisé dans les turbines à action en général.

c) Aubes: les aubes mobiles sont les pièces obtenues par fraisage ou usinage, elles ont la forme d'une ailette dont le profil est calculé en fonction du rôle qu'elles doivent jouer. Elles sont terminées par un talon qui sert à les fixer sur le rotor. (Voir coupe longitudinale de la turbine).

Il y a plusieurs fixation des aubes mobiles

- à tête de marteau (le cas de la turbine)
- en marteau avec encastrement de la périphérie du disque pour l'empêcher de s'ouvrir.
- en feuille de chêne.
- en queue d'arrondi, etc ...

L'autre extrémité des aubes est usinée en forme de tenon. Ces tenons sont rivés à retenuir de petites plaques appelées baudages. Ces baudages rendent solidaires plusieurs aubes, augmentent la solidité du montage et sont utilisés pour diminuer les fuites de vapeur.

* Les aubes fixes (ou directrices) sont des disques disposés à l'intérieur des corps internes, perpendiculaire à l'axe. Ces directrices portent les aubes fixes et forment cloison entre les roues successives. Le mode de fabrication est variable selon les constructeurs. Les directrices sont généralement obtenues en soudant les aubes entre une baudage périphérique.

3. Étanchéités:

Les traversées des corps de turbine par l'arbre peuvent entraîner: soit des fuites de vapeur pour les corps HP et MP, soit des entrées d'air pour les corps BP. Il y a lieu de combattre les unes et les autres si l'on désire que la turbine ait un bon rendement.

Il faut également éviter qu'une partie de la vapeur "court-circuite" les aubages fixes et chemine le long de l'arbre pour passer de la face avant à la face arrière de chaque directrice. Il existe, en effet, une différence de pression de part et d'autre de chaque directrice du fait de la détente de la vapeur dans les aubages fixes. - De la même façon les turbines à action (faible taux de réaction) et surtout dans les turbines à réaction, il faut empêcher qu'une partie de la vapeur "court-circuite" les aubages mobiles.

Il n'est pas possible de rendre ces passages complètement étanches, mais on limite les débits de fuite en interposant des obstacles. Ces obstacles s'appellent Labyrinthes les labyrinthes utilisés actuellement par les constructeurs de technique de labyrinthe effaçables. Le mode de construction permette un certain jeu axial. De façon que si le rotor vient toucher les lames, la garniture de labyrinthe s'efface et s'est ramené à sa position normale par un ressort de

4. Paliers : (chaises paliers et coussinets).

Les chaises paliers sont des pièces généralement moulées en fonte de forme rectangulaire. L'intérieur forme un carter pour l'huile s'écoulant des coussinets.

Les rotors tournent dans des coussinets (sauf dans le cas des turbines de très faible puissance, pour lesquelles on utilise des roulements à rouleaux).

Le graissage des coussinets se fait par circulation d'huile sous pression.

5. Équilibrage des poussées :

Les turbines à action (faible taux de réaction) et surtout les turbines à réaction sont soumises, par principe, à des poussées axiales importantes.

Les poussées d'origine dynamique sont dues au changement de direction de la vapeur dans les aubes mobiles.

Les poussées statiques beaucoup plus importantes que les précédentes sont dues à la différence de pression requise de part et d'autre de chaque roue. La somme de ces efforts se traduit par une force résultante appliquée selon l'axe de chaque rotor est dirigée de l'admission de vapeur vers l'échappement.

Une façon d'équilibrer cette poussée, consiste, lorsque la machine comporte plusieurs bancs de vapeur, à orienter

Ceux-ci en opposition, de manière à retrancher leurs poussées respectives.

Comme il est nécessaire de positionner le rotor par rapport au stator afin d'éviter tout contact de l'un et de l'autre dans le sens axial, les turbines sont munies d'une butee, dimensionnée pour supporter les efforts longitudinaux qui n'ont pas été compensés. J'ai utilisé palier radial avec butée non rigide car j'ai un rotor qui est très long équipé de plusieurs masses très lourdes. Avec ces conditions-là le rotor subit une flexion très importante, donc pour absorber ceux-ci il faut utiliser un palier buté non rigide. De même il absorbe un peu les vibrations.

Par construction, les rotors sont constitués de telle sorte que la résultante des poussées soit toujours orientée de la même façon, c'est-à-dire ne change jamais de sens quelle que soit la charge. Dans ce cas la butée travaille dans le même sens: Elle est à simple effet. On se contente de régler la entrebutée pour éviter les frictions lors des premiers tours de chaque démarrage.

6. La tuyère :

* La tuyère est l'organe de la turbine dans lequel se fait la transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique. L'énergie thermique cédée se traduisant par une chute d'enthalpie et l'énergie mécanique, apparaissant sous forme d'énergie cinétique (due à la vitesse.)

* Conditions que doit remplir une tuyère :

La tuyère doit réaliser une détente adiabatique (c'est-à-dire sans échange de chaleur avec l'extérieur.)

