

12/02

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

219

U.S.T.H.B

universite
des sciences et de la technologie
d'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

departement de **MECANIQUE**
thèse de fin d'études
BIBLIOTHEQUE

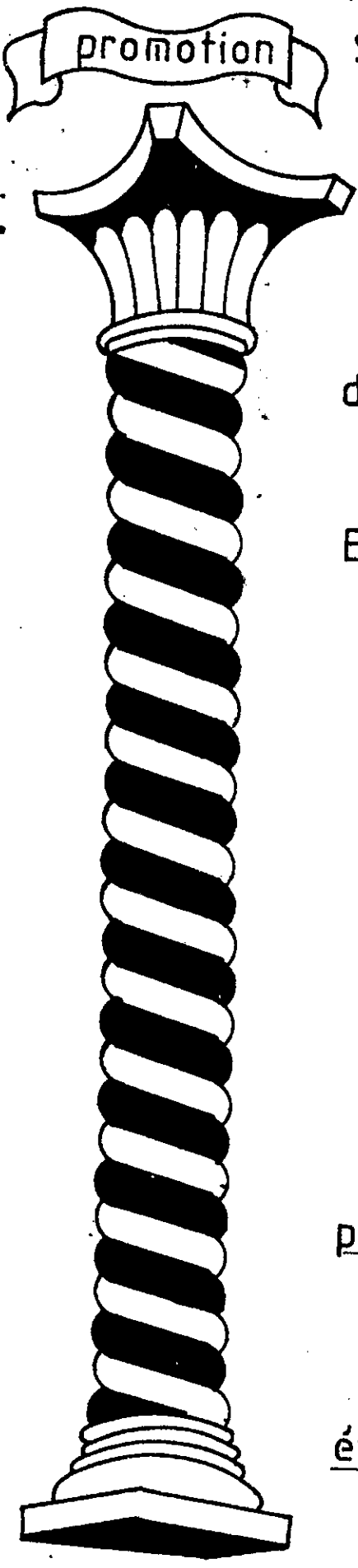
TURBINE A VAPEUR

à contrepression, deux corps
et à soutirage

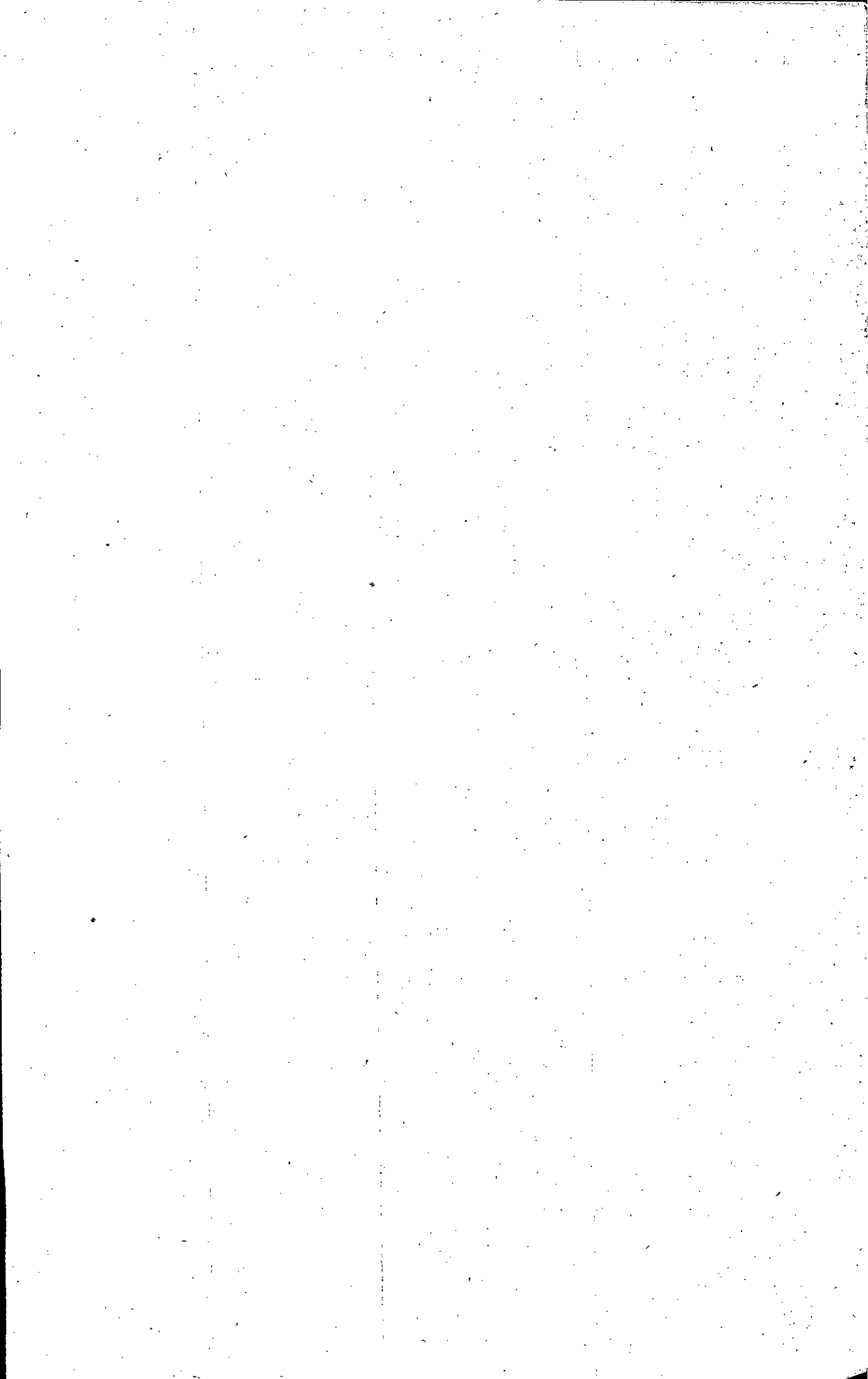
4 PLANS

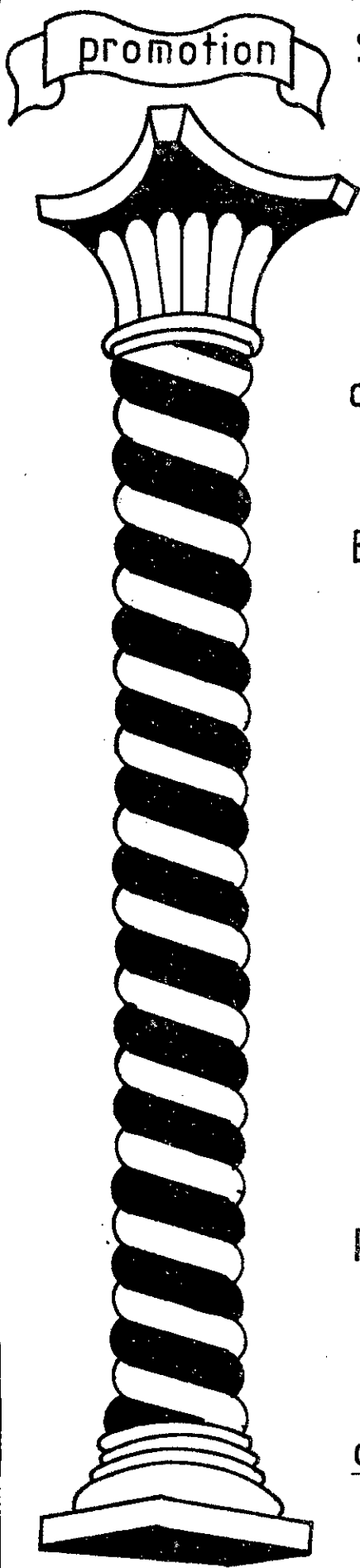
proposé par: MC SMETNY-R. sowa
maitre assistant a
l'EN.P.A

étudié par: DIZENE-rabah



JANVIER 82





MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

U.S.T.H.B

université
des sciences et de la technologie
d'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

departement de
MECANIQUE

thèse de fin d'études

TURBINE A VAPEUR

à contrepression, deux corps
et à soutirage

proposé par: MC SMETNY-R.sowa
maitre assistant a
l'E.N.P.A.

étudié par: DIZENE-rabah

JANVIER 82



A LA MEMOIRE DE NOTRE REGRETTE
PROMOTEUR , MONSIEUR R. SMETNY-SOWA
QUI EN EST MORT , APRES NOUS AVOIR ,
SANS CESSER , ET CE MALGRE SA LONGUE
MALADIE , PRODIGUER SES PRECIEUX
CONSEILS GRACE A SA LONGUE EXPERIENCE
DANS LA CONSTRUCTION DES TURBINES A
VAPEUR ; ET QUI N'A PU MALHEUREUSEMENT
ACHEVER AVEC NOUS CE MODESTE TRAVAIL .