Cette condition se trouve sensiblement réalisée si l'on admet que la vitesse de la vapeur dans la tuyère est grande et que le coefficient de convection entre la vapeur et le métal est peu élevé.

b) La tuyère doit réaliser une détente isentropique (à entropie constante), c'est-à-dire adiabatique (sans échange avec l'extérieur et sans reconversion en chaleur de l'énergie mécanique au cours de production). Cette condition implique que l'entrée de la tuyère est orientée de telle manière que la vapeur arrive tangentielle-ment à ses parois et que l'écoulement de la vapeur se fasse sans choc ni turbulence. Il n'est évidemment pas possible d'éviter les frottements des filets de vapeur en mouvement sur les parois de la tuyère qui sont fixe.

c) Enfin, et surtout, la tuyère doit utiliser la détente de la

vapeur pour augmenter sa vitesse.

* Détermination de la forme de la tuyère :

La détermination de la forme de la tuyère a été fait par le calcul thermodynamique dans la partie II. le calcul est fait pour la roue de Curtiss.

7. Enveloppes :

La construction des enveloppes de turbine conduit à étudier plus particulièrement les points définis ci dessous.

- Accessibilité des parties intérieures rendue facile en utilisant un joint axial de manière que leur position en service soit parfaite.

Pour des raisons évidentes les enveloppes sont montés en deux parties selon le plan de joint horizontal, passant par l'axe des rotors. L'assemblage se fait par bride et par boulons.

- Les pressions élevées impliquent pour la partie HP des contraintes plus grandes en même temps que l'élévation corrélatrice des températures diminue la résistance du métal. Plusieurs moyens sont à la portée du constructeur pour résoudre le problème.

a) Emploi d'acier spéciaux résistant à la chaleur et épaisseurs de métal suffisante sans exagérer sur les épaisseurs afin d'éviter les contraintes thermiques.

b) Recherche pour la enveloppe des formes géométriques simples.

- les pressions élevées posent également le problème de l'étanchéité au joint qui demande pour être résolu un bon contact, Métal sur Métal avec interposition ou non d'une couche de vernis, ainsi que des goujons d'assemblages nombreux et de force suffisante.
- Les températures élevées posent le problème des dilations qui risquent de provoquer le contact entre pièces fixes et pièces mobiles. Ce problème est résolu par un choix judicieux des emplacements des points fixes et de la butée.
- les enveloppes basse pression qui sont soumis à de faibles échauffements reposent sur des glissières montés directement sur des fondations de la turbine.

8. Dilations:

Pour régler la charge de la turbine on doit modifier le débit de vapeur qui la traverse. A chaque débit de vapeur, correspond un régime de détente particulière. Les changements de régime entraînent des changements de pressions et de températures ou des deux à la fois, à chaque point de la turbine, même si les caractéristiques de la vapeur à l'admission HP reste constantes. Les variations de températures du métal en fonction de la charge provoquent des variations de température du métal des rotors et des enveloppes dont les

dilatations sont ainsi modifiées.

les dilatations peuvent être mesurées radialement, c'est-à-dire perpendiculaire à l'axe, et axialement parallèle à l'axe.

* Dilatations radiales:

les dilatations radiales portent sur des rayons assez faibles et par conséquent sont elles-mêmes peu importantes. les dilatations radiales nécessitent que le plan de pose des pattes des corps soit le plan horizontal passant par l'axe de la turbine pour que celui-ci ne se trouve pas soulevé lors des montés en température.

les dilatations radiales sont faibles car les températures des stators sont voisines de celles du rotor sur un même rayon.

Il ressort de ce qui vient d'être dit que les dilatations radiales doivent être prises en considérations plus par le constructeur que l'exploitant qui ne les mesure généralement pas.

* Dilatations Axiales

les dilatations axiales portent généralement sur des grandes longueurs et sont par conséquent importantes.

la turbine est positionnée par rapport au bâti par un point fixe, placé généralement vers la droite d'échappement.

pour que le condenseur ne soit pas entraîné par la turbine.

Le point fixe est matérialisé par une ligne de clavettes à partir de laquelle la turbine se dilate vers l'avant et vers l'arrière.

Les dilatations axiales arrière sont faibles, car elles portent seulement sur une partie de la boîte d'échappement dont la température n'est jamais élevée.

Les dilatations axiales avant sont les plus importantes. Elles sont la somme des dilatations de chaque cope à partir du point fixe.

Les déplacements sont transmis d'une enveloppe à l'autre soit directement soit par l'intermédiaire des paliers.