REMERCIEMENTS

A monsieur R. SMETNY-Sowa, maître assistant
à l'ENP pour m'avoir suivi régulièrement
tout au long de mon travail, et pour ses
conseils basés sur sa longue expérience

A messieurs WERNER et SPIRIDONOV pour
leur directives et conseils.

A tous les professeurs qui ont contribué à ma
formation, particulièrement ceux de l'ENP

DEDICACES

A mes chers parents qui ont payé de plusieurs
années de souffrances le prix de ma formation

A tous mes camarades de l'École qui m'ont
donné la plus noble leçon de consolider
davantage la base rationnelle du progrès.

A tous ceux qui ont contribué de près ou de loin
à la réalisation de ce modeste travail.

R. DIZÈNE

SUJET

turbine a vapeur

a' contrepression, un seul sontrage réglé, type a' Action, a' deux corps, construction axiale

DONNEES

- Le debit total de vapeur $G_h = 210 \text{ t/h}$
- Les parametres de vapeur
 - . pression initiale $P_{01} = 36 \text{ bars abs}$
 - . temperature initiale $t_{01} = 455 \text{ }^\circ\text{C}$
 - . pression de sontrage réglé $P_{\text{sontr.}} = 13 \text{ bars abs.}$
 - . Contrepression $P_2 = 5 \text{ bars abs}$
- Le debit de sontrage réglé $G_{\text{sontr.}} = 100 \text{ t/h}$
- La fréquence de rotation $n = 3000 \text{ tr/mn.}$

Comme étage de régulation, on a pièce pour le premier et le deuxième corps une roue a' simple couronne a' action.

SOMMAIRE

0-INTRODUCTION

1-GENERALITES

P1

12- principe de fonctionnement

P1

12- classification - fonctionnement

P2

121 - classification

P2

122 - fonctionnement

P4

13- moyens d'améliorer le rendement

P6

2-CALCULS ET DESCRIPTION

P7

21- calculs thermodynamiques

P7

23- aspect et description

P57

22- calculs divers

P53

24- calculs de résistance

P69

conclusion

P81

3-LES DESSINS

31- coupe longitudinale

TV11 00 00

32- profil de l'aube

TV11 01 01

33- dessins de définition

331- ailette mobile

TV11 01 02

332- pièce intercalaire

TV11 01 03

INTRODUCTION

La turbine à vapeur est une machine motrice rotative utilisant comme fluide la vapeur d'eau. Cette machine a subi un développement d'une rapidité sans exemple. Son importance s'est vue accroître et se répandre notamment depuis que l'on utilise des pressions et des températures de vapeur élevées. La turbine à étudier ici est prévue pour la production combinée d'énergie et de chaleur, trouvant son utilisation particulièrement dans certaines industries (teintureries, sucreries, papeteries) qui utilisent de grandes quantités de vapeur pour le chauffage, la cuisson, le séchage. Cette vapeur est prélevée à la sortie de la turbine à contrepression. L'étude théorique que j'ai réalisée se présente en deux parties :

- une première partie de calcul thermodynamiques et de description donnant une idée sur l'étude qui se fait en bureau d'études.
- une deuxième partie traitant l'étude constructive de la machine.

Beaucoup de problèmes se posent notamment dans la réalisation de ces machines ; comme par exemple les problèmes de vibration, de résistance des matériaux, d'aérodynamiques, et il va de soi que le constructeur est appelé à les affronter.

1. GENERALITES

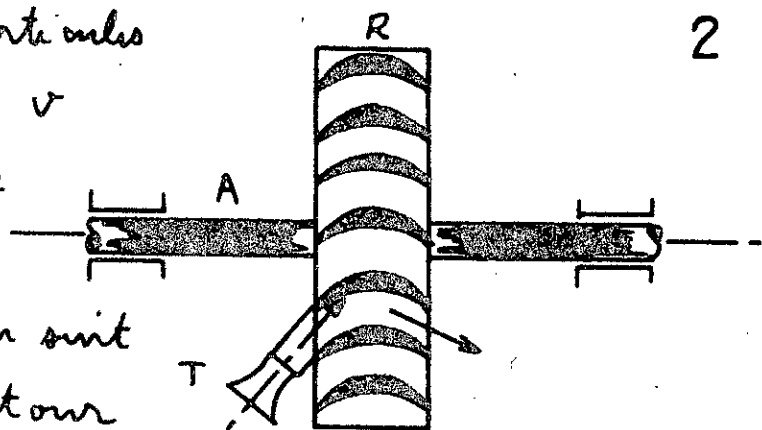
La turbine à vapeur est le moteur des centrales thermiques. Sa place est primordiale aussi bien dans des usines de moyennes que de grandes puissances. Elle peut même commander directement une machine réceptrice telle que ventilateur, pompes centrifuges, compresseur et la puissance absorbée est faible. La pression et la température d'admission de la vapeur correspondent évidemment aux caractéristiques de celle-ci fournie par les chaudières compte tenu des pertes de charges et de chutes de température.

1- principe de fonctionnement

Le rôle de la turbine à vapeur est de transformer en énergie mécanique, l'énergie contenue dans la vapeur sous forme d'énergie thermique et d'énergie de pression. La somme de ces deux énergies est caractérisée par l'enthalpie de vapeur. En créant une différence de pression et une chute de température, on réalise ainsi une chute d'enthalpie entre la source chaude (générateur de vapeur) et la source froide (condenseur, atmosphère). La turbine, placée entre ces deux sources assure la transformation en énergie mécanique de rotation avec le minimum possible de pertes. La vapeur surchauffée, arrivant à la turbine se détend dans la tuyère (distributeur) totalement ou en partie, où son énergie calorifique est transformée à son tour en énergie cinétique et cette dernière se voit transformée en travail.

Le phénomène qui se produit est le suivant : le courant de vapeur s'écoulant entre les rangées d'ailettes, agit sur

celles-ci par sa vitesse. Les particules de vapeur animées de la vitesse v communiquent à la roue une impulsion dans le sens du bombage (INTRADOS). Il s'en suit une rotation de la roue autour de son axe. (figure).



2 - classification-fonctionnement :

1.2.1/ Classification : l'élément constitutif de la turbine à vapeur est la cellule comprenant :

- un distributeur fixe composé de tuyères ou d'ambages ayant pour but de transformer l'énergie thermique de la vapeur mise à sa disposition (ou une partie seulement de cette énergie) en énergie cinétique.
- une roue mobile fixée sur l'arbre et dont les ailettes à la périphérie ont pour but de transformer en énergie mécanique de rotation, l'énergie thermique et cinétique mise à leur disposition.

La turbine ne comporte que rarement une seule cellule. En effet, partant d'une chute d'enthalpie à réaliser entre la source chaude et la source froide, il est nécessaire de la fractionner entre plusieurs cellules placées en série.

Un arbre supporté par des paliers et immobilisé longitudinalement par une butée appropriée transmet la puissance mécanique au récepteur. Des dispositifs d'étanchéité sont prévus au passage de l'arbre dans les parois du stator.

Les turbines à vapeur peuvent être classées suivant plusieurs critères. On distingue cependant deux grandes catégories de

grandes catégories de turbines : $\left. \begin{array}{l} \text{à ACTION} \\ \text{à REACTION} \end{array} \right\}$

Le tableau suivant illustre cette classification suivant quelques critères.

	<u>1/ turbines à ACTION</u>	<u>2/ turbines à REACTION</u>
- au point de vue mode d'action de la vapeur	la détente de la vapeur s'effectue uniquement dans les canaux fixes.	la détente de la vapeur s'effectue dans les canaux fixes et mobiles
- au point de vue mode d'injection	1/ <u>injection totale</u> les tuyères sont répanchus sur toute la circonférence	2/ <u>injection partielle</u> les tuyères sont répanchus sur une partie de circonférence.
- au point de vue constructif	1/ <u>turbines à disques</u> roues et disques construits séparément et calés sur un arbre.	2/ <u>turbines à tambour</u> les aubes sont calés sur un tambour rapporté sur l'arbre.
- au point de vue mode de circulation	1/ <u>turbines axiales</u> la vapeur se déplace parallèlement à l'axe de la turbine (turbines à disques).	2/ <u>turbines radiales</u> la direction de la vapeur est radiale (turbine STAL)
- au point de vue pression de sortie	1/ <u>turbines à condensation</u> pression au condenseur $< 0,1$ bar	2/ <u>turbines à contre-pression</u> pression de sortie > 1 bar

Le fonctionnement de la turbine elle-même est illustré par les figures suivantes. La détente de la vapeur est répartie sur un nombre d'étages dont trois sont représentés sur les figures. Chaque étage comporte une couronne de tuyères fixes appartenant au stator de la machine, qui réalisent un flux de fluide moteur incliné, celui-ci est repris par une couronne d'ailettes mobiles appartenant au rotor tournant d'une manière uniforme et qui constitue l'organe moteur de la turbine. La figure 1 est relative à une turbine dite à ACTION. Pour la détente adiabatique du fluide de pression P_0 à celle P_1 dans les aubages fixes, appelés encore aubages directeurs, le fluide, en accélérant de la vitesse C_0 prend à la sortie de celle-ci une vitesse C_1 élevée. L'énergie cinétique correspondant à cette vitesse est ensuite convertie au mieux en travail dans la couronne d'ailettes mobiles du rotor. L'action du jet fluide est ainsi purement cinétique et la pression dans la partie mobile de la machine reste quasi-inchangée. Dans l'étage suivant, les mêmes phénomènes se représentent à partir de la pression $P_1 = P_2$ et de la vitesse C_2 restante.