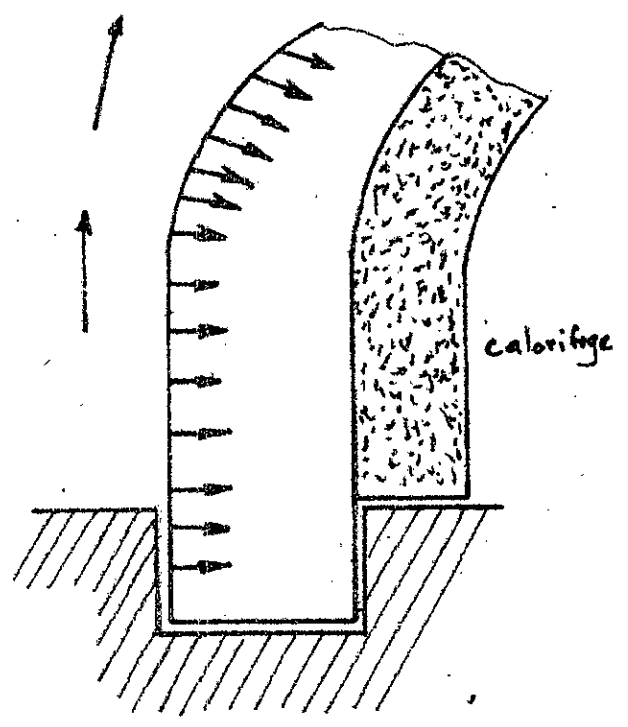
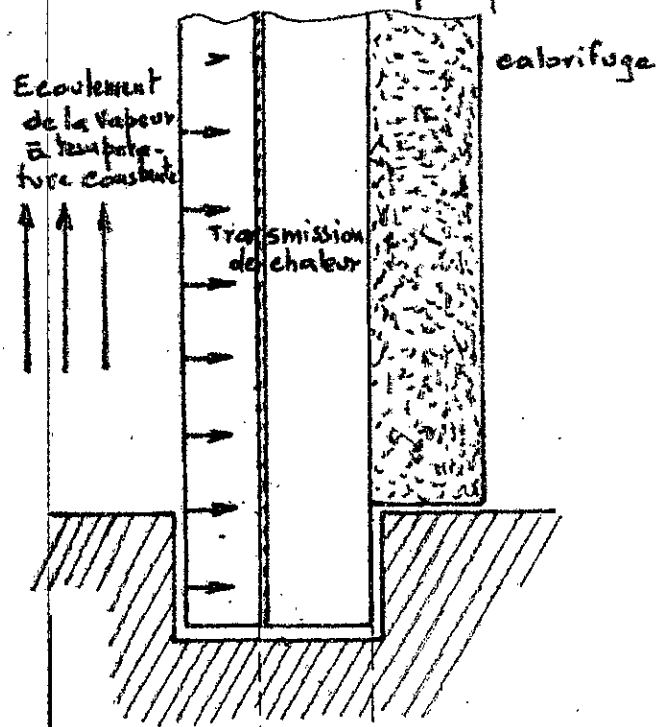
Lorsque les paliers servent à transmettre les dilatations ils sont montés sur des plaques de base solidaires des fondations, leurs déplacements sont guidés dans l'axe par des clavettes longitudinales.

9- contraintes thermiques:

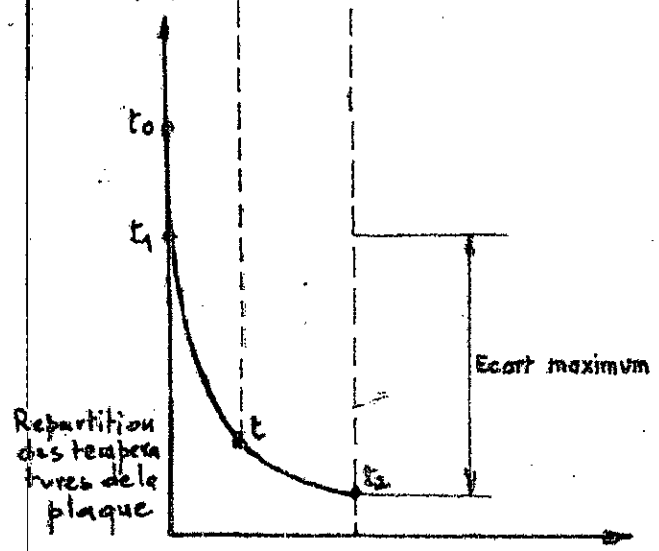
Elles proviennent des différences de température inévitables entre les différentes parties de l'enveloppe. Elles sont faibles en marche normale, elles deviennent importantes lorsque la vapeur est en évolution de température, c'est-à-dire pendant les périodes de démarrage ou de changement de régime.

Au cours du chauffage de la machine la température de la vapeur augmente progressivement, les températures des diverses parties de la turbine augmentent également mais avec un décalage nécessaire pour assurer la transmission de chaleur, à la paroi par convection, à l'intérieur du métal par conductibilité.

Les enveloppes d'une turbine se comportent d'une façon semblable à celle d'une plaque encastree aux deux extremités. Représentant le phénomène physique décrit ci dessous sur une plaque métallique encastree aux deux extremités



Déformation de la plaque due aux variations de température de la vapeur



- t_0 Température de la vapeur à un instant donné
- t_1 Température de la face balayée
- t_2 Température de la face calorifugée
- t Température d'une tranche de faible épaisseur.

10. Vitesse critiques:

Un rotor comme toute pièce construite en matériaux élastiques est susceptible de vibrer lorsqu'on le sollicite par une impulsion.

Comme les rotors ont leur grande dimension selon l'axe de rotation, c'est perpendiculairement à celui-ci qu'il se développent les principales vibrations.

Ces vibrations, qui sont de petits déplacements de toute la masse du rotor, se font à des fréquences qui sont propres à chaque rotor et qui dépendent de leur conformation géométrique. (répartition de la masse dans l'espace.)