La figure 2 illustre le fonctionnement d'une turbine à REACTION. La détente prévue pour l'étage n'est que partiellement utilisée pour la production d'énergie cinétique. Il est donc raisonnable d'admettre que la vitesse C_1 atteinte par le fluide à la sortie de l'aubage distributeur, soit plus faible que dans le cas précédent. Mais la détente du fluide continue pendant son écoulement dans la couronne mobile. La configuration du champ de pression qui s'établit à cause

de cet écoulement, produit une certaine réaction dont la 5
 composante dans le sens du mouvement augmente le couple
 moteur en s'ajoutant à celui résultant de l'action cinétique.

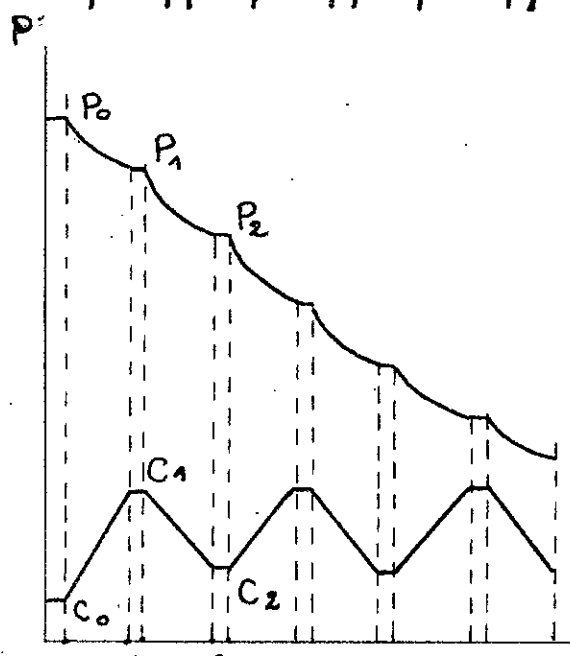
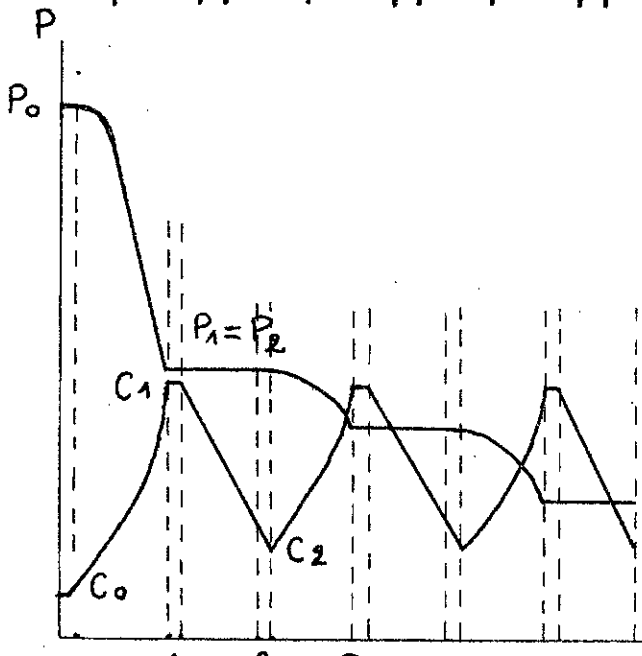
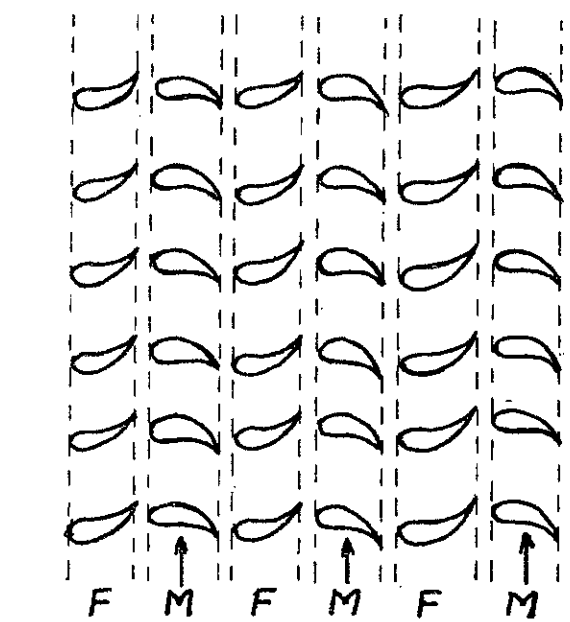
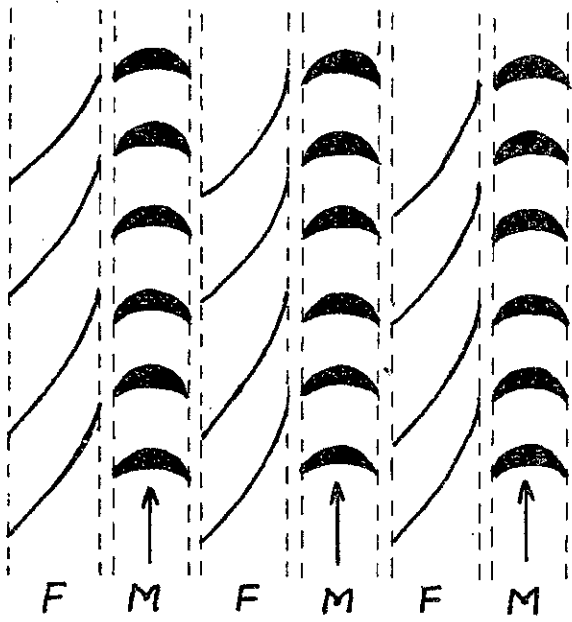
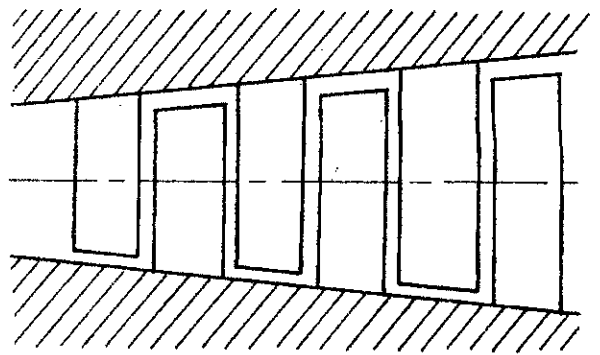
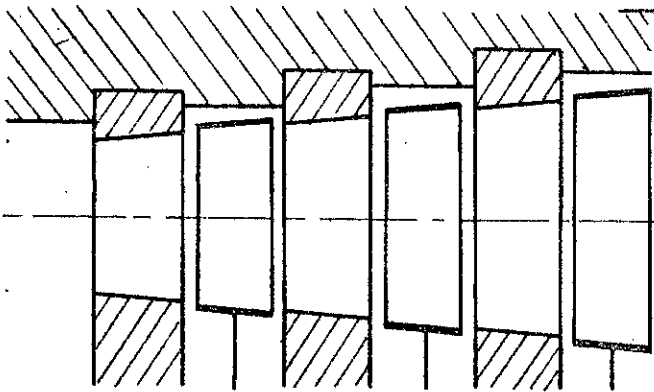


fig-1

fig-2

aubage à ACTION

aubage à REACTION

moyens permettant d'améliorer le rendement

L'augmentation du rendement thermodynamique est liée à la conception, au tracé de vapeur, aux formes constructives de la machine. Signalons simplement que :

L'emploi des températures et des pressions initiales élevées de vapeur vive surtout pour les turbines à contrepression peut augmenter le rendement, en tenant compte bien sûr de la limite de possibilité actuelle en fait de résistances des aciers fortement alliés utilisés dans la construction des turbines.

Les pertes à l'écoulement dépendent de la vitesse de la vapeur, de la forme et de la grandeur des canaux qui doivent être tracés de manière à éviter frottements excessifs, chocs, déviation du jet, de colllements.