Dans cette turbine la vitesse critique est de l'ordre de 1800 tr/min qui est inférieure à celle de la turbine zootherm. Ceci est dû à la longueur importante du rotor, ainsi que les masses de toutes les pièces assemblées au rotor. Vu le poids qui est très important, donc on a un moment fléchissant très important.

Si la flèche du moment fléchissant est importante, signifie que la première vitesse critique est faible.

Mais il est très intéressant de calculer cette vitesse critique

1. Calcul de la tuyauterie des chambres de drainage.

a) Tore d'échappement:

L'équation de la continuité d'écoulement de la vapeur

$$\text{donne: } F \cdot W = G_s \cdot V.$$

avec: F la surface de la sortie de la vapeur. m^2 .

W vitesse de la vapeur. $50 \div 60 \text{ m/p.}$

G_s débit de vapeur sortant. $11,24 \text{ kg/p.}$

V volume spécifique de vapeur $0,460 \text{ m}^3/\text{kg.}$

$$F_1 = \frac{G_s \cdot V}{W_1} = \frac{11,24 \times 0,46}{50} = 0,1034 \text{ m}^2.$$

$$\text{Le diamètre sera de: } \frac{\pi D_1^2}{4} = F_1 \Leftrightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,1034}{3,14}} = 360$$

$$d_1 = 360 \text{ mm.}$$

$$F_2 = \frac{G_s \cdot V}{W_2} = \frac{11,24 \times 0,460}{60} = 0,086 \text{ m}^2.$$

$$\text{Le diamètre sera de } \frac{\pi D_2^2}{4} = F_2 \Leftrightarrow d_2 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,086}{3,14}} = 330$$

$$d_2 = 330 \text{ mm.}$$

On prend un diamètre normalisé $d = 350 \text{ mm.}$

Ce tore d'échappement sera dimensionnée de:

$$D_n = 350 \text{ mm}; D_z = 485 \text{ mm}; D_o = 445 \text{ mm}; n = 12; M = 20; d_o = 23$$

pour une pression de 6 bar qui est supérieure à celle du sujet.

b) tuyau d'échappement dans la chambre de drainage à 1,1 bars

Pour le calcul de ce tuyau où la pression $P = 1,1 \text{ bars}$, il faut

d'abord vérifier si on a une plus pression critique P_c

Pour cela on doit utiliser la formule de Stodola pour

voir dans quel cas on est situé.

La formule de Stodola donne:

$$P_2 > P_k = \frac{P_1 \times 0,85}{\sqrt{Z + 1,5}} \quad P_1 = 1,1 \text{ bars.}$$

$$P_2 = 5 \text{ bars.}$$

$$P_k = \frac{1,1 \times 0,85}{\sqrt{24 + 1,5}} = 0,19 \text{ bars} \quad Z = 24.$$

donc $P_2 > P_k$ car $5 \text{ bars} > 0,19 \text{ bars}$.

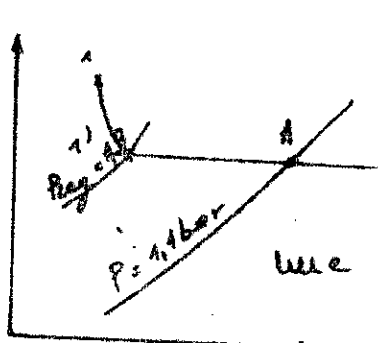
donc on est dans le cas qui se résume par la formule suivante:

$$G_{fe} = f_f \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2) 10^8}{Z \times P \times V \times 10^4}} \quad \text{avec: } V = 2,7 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (diagramme i-s)}$$

$$f_f = \pi \cdot D_f \cdot s_f = 3,14 \times 176 \times 0,3 = 166 \text{ mm}^2 = 166 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2.$$

$$G_{fe} = 166 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{9,8(5^2 - 1,1^2)}{24 \times 1,1 \times 2,7}} = 0,03 \text{ Kg/s}$$

Sur le diagramme i-s le volume Ven A est calculé en utilisant la pression 1,1 bars.



une ventralpique à ou en déduit le

volume par formule suivante $V = \frac{0,01h - \Delta}{P} = \frac{0,01 \times 766 - 4,6}{1,1} = \frac{2,7}{1,1}$

$$F_1 = \frac{G_{fe} \times V}{W_1} \quad \text{avec } W = 40 \div 50 \text{ m/s.}$$