La recherche de vitesses d'écoulement modérées conduit donc à augmenter le nombre d'étages, mais on est limité dans cette voie par le prix de revient de la machine.

Aussi, la production combinée d'énergie et de chaleur, quand un surcroît de vapeur est nécessaire, c'est-à-dire qu'on doit travailler avec de la vapeur vive supplémentaire, les turbines à vapeur pour installations industrielles offrent un des moyens les plus importants d'améliorer le rendement d'une installation de force motrice de vapeur.

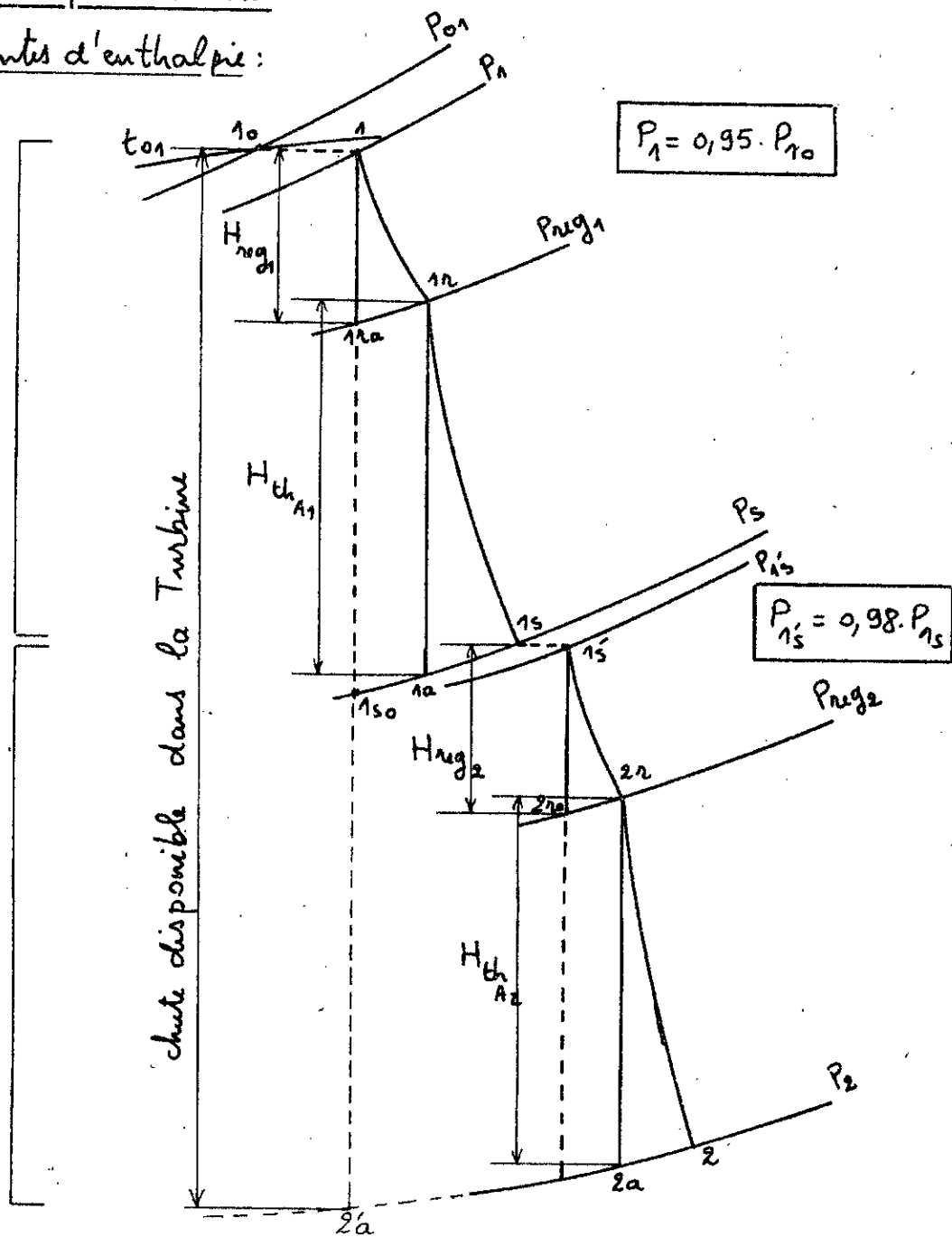
2-CALCULS ET DESCRIPTION

2.1- calculs thermodynamiques

2.1.1- Calculs préliminaires

a- Les chutes d'enthalpie :

2 CORPS 10 CORPS



$$i_1 = i_{10} = 789 \text{ kcal/kg}$$

$$i_{10s} = 723,5 \text{ kcal/kg}$$

$$H_{th0} = i_{10} - i_{20a} = 120 \text{ kcal/kg}$$

Soit ΔP la perte de pression due au laminage de la vapeur au passage dans la vanne d'alimentation.

$$\Delta P = 5\% \cdot P_{10} \text{ pour } P_{10} < 80 \text{ bars}$$

$$P_1 = 0,95 \cdot P_{10} = 34,2 \text{ bars}$$

Le diagramme $i-s$ donne $t_1 = 434,44^\circ\text{C}$

La chute d'enthalpie disponible dans la turbine est de:

$$H_{th} = i_{10} - i_{2'a} = 118 \text{ kcal/kg.}$$

Résultats: $H_{th0} = 120 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ $H_{th} = 118 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ $P_n = 34,26$

b- Facteur de perte dans la vanne: défini par la formule

$$\zeta_{\text{Vanne}} = \frac{H_{th0} - H_{th}}{H_{th0}} \quad \text{A.N.} \quad \zeta_{\text{Vanne}} = \frac{120 - 118}{120} = 0,0166.$$

c- Rendement d'ambaj: rendement utile, donné en fonction du nombre de PARSONS χ . Pour la turbine à Action avec $\chi = 1600 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{kcal}}$ on obtient les résultats suivants relevés du diagramme des

paramètres optimaux: $\eta_u = 0,817$; $\alpha_1 = 12^\circ 51'$; $u/c_1 = 0,45$

d- Rendement intérieur d'étage:

$$\eta_{i\text{ét.}} = \eta_u - \zeta_{fv} - \zeta_{fi}$$

ζ_{fv} - coefficient des pertes par frottements des disques, et de ventilation en cas d'injection partielle $\zeta_{fv} = 0,02$

ζ_{fi} - coefficient des pertes par fuites internes $\zeta_{fi} = 0,01$
 A.N. $\eta_{i\text{ét.}} = 0,817 - 0,02 - 0,01 = 0,787.$

e- Rendement intérieur de la turbine:

$$\eta_{iT.} = \eta_{i\text{ét.}} \cdot (1 - \zeta_{\text{vanne}}) \cdot (1 - \zeta_x) \cdot \mu$$

ζ_x - coefficient des pertes d'expansion dans la région de la vapeur humide $\zeta_x = 0$ $\left\{ \begin{array}{l} x=1 \\ \text{vapeur surchauffée} \end{array} \right.$

μ - facteur d'auto-surchauffe de la vapeur $\mu = 1,04$
 A.N. $\eta_{iT.} = 0,787 \cdot (1 - 0,0166) \cdot 1,04 = 0,804.$

f- Rendement global effectif de la turbine:

$$\eta_{eT.} = \eta_{iT.} \cdot (1 - \zeta_{ve}) \cdot (1 - \zeta_{fe}) \cdot \eta_m$$

ζ_{ve} - coefficient des pertes par vitesse restante $\zeta_{ve} = 0$ car

les étages travaillant avec les paramètres optimaux.

Z_{fe} - coefficient des pertes par fuites externes ; $Z_{\text{fe}} = 0,025$

η_m - rendement mécanique $\eta_m = 0,985$

A.N $\eta_{eT} = 0,804 \cdot (1 - 0,025) \cdot 0,985 = 0,780.$

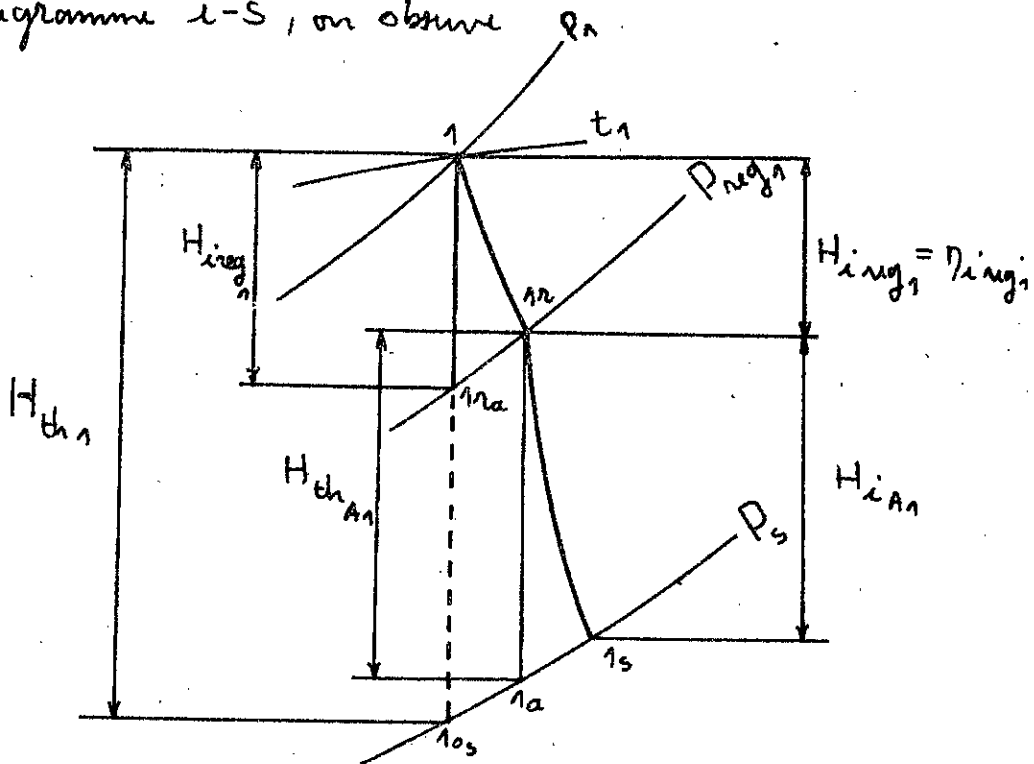
2.1.2 calcul de disposition

A- dimensions caractéristiques

Ce calcul a pour but de déterminer les dimensions de la turbine en calculant l'étage de réglage, le nombre d'étages et leurs dimensions caractéristiques, principalement le 1^{er} et le dernier étage.

Présentation et calcul de l'étage de régulation :

Sur le diagramme $i-s$, on observe



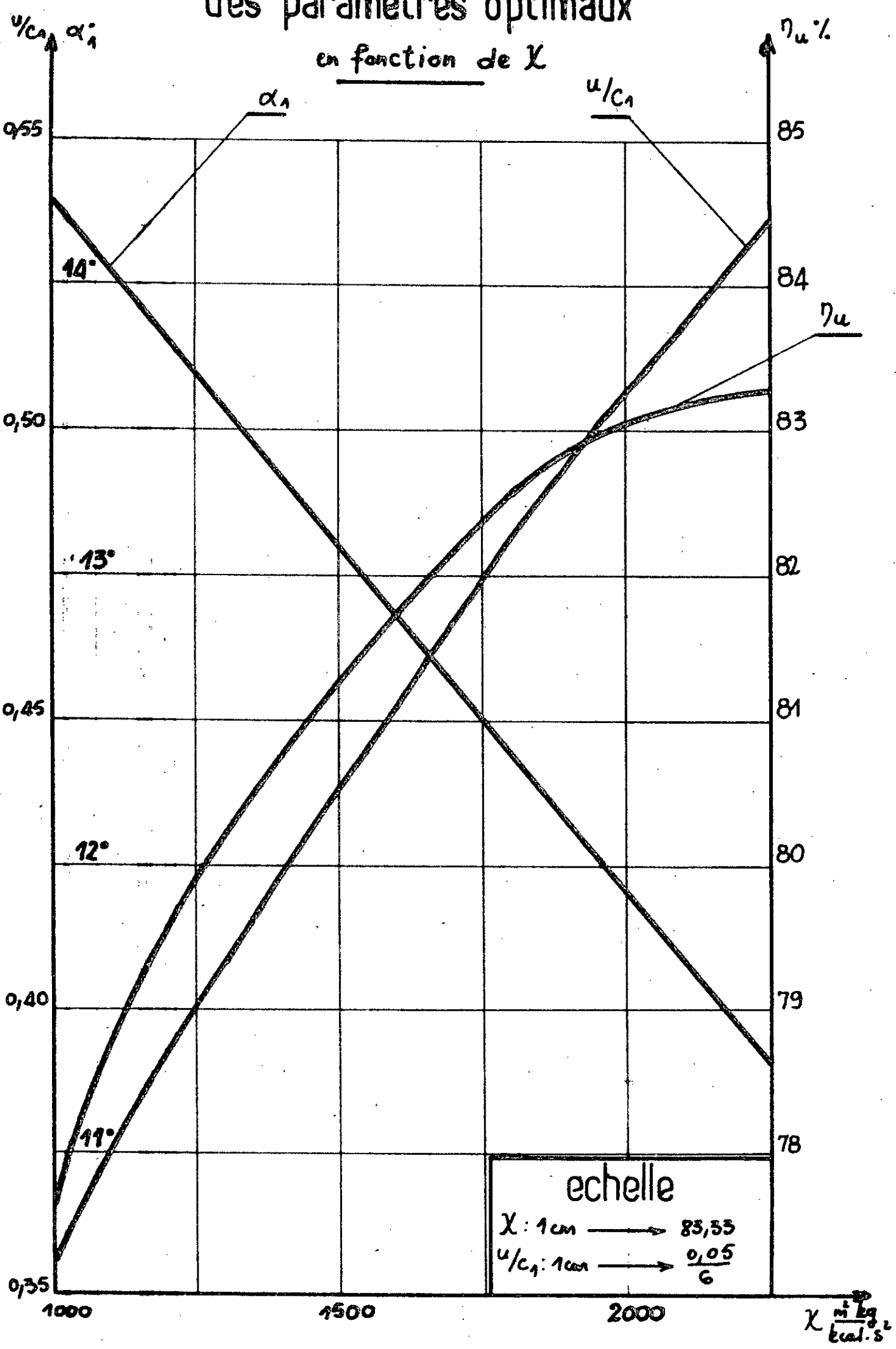
La chute d'enthalpie H_{th1} du premier corps est réalisée par :

- une roue à Action à simple couronne prise comme étage de régulation.
- une partie multicellulaire à Action aussi dont nous déterminerons le nombre d'étages.

La roue de régulation est une roue se situant en tête des turbines, dont le rôle est double :

* réaliser avant l'arrivée de la vapeur sur la roue une

DIAGRAMME des paramètres optimaux en fonction de χ



décente suffisamment importante pour que la température du fluide y soit plus basse que celle prise au point d'admission de la machine.

* permettre une régulation du débit massique G de façon à rendre possible la marche de la turbine à différentes puissances.

Méthode de calcul de la Roue de Régulation 1 et du premier étage :

a- calcul de l'étage de réglage :

1°/ on adopte successivement des valeurs de chutes d'enthalpie de la roue de régulation. Pour les roues à simple couronne, la valeur de la chute est de 15 à 30 kcal/kg. Nous allons adopter les valeurs suivantes $H_{reg_1} = \{10, 15, 25, 25\}$. Pour illustrer la méthode, le calcul sera fait pour $H_{reg_1} = 15 \text{ kcal/kg}$.

2°/ à partir du diagramme de Mollier, nous déterminerons la pression à la fin de la chute. Pour $H_{reg_1} = 15 \text{ kcal/kg}$ on a une pression $P_{reg_1} = 28 \text{ bars}$.

3°/ A la sortie de la tuyère, la vitesse est ralentie du fait des frottements de la vapeur contre les parois. Nous adoptons un coefficient de ralentissement φ généralement variant de 0,95 à 0,96. Actuellement, avec les très bons états de surface des tuyères facilement obtenus, ce coefficient va jusqu'à 0,980. Mais pour une initiation aux projets des turbines nous prenons $\varphi = 0,95$.

4°/ Calcul de la vitesse absolue C_1 à la sortie de la tuyère et à l'entrée des aubes mobiles, d'après la formule suivante :

$C_1 = \varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{reg_1}}$

le coefficient 91,53 est égal à $\sqrt{\frac{2g}{A}}$ $A = \frac{1}{427} \text{ kcal/kg} \cdot \text{m}$

A.N $C_1 = 337 \text{ m/sec}$

5/ on adopte une valeur du rapport $u/c_1 = 0,36$

12

6/ Calcul de la vitesse périphérique de la roue de régulation

$$\boxed{u = C_1 \cdot u/c_1} \quad \text{A.N. } u = 121,5 \text{ m/sec.}$$

7/ Calcul du diamètre de cette roue

$$\text{A.N. } D_{reg_1} = 0,7735 \text{ m.}$$

$$\boxed{D_{reg_1} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}}$$

8/ volume spécifique de la vapeur surchauffée au point de réglage à l'aide de la formule

$$\boxed{v = \frac{0,01 \cdot i - \Delta}{p}}$$

le diagramme $i-s$ nous donne i, Δ et p .

$$\text{A.N. } v_{reg_1} = 0,1124 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

9/ Nous adoptons prématurément un rendement indicatif de régulation de l'ordre de $\eta_{i,reg_1} = 0,68$. Remarquons que pour une roue à simple couronne, ce rendement est plus élevé que celui d'une roue Curtis à deux étages de vitesses qui est de l'ordre de $\eta_{i,c} = 0,66$.

b- Réduction de la roue de régulation: c'est à dire l'adopter et la restreindre aux autres étages de la partie à Action.