$$G_{fe} = 0,03 \text{ Kg/s.}$$

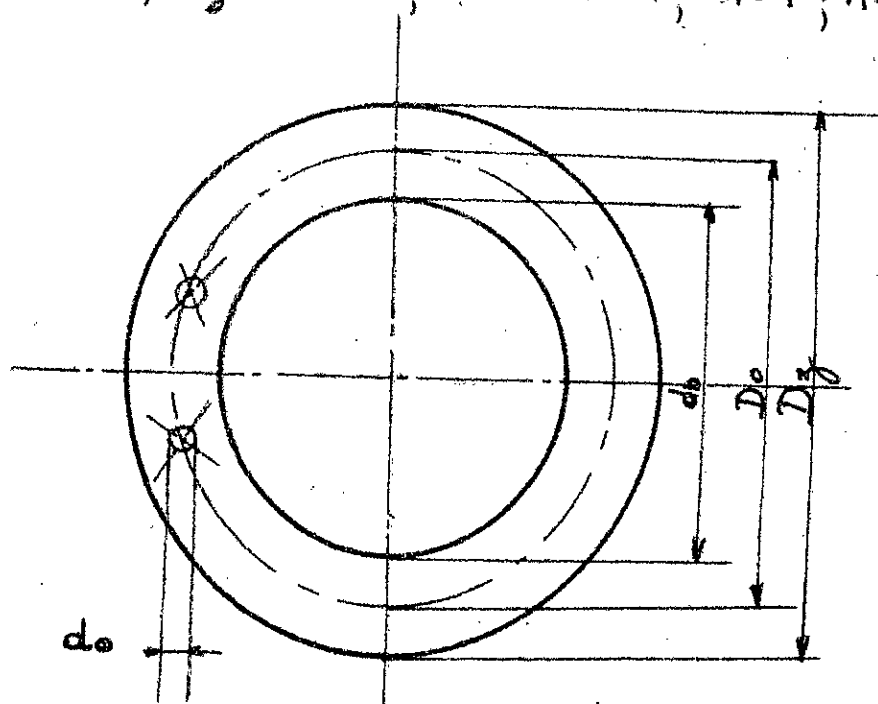
$$V = 2,7 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

$$F_1 = \frac{0,03 \times 2,7}{40} = 0,002025 \text{ m}^2 \Rightarrow D_1 = \sqrt{\frac{4 \times 0,0025}{3,14}} = 0,050 \text{ m} = 50 \text{ mm}$$

$$F_2 = \frac{G_{fe} \times V}{W_2} = \frac{0,03 \times 2,7}{50} = 0,00162 \text{ m}^2 \Rightarrow D_2 = \sqrt{\frac{4 \times 0,00162}{3,14}} = 0,045 \text{ m} = 45 \text{ mm}$$

Donc le tuyau sera dimensionnée sous la forme

$$D_n = 50 \text{ mm}; D_z = 140 \text{ mm}; D_o = 110 \text{ mm}; n = 4; M = 12; d_o = 14.$$



D_z est le diamètre extérieur du tuyau.

D_o " le diamètre moyen du tuyau.

D_n " le diamètre nominal ou intérieur du tuyau.

n " le nombre de boulons

M " le diamètre des boulons.

d_o " le diamètre du trou de passage des boulons.

Tout les tuyaux des cheminées de brées ont été calculés de la même façon.