10/ on calcule le carré de la vitesse périphérique de la roue de réglage après sa réduction aux étages à Action

$$\boxed{(u_{reg_1}^2)_{red.} = \chi \cdot H_{reg_1} \cdot \frac{\eta_{i,reg_1}}{\eta_{i,ét.}}} \quad \text{A.N. } (u_{reg_1}^2)_{red.} = 20737 \text{ m}^2/\text{se}^2$$

11/ Calcul de la somme des carrés des vitesses circonferentielles de la turbine, partie à Action (A_1):

$$\boxed{(\sum u^2)_{A_1} = \mu \cdot H_{th_1} \cdot \chi - (u_{reg_1}^2)_{red.}}$$

$$\text{A.N. } (\sum u^2)_{A_1} = 88255 \text{ m}^2/\text{se}^2$$

12/ A partir du diagramme $i-s$ on détermine la chute d'enthalpie H_{th,A_1} (chute adiabatique dans toute la partie à Action après la roue de régulation); $H_{th,A_1} = 52 \text{ kcal/kg.}$

13/ Coefficient d'auto-surchauffe de la vapeur dans la partie A1

$$K_{A1} = \frac{K \cdot H_{thA1} - H_{reg1}}{H_{thA1}}$$

A.N $K_{A1} = 1,0215$

14/ Déterminer ensuite le nombre de Parsons χ pour cette partie A1.

Bien qu'il manque d'homogénéité et de signification physique, ce nombre est souvent utilisé dans le calcul des turbines à vapeur.

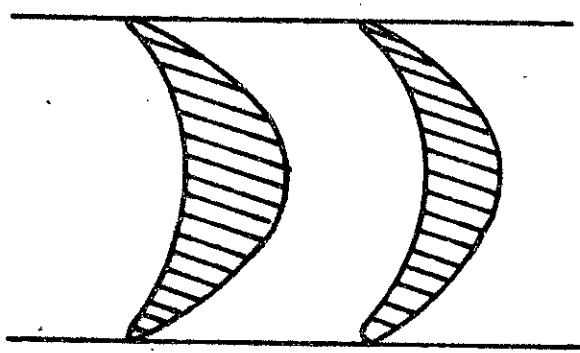
$$\chi_{A1} = \frac{(\sum u^2)_{A1}}{K_{A1} \cdot H_{thA1}}$$

A.N: $\chi_{A1} = 1667 \frac{m^2 \cdot kg}{kcal \cdot s^2}$

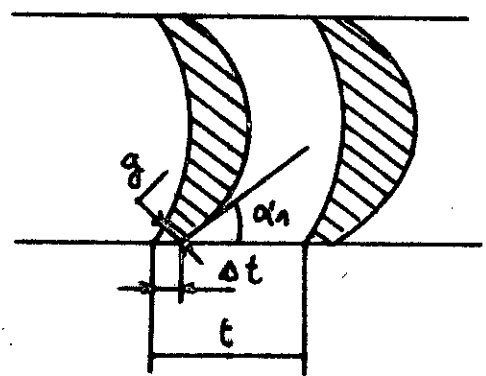
c - Calcul du 1^{er} étage :

15/ En fonction de ce nombre de Parsons, on détermine les nouvelles valeurs de u/c_1 et de α_1 : $\chi_{A1} = 1667 \rightarrow \begin{cases} u/c_1 = 0,460 \\ \alpha_1 = 12,43' \end{cases}$

16/ Calcul de τ : coefficient tenant de l'obstruction due à l'épaisseur des ailettes à la sortie et du coefficient de débit des tuyères ;



profil d'aubage à Action.



$$\Delta t = \frac{g}{\sin \alpha_1}$$

g - épaisseur de l'aube à l'entrée ou à la sortie évalué à 0,65 mm.

t - le pas = 20 mm.

$$\tau = 1 - \frac{\Delta t}{t} = 1 - \frac{g}{t \cdot \sin \alpha_1}$$

17/ A partir de l'équation de la continuité, on peut déterminer le diamètre D_1 de la partie A1. Normalement c'est le diamètre moyen qui reste constant tout au long de la veine. L'équation de l'écoulement est $V = F \cdot C$

V - étant le débit de passage du fluide = $G_2 \cdot v$

F- section de passage du fluide = $\pi \cdot D \cdot l \cdot z$

C- vitesse d'écoulement perpendiculaire à la section = $C_1 \sin \alpha_1$

V- volume spécifique de la vapeur à la sortie de la tuyère = V_{reg_1}

G_s - débit de vapeur qui traverse effectivement la tuyère

$$G_s = G_0(1 - Z_{fe}) \quad ; \quad Z_{fe} - \text{coefficient de pertes à la garniture extérieure}$$

$$\text{Finalement, on aura } G_0(1 - Z_{fe}) \cdot V_{reg_1} = \pi \cdot D_1 \cdot l_1 \cdot z \cdot C_1 \sin \alpha_1$$

l_1 - longueur d'arbage du 1^{er} étage.

Si on multiplie et on divise le membre de droite par la quantité

suivante $D_1 = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}$ on aura :

$$G_0(1 - Z_{fe}) \cdot V_{reg_1} \cdot \frac{\pi \cdot n}{60} = \pi^2 \cdot D_1^2 \cdot l_1 \cdot z \cdot n \cdot \frac{C_1}{u} \cdot \frac{1}{60} \cdot \sin \alpha_1$$

d'où

$$D_1 = \sqrt{\frac{60 \cdot G_0(1 - Z_{fe}) \cdot V_{reg_1} \cdot u / C_1}{\pi^2 \cdot n \cdot l_1 \cdot z \cdot \sin \alpha_1}}$$

$$\text{A.N. : } V_{reg_1} = 0,1924 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$G_s = 58,33 \cdot (1 - 0,025) = 56,87 \text{ kg/se.}$$

$$D_1 = 0,759 \text{ m.}$$

18/ Calcul du nombre d'étages de la partie multicellulaire A_1

$$Z_{A_1} = \frac{(\sum u^2)_{A_1}}{u^2}$$

$$u = \frac{\pi D_1 \cdot n}{60}$$

A.N. :

$$Z_{A_1} = 5,61.$$

19/ Le diagramme de Mollier nous permet de lire le volume spécifique à la sortie du premier corps $V_d = V_{15} = 0,208 \text{ m}^3/\text{kg}$.

20/ longueur d'arbage du dernier étage

$$l_d = l_1 \cdot \frac{V_d}{V_1}$$

21/ Pour éviter toute courbure d'arabe au dernier étage, on doit avoir le rapport

$$\left(\frac{l}{D}\right)_d < \frac{1}{7} \text{ à } \frac{1}{6}$$

Le calcul détaillé est présenté dans les tableaux qui vont suivre. Ce calcul est fait pour deux valeurs de la longueur l_1 : 50 et 55 mm ensuite, on choisira la longueur la plus avantageuse donnant dans le calcul un nombre d'étages modéré qui sera pris entier et faire ensuite une correction sur quelques dimensions.

roue de régulation 1

1	H_{reg}	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	adopté	10	15	20	25
2	P_{reg}	bar	diagramme i-s	30	28	26	24,5
3	Φ	/	adopté	← 0,95 →			
4	C_1	$\frac{\text{m}}{\text{sec}}$	$\Phi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{reg}}$	275	337	388,86	434,76
5	u/C_1	/	adopté	← 0,36 →			
6	u	$\frac{\text{m}}{\text{sec}}$	$C_1 \cdot u/C_1$	99	121,5	140	156,5
7	η_{ing}	/	adopté	← 0,68 →			
8	ν_{reg}	$\frac{\text{m}^2}{\text{kg}}$	diagramme i-s	0,1057	0,1124	0,1183	0,1252
9	D_{reg}	m	$60 \cdot u / \pi \cdot n$	0,630	0,7735	0,891	0,996
10	η_{id}	/	$\eta_u - \sum \delta_{fi} - \sum \delta_{pe}$	← 0,787 →			

réduction de la roue de régulation aux étages A_1

11	$(u_{reg}^2)_{red}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{sec}^2}$	$\chi \cdot H_{reg} \cdot \eta_{ing} / \eta_{id}$	13824,6	20737	27649,3	34569,6
12	$\sum u^2$	$\frac{\text{m}^2}{\text{sec}^2}$	$\kappa \cdot H_{th} \cdot \chi - (u_{reg}^2)_{red}$	95167,4	88255	81342,7	74430,4
13	$\sum u^2$	$\frac{\text{m}^2}{\text{sec}^2}$	$\kappa \cdot H_{th} \cdot \chi$	← 108.992 →			
14	H_{th}	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	diagramme i-s	57	52	47	42
15	κ_{A_1}	/	$(\kappa H_{th} - H_{reg}) / H_{th}$	1,0196	1,0215	1,0238	1,0266
16	χ_{A_1}	$\frac{\text{m}^2 \text{kg}}{\text{kcal} \cdot \text{s}}$	$(\sum u^2)_{A_1} / \kappa_{A_1} \cdot H_{thA_1}$	1637,5	1669	1690	1726

premier étage A_1 : $l_1 = 50 \text{ mm}$

17	τ	/	$1 - g / \sin \alpha_1$	0,852	0,852	0,851	0,849
18	ν_1	$\frac{\text{m}^2}{\text{kg}}$	$= \nu_{reg}$	0,1057	0,1124	0,1183	0,1252
19	α_1	degrés	$f(\chi_{A_1})$	12°45'	12°43'	12°39'	12°27'
20	u/C_1	/	$f(\chi_{A_1})$	0,458	0,461	0,465	0,475
21	D_1	m	$\sqrt{\frac{60 \cdot G_s \cdot \nu_1 \cdot u/C_1}{\pi^2 \cdot n \cdot \tau \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1}}$	0,771	0,798	0,826	0,866

22	U	$\frac{m}{sec}$	$\pi D_1 n / 60$	121	125,34	129,74	136
23	Z_{A_1}	/	$(\sum U^2)_{A_1} / U^2$	6,49	5,61	4,83	4,02
24	D_d	m	$\approx D_1$	0,771	0,798	0,826	0,866
25	v_d	$\frac{m^2}{kg}$	$\approx v_{1s} (i-s)$	0,208	0,208	0,208	0,208
26	l_d	m	$l_1 \cdot \frac{v_d}{v_1}$	0,098	0,092	0,0879	0,083
27	$(\frac{l}{D})_d$	/	$< \frac{1}{7} \text{ a' } \frac{1}{6}$	$\frac{1}{7,87}$	$\frac{1}{8,67}$	$\frac{1}{9,40}$	$\frac{1}{10,43}$

premier étage $A_1 : l_1 = 55 \text{ mm}$

17	τ	/	$1 - g / \sin \alpha_1$	0,852	0,852	0,851	0,849
18	v_1	$\frac{m^2}{kg}$	$\approx v_{reg_1}$	0,1057	0,1124	0,1183	0,1252
19	α_1	degré	$f(\chi_{A_1})$	12°45'	12°43'	12°39'	12°27'
20	u/c_1	/	$f(\chi_{A_1})$	0,458	0,460	0,465	0,475
21	D_1	m	$\sqrt{\frac{60 \cdot G_s \cdot v_1 \cdot u/c_1}{\pi^2 \cdot n \cdot \tau \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1}}$	0,734	0,759	0,794	0,824
22	U	$\frac{m}{sec}$	$\pi D_1 n / 60$	115,3	119,2	124,72	129,43
23	Z_{A_1}	/	$(\sum U^2)_{A_1} / U^2$	7,15	6,20	5,30	4,44
24	D_d	m	$\approx D_1$	0,734	0,759	0,794	0,824
25	v_d	$\frac{m^2}{kg}$	$\approx v_{1s} (i-s)$	← 0,208 →			
26	l_d	m	$l_1 \cdot \frac{v_d}{v_1}$	0,108	0,101	0,096	0,091
27	$(\frac{l}{D})_d$	/	$< \frac{1}{7} \text{ a' } \frac{1}{6}$	$\frac{1}{6,80}$	$\frac{1}{7,5}$	$\frac{1}{8,20}$	$\frac{1}{9,0}$

Pour adopter une valeur de la longueur l_1 , on doit d'abord faire le choix des paramètres définitifs pour le calcul de la roue de régulation 1. Le choix des paramètres doit satisfaire à certaines conditions qui sont :

- une chute d'enthalpie la plus appropriée de telle façon que le nombre d'étages Z_{A_1} soit réduit ou modéré.
- la vitesse d'entraînement (périphérique) U ne doit pas

dépasser la valeur maximale $u_{\max} = 140 \div 160 \text{ m/sec}$.

- la valeur du rapport $\left(\frac{L}{D}\right)_d$ doit être acceptable
- enfin, suivant le type de tuyère défini à l'avance.

Pour satisfaire à ces conditions, nous choisissons la chute

$H_{reg_1} = 15 \text{ kcal/kg}$ qui donnerait, pour une longueur $L_1 = 55 \text{ mm}$ une vitesse $u = 119 \text{ m/sec}$ et $P_{reg_1} = 28 \text{ bars}$.

Le type de tuyère sera selon le rapport $\frac{P_{reg_1}}{P_1}$:

$\frac{P_{reg_1}}{P_1} = \frac{28}{34,2} = 0,818 > \beta_{cr} = 0,546$ donc la tuyère envisagée sera du type convergente.

C'est le type de tuyère le plus souvent adopté, sauf circonstance exceptionnelle, et cela pour éviter les ondes de choc stationnaires qui constituent une perte d'énergie puisqu'elles sont accompagnées d'un accroissement entropique.

Calcul du rapport optimal (u/c_1)_{opt} pour la zone de régulation 1:

Méthode de calcul:

1/ on adopte successivement des valeurs pour le rapport u/c_1

$$u/c_1 = \{0,34; 0,36; 0,38; 0,40; 0,42; 0,44\}$$

2/ on adopte un angle d'entrée α_1 fixé par les constructeurs généralement $\alpha_1 = 14^\circ \div 25^\circ$; on adopte $\alpha_1 = 20^\circ$.

3/ Calcul de la vitesse absolue $C_1 = \varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{reg_1}}$.

Pour détailler le calcul d'une colonne, on prend $u/c_1 = 0,36$

$$C_1 = 0,95 \cdot 91,53 \cdot \sqrt{15} = 337 \text{ m/sec}$$

4/ Calcul de la vitesse périphérique u et du diamètre de la

zone de régulation D_{reg_1} : $u = C_1 \cdot u/c_1$ et $D_{reg_1} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}$

$$u = 121,5 \text{ m/s} \quad D_{reg_1} = 0,7735 \text{ m}$$

5/ Calcul de la surface totale des tuyères par la formule suivante:

$$F_t = \frac{G_s}{10^2 \cdot \psi_{\max} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1}}} \quad [m^2]$$

G_s - débit total traversant les tuyères [kg/s]

F_t - surface totale au col [m^2]

P_1 - pression d'entrée = 34,2 bars.

ρ_1 - volume spécifique à l'entrée ; $\rho_1 = 0,0936 m^3/kg$.

Le minimum de F_t a lieu pour $\psi_{\max} = 2,03$ (vapeur surchauffée).

A.N $F_t = 0,01465 m^2$

6°/ Calcul de la section au col d'une tuyère f_t : $f_t = l_t \cdot b_t$

l_t - longueur radiale choisie suivant

deux critères $\left\{ \begin{array}{l} l_t \geq 20 \text{ mm (par construction)} \\ l_t \text{ qui donne } \varepsilon \leq 0,450 \end{array} \right\} \Rightarrow$

$$l_t = 40 \text{ mm}$$

$$b_t = 0,17 \cdot l_t$$

b_t - largeur = $(0,6 \div 0,7) \cdot l_t$

A.N $f_t = 1,12 \cdot 10^{-3} m^2$.

7°/ on calcule le nombre de tuyères nécessaire pour l'injection

$$Z_t = \frac{F_t}{f_t} \quad \text{A.N } Z_t = \frac{0,01465}{1,12 \cdot 10^{-3}} = 13,08$$

correction pour Z_t entier $Z'_t = 13$ tuyères $\Rightarrow b'_t = \frac{F_t}{l_t \cdot Z'_t}$

$$b'_t = 0,028 \text{ m.}$$

8°/ calcul du taux d'injection partiel ε à l'aide de la formule suivante

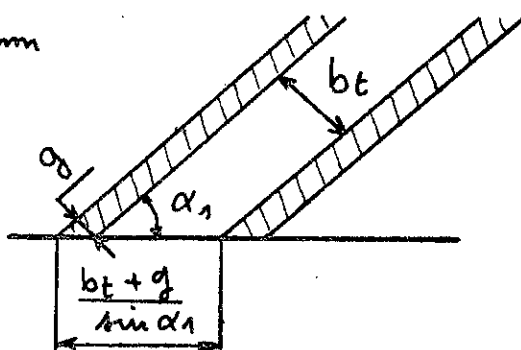
$$\varepsilon = \frac{Z'_t (b'_t + g)}{\pi \cdot D_{eq} \cdot \sin \alpha_t}$$

$$\alpha_t = \alpha_1 - \omega$$

ω - correction sur la tuyère. La tuyère adoptée d'origine est du type convergente donc $\omega = 0 \Rightarrow \alpha_t = \alpha_1$.

$$g = 1,2 \div 1,6 \text{ mm}$$

$$g = 1,2 \text{ mm}$$



En pratique, on préfère que toutes les tuyères soient disposées sur la partie supérieure de l'enveloppe donc il faudra avoir un $\epsilon < 0,5$. En plus, pour faciliter le montage et tenir compte des espaces entre tuyères, on préfère avoir un $\epsilon < 0,45$.