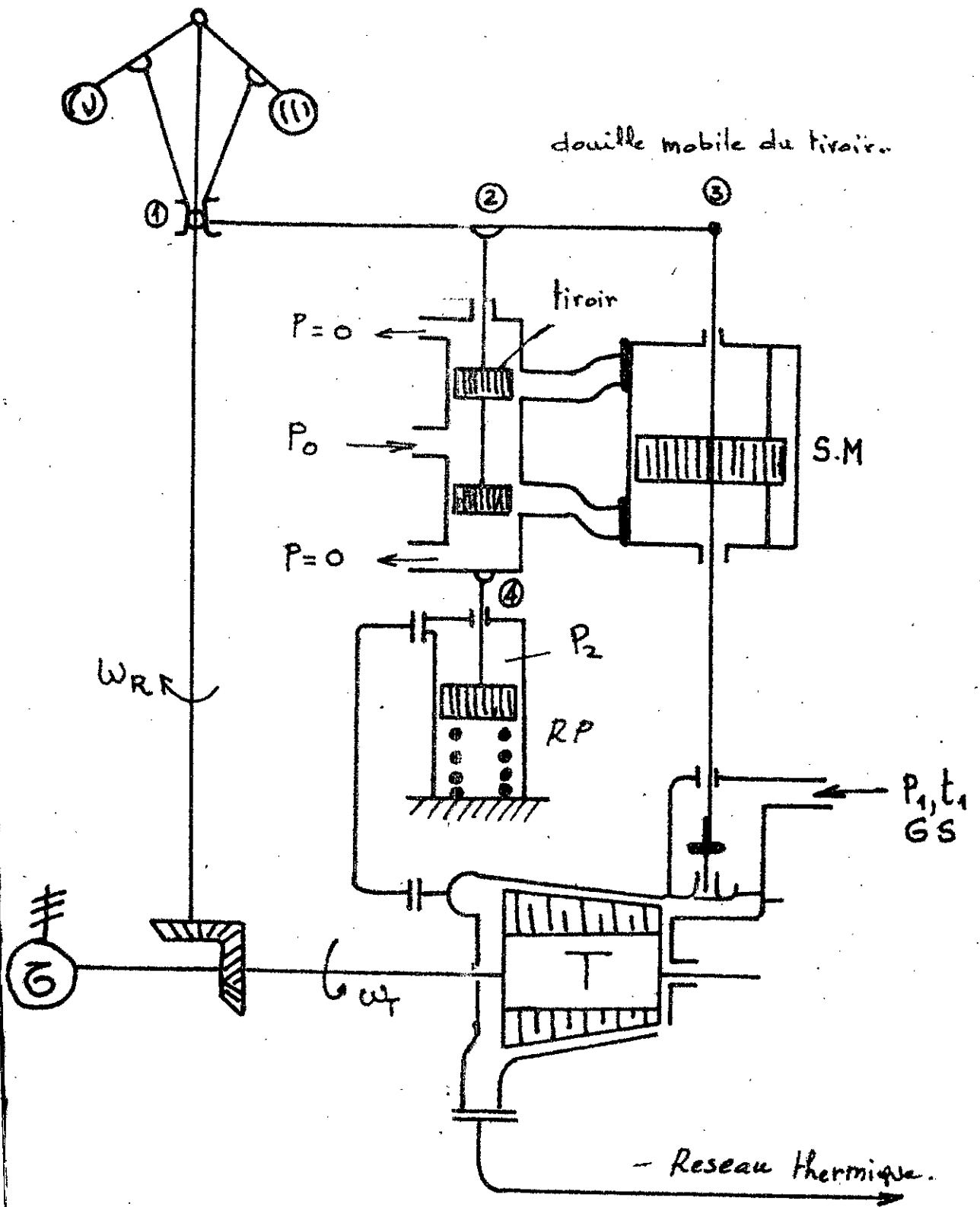


D_n	D_z	D_o	n	M	d_o
10	75	50	4	10	12
20	90	65	4	10	12
32	120	90	4	12	14
40	130	100	4	12	14
50	140	110	4	12	14
65	160	130	4	12	14
80	185	150	4	16	18
100	205	170	4	16	18
125	235	200	8	16	18
150	260	225	8	16	18
175	290	255	8	16	18
200	315	280	8	16	18
225	340	305	8	16	18
250	370	335	12	16	18
300	435	395	12	20	23
350	485	445	12	20	23
400	535	495	16	20	23
450	590	550	16	20	23
500	640	600	16	20	23
600	755	705	20	24	27
700	860	810	24	24	27

TABEAU DE NORMALISATION DE VALEURS DES TUYAUX

— D'ÉCHAPPEMENT —

IV REGULATION D'UNE TURBINE A CONTRE PRESSION



- Schéma de Principe -

64
Principe de fonctionnement de la régulation d'une turbine à contre-pression.

Le générateur est couplé sur un réseau électrique qui absorbe l'énergie électrique.

La puissance est une fonction du débit de la vapeur fournie au réseau thermique à pression constante P_2 .

Pour ce type de machine, il est impossible de régler indépendamment la puissance électrique et le débit de vapeur. Normalement la vitesse angulaire ω_r gardée constante par la fréquence du réseau électrique par exemple ($n_r = 3000 \text{ tr/min}$ si $f = 50 \text{ Hz}$) parce que le générateur est couplé sur le réseau électrique et travaille synchroniquement. Alors le point ④ est fixe.

Si au réseau thermique le débit de vapeur par exemple diminue $G_s \downarrow$ alors $P_2 \uparrow$ augmente, le piston du régulateur de pression se déplace en bas.

Le point ④ (la douille mobile du tiroir) se déplace aussi en bas. (Cela donne le même effet, comme le déplacement du tiroir en haut.)

Le piston du servo-moteur, le point ③ se déplace en bas et ferme la soupape de réglage à la position qui donne un nouvel état d'équilibre avec ($G_s \downarrow$ et $P_2 \downarrow$).

Simultanément le mouvement du point ③ en bas donne la

retroaction et le point ② se deplace au point ven-
tral. Et de ce fait le processus de la regulation
est terminee.

L'etude de la regulation d'une turbine a contre-pression
n'est pas complete, ce qui est dit ci dessus n'est
qu'une explication du schéma de fonctionnement.
C'est juste pour avoir une idee sur le processus
de fonctionnement de cette regulation. Pour mieux
connaître toute les parties de la regulation, il
sera l'objet de tout une étude d'un projet
de regulation d'une turbine.



V CALCUL A LA RESISTANCE D'UNE AUBE 66

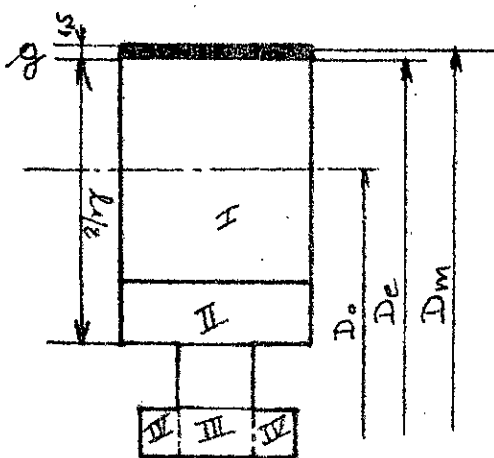
* Pour ce calcul à la résistance d'une aube, on doit faire certaine supposition, c'est-à-dire de prendre une certaine modèle de l'aube.

Les surfaces du pied de l'aube seront des surfaces parallélépipédiques.

Donc la première supposition c'est de faire un calcul sur un modèle de surface parallélépipédique du pied et non sur le profil réel.

La deuxième supposition est de négliger les forces de torsion ainsi qu'elles provoquent la flexion parce qu'elles sont négligeables devant les forces centrifuges agissant sur l'aube.

a) Représentation de la fixation de l'aube en coupe.



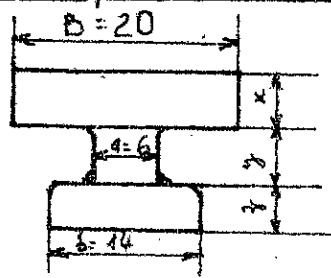
$$D_0 = 649 \text{ mm.}$$

$$l_{12} = 26,27 \text{ mm.}$$

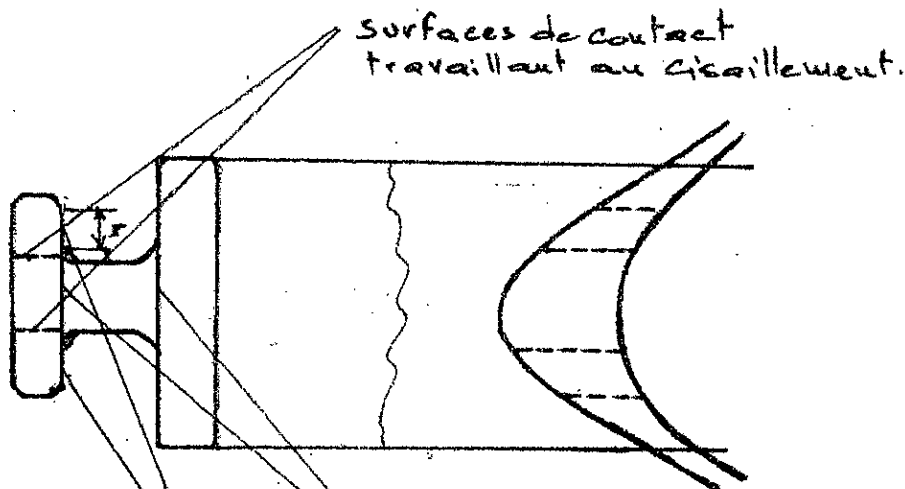
$$g = 1,5 \text{ mm.}$$

Le problème consiste à partager la section de l'aube en plusieurs sections pour pouvoir déterminer le rôle de chaque section.

Dimensions du pied de l'aube :



$$\begin{aligned} x &= 6 \\ y &= 9 \\ z &= 6 \\ a &= 6 \\ b &= 14 \\ \delta &= 20 \end{aligned}$$



surfaces de contact travaillant à la compression

surfaces de contact travaillant à la traction

Chaque surface a été planimétrée.

- 1 - Surface de la partie active (Aube) $S_A = 1,1814 \text{ dm}^2$.
- 2 - Surface de contact de pression $S_p = 0,1945 \text{ dm}^2$.
- 3 - Surface de contact due à la traction $S_t = 0,5120 \text{ dm}^2$.
- 4 - Surface de contact due au cisaillement $S_c = 0,3660 \text{ dm}^2$.

largeur du pied = S_p/m $m = \frac{14-6}{2} - 0,2 - 0,6 = 3,2 \text{ mm} = 32 \text{ mm}$

largeur du pied = $\frac{1945}{32} = 60,78 \approx 61 \text{ mm}$.

pour l'échelle 10/1.

d'où l'on déduit $S_c = 61 \times 6 = 61 \times 60 = 3660 \text{ mm}^2 = 0,3660 \text{ dm}^2$

b) calcul des forces centrifuges dans chaque parties

+ Force centrifuge appliquée au bandage. $F_{cb} = M_b \times r_b \times \omega^2$.

$$r_b = r_e + g/2 = 20 + 20/2 + 9/2 = 324,5 + 13,13 - 0,75 = 338,38 \text{ mm}.$$

ou prend une vitesse de rotation $n_T > n_T = 3300 \text{ tr/min}$

pour que les contraintes calculées soient incluses pour la vitesse de la turbine, c'est-à-dire 3000tr/mn de même on peut dire que c'est une sécurité.

$$\omega = \pi \times N / 30 = 3,14 \times 3300 / 30 = 345,4 \text{ rd/s}$$

$$\text{masse du bandage} : m_b = \rho \cdot V = \rho \cdot S_b \times g \quad \rho = 7,85 \text{ Kg/dm}^3$$

$$m_b = 7,85 \times 1,1814 \times 0,015 = 0,1391 \text{ Kg} \text{ soit } m_b = 0,14 \text{ Kg.}$$

$$\text{d'où } F_{cb} = m_b \times r_b \times \omega^2 = 0,14 \times 0,338,38 \times (345,4)^2 = 5645 \text{ N.}$$

* force centrifuge de la partie active.

$$F_{ca} = m_a \times r_a \times \omega^2 \quad r_a = 324,5 \text{ mm.}$$

$$m_a = S_a \times \rho \times l_{a2} = 1,1814 \times 7,85 \times 0,2627 = 2,44 \text{ Kg.}$$

$$F_{ca} = 2,44 \times 0,3245 \times (345,4)^2 = 94460 \text{ N.}$$

Soit σ_I la contrainte agissant sur la partie I:

$$\sigma_x = \frac{F_{cb} + F_{ca}}{S_A} \leq 100 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_I = \frac{5645 + 94460}{0,01814} = 5,52 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \text{ or } 1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa.}$$

donc $\sigma_I = 5,52 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}$, donc la contrainte

σ_I est bien inférieure à la contrainte admissible donc

on peut choisir un acier qui existe à 100 MPa.

* calcul de la force centrifuge de la partie II.

$$F_{cII} = m_{II} \times r_{II} \times \omega^2. \text{ avec } r_{II} = r_o - y/2 - x/2 - l_{ax}/2$$

$$r_{II} = 324,5 - 4,5 - 3 - 13,13 = 303,87 \text{ mm.}$$

$$m_{II} = \rho \times A \times (x+y) = 7,85 \times 0,5820 \times (0,15) = 0,680 \text{ Kg.}$$

$$\text{d'où } F_{cII} = 0,680 \times 0,30387 \times (345,4)^2 = 24650 \text{ N.}$$

La contrainte dans la section II sera:

$$\sigma_{II} = \frac{F_{cb} + F_{cI} + F_{cII}}{S_t} = \frac{5645 + 94460 + 24650}{0,5820 \cdot 10^{-2}} = 21,43 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{II} = 21,43 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}.$$

* calcul de la force centrifuge agissant dans la section III

$$F_{cIII} = m_{III} \times r_{III} \times \omega^2 \quad r_{III} = r_0 - l_{II}/2 - x - y - z/2$$

$$r_0 = 324,5 - 6 - 9 - 3 - 13,13 = 293,37 \text{ mm}.$$

$$m_{III} = \rho \times z \times S_c = 7,85 \times 0,06 \times 0,366 = 0,172 \text{ kg}$$

$$F_{cIII} = 0,172 \times 0,29337 \times (345,4)^2 = 6012 \text{ N}.$$

Contrainte de cisaillement dans la section III :

$$\tau_{III} = \frac{F_{cI} + F_{cII} + F_{cIII} + F_{cIV}}{2 \times S_c} = \frac{5645 + 94460 + 24650 + 6012}{2 \times 0,366010^{-2}} = 17,86 \text{ MN/m}^2$$

$\tau_{III} = 17,86 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa}$ donc la contrainte est bien vérifiée.

Calcul de la force centrifuge dans la section IV

$$F_{cIV} = m_{IV} \times r_{III} \times \omega^2 \quad r_{III} = D_0 - l_{II}/2 - x - y - z/2 = 293,37 \text{ mm}.$$

$$m_{IV} = 2 \times S_p \times \rho \times z = 7,85 \times 0,1945 \times 0,06 \times 2 = 0,183 \text{ kg}.$$

$$F_{cIV} = 0,183 \times 0,29337 \times (345,4)^2 = 6404 \text{ N}.$$

Contrainte de pression dans la section IV :

$$\sigma_{IV} = \frac{F_{cI} + F_{cII} + F_{cIII} + F_{cIV}}{2 \times S_p} = \frac{5645 + 94460 + 24650 + 6012 + 6404}{2 \times 0,194510^{-2}} = 35,26 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{IV} = 35,26 \text{ MPa} < 200 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_{IV} = 35,26 < 200 \text{ MPa} \text{ donc c'est bon.}$$

Donc la somme des contraintes à la traction :

$$\sigma_t = 5,52 + 21,43 + 35,26 = 62,21 \text{ MPa} < 200 \text{ MPa}.$$

Donc le calcul des contraintes est bien vérifié, d'où l'emploi d'un acier judicieux qui résiste à 100 MPa.

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 tous les détails. Plusieurs problèmes ont été effleurés, leurs résolutions demandant un temps assez long: à savoir le calcul thermodynamique, l'étude mécanique de toutes les liaisons, ainsi que le calcul à la résistance qui n'a pas été achevé.

De même je conclus que cette turbine a été étudiée pour des conditions particulières, c'est-à-dire dans le cas idéal. Donc pour passer au côté pratique de l'étude, il est nécessaire de faire des essais.

TABLE DES MATIERES

Chapitre I : Generalites sur les turbines	page 1
Chapitre II : Calcul Thermodynamique	page 7
Atout calcul	page 7
Partie Regulee (Roue CURTISS)	page 10
Schema de la turbine	page 33
calcul d'etancheites	page 35
Partie Action (Etage)	page 37
calcul de la Puissance effective	page 43
Chapitre III : Architecture de la turbine	
Aspect general	page 47
calcul de la tuyauterie des cheminees de buées	page 59
Chapitre IV : Régulation de la turbine à contre-pression	
Schema de principe	page 63
fonctionnement du Schema de principe	page 64
Chapitre V : calcul à la resistance d'une tube	
Hypothese du model de calcul	page 66
Methode de calcul de Resistance	page 67

BIBLIOGRAPHIE

1. LUCIEN VIVIER edition Paris 65

2. MECHANIK PORADNIK
TECHNICZNY TOME: II, III edition Varsovie 69

3. TURBINE A VAPEUR
NOTICE SUR LES CENTRALES
THERMIQUES edition E.D.F 68

4. ELEMENTS DE CONSTRUCTION
A L'USAGE DE L'INGENIEUR edition Paris 65.