9/ Certaines arbres mobiles ne sont pas alimentés, elles brassent la vapeur comme un ventilateur; pour cela on doit calculer les pertes par frottements et par ventilation, qui sont données par la formule empirique de STODOLA donnant directement la puissance ainsi perdue :

$$N_{fv} = \alpha_1 \cdot \alpha_2 \left[\beta_1 \cdot D^2 + \beta_2 (1-\epsilon) \cdot D \cdot l^{1,5} \right] \cdot \frac{u^3}{\rho \cdot 10^6} \quad [CV]$$

↓ frottements ↓ ventilation

avec: $D = D_{ug}$ [m]; l - longueur d'entrée de l'arbre mobile [cm]
 coefficients de vapeur surchauffé $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ pour une roue à simple couronne
 $\nu = \nu_{ug}$ [m^2/kg] - ; u [m/sec] ; $\beta_1 = 1,46$; $\beta_2 = 0,83$

A.N $N_{fv} = 1 \cdot 1 \left[1,46 \cdot 0,17735^2 + 0,83 (1 - 0,459) \cdot 0,17735 \cdot 4,5^{1,5} \right] \cdot \frac{(121,5)^3}{0,1124 \cdot 10^6}$
 $N_{fv} = 67 \text{ CV}$

10/ Calcul du coefficient des pertes par frottements et ventilation

$$z_{fv} = \frac{75 \cdot N_{fv}}{427 G_s H_{ug1}} \quad \text{A.N} \quad z_{fv} = 0,0137$$

11/ l'angle d'entrée de la vitesse relative $\beta_1 = \beta_2$ (arbres à Action symétriques) pour déterminer ensuite le coefficient de perte de la vitesse relative $\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$ → diagramme de Wagner.

$$\beta_1 = \beta_2 = \arctg \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - u} \quad \text{A.N} \quad \beta_1 = \beta_2 = 30,29'$$

$\Rightarrow \psi = 0,892$

12/ Calcul du rendement utile à l'aide de la formule suivante:

$$\eta_u = 2\psi^2 (1 + \psi) \cdot (\cos \alpha_1 - u/c_1) \cdot u/c_1 \quad \text{A.N} \quad \eta_u = 0,711$$

$$\eta_{i\text{reg}_1} = \eta_u - \sum_{fv}$$

A/N $\eta_{i\text{reg}_1} = 0,6972$

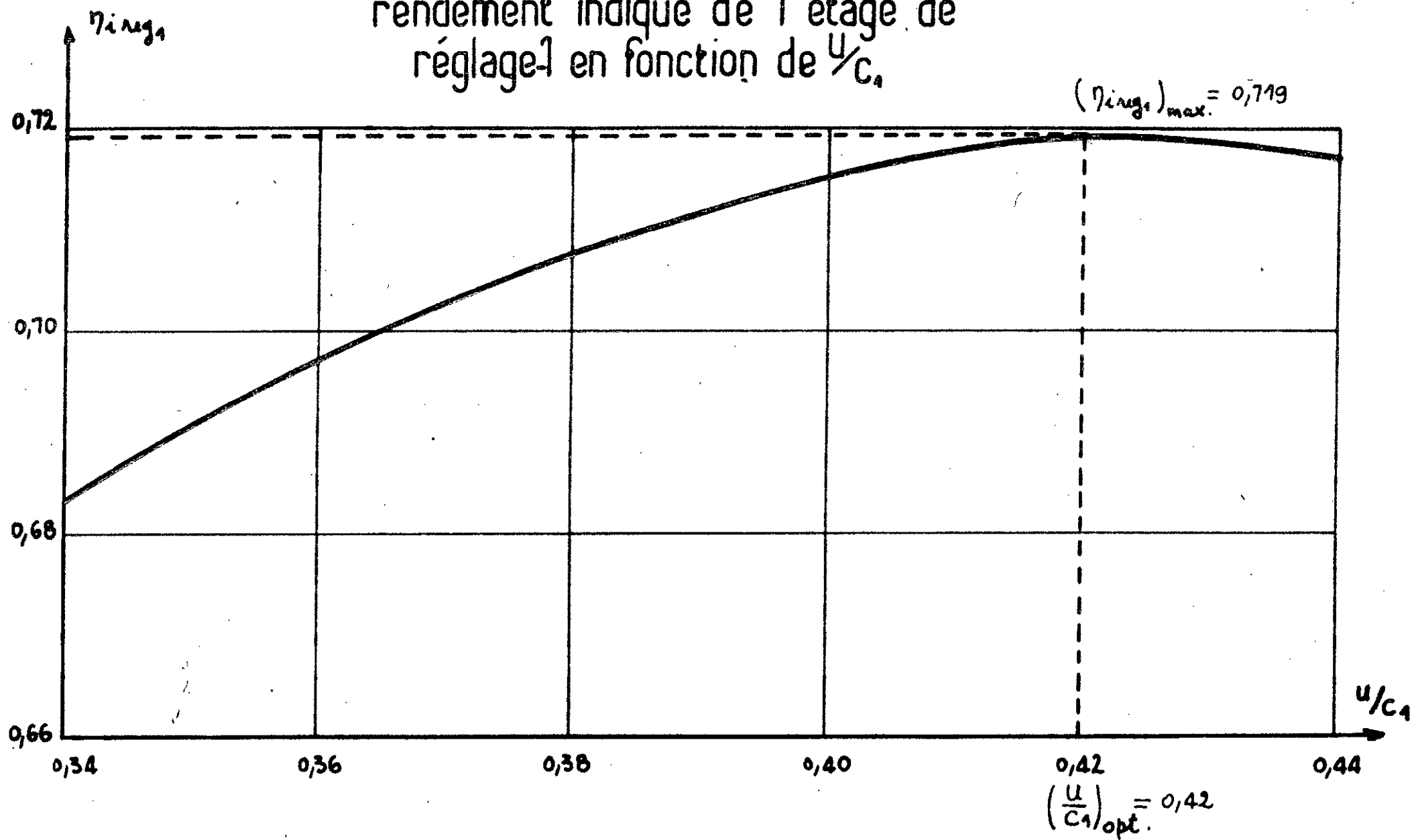
14/ on trace finalement le graphe $\eta_{i\text{reg}_1} = f(u/c_1)$ pour déterminer l'optimum de u/c_1 correspondant au maximum de $\eta_{i\text{reg}_1}$.

TABLEAU DES RESULTATS :

$$H_{\text{reg}_1} = 15 \text{ kcal/kg}$$

N°	grandeur		METHODE DE CALCUL	1	2	3	4	5
	syml	unité						
1	u/c_1	/	adopté	0,36	0,38	0,40	0,42	0,44
2	α_1	degré	adopté	← 20 →				
3	C_1	$\frac{m}{\text{sec}}$	$\varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{\text{reg}_1}}$	← 357 →				
4	u	$\frac{m}{\text{sec}}$	$C_1 \cdot u/c_1$	121,5	128	134,7	141,5	148
5	D_{reg_1}	m	$\frac{60 u}{\pi \cdot n}$	0,7735	0,814	0,857	0,900	0,943
6	F_t	m^2	$\frac{G_s}{\psi_{\text{max}} \cdot 10^2} \sqrt{\frac{U_1}{P_1}}$	← 0,01465 →				
7	l_t	m	adopté	← 0,040 →				
8	b_t	m	$0,7 \cdot l_t$	← 0,028 →				
9	f_t	m^2	$l_t \cdot b_t$	← $1,12 \cdot 10^{-3}$ →				
10	Z_t	/	F_t/f_t	← 13,08 →				
11	Z'_t	/	corrigé	← 13 →				
12	ϵ	/	$Z'_t (b_t + g)$ $\pi \cdot D_{\text{reg}_1} \sin \alpha_1$	0,459	0,436	0,414	0,394	0,374
13	N_{fv}	CV	formule p. 19	67	86	110	139	172,34
14	\sum_{fv}	/	$75 \cdot N_{fv}$ $427 \cdot G_s \cdot H_{\text{reg}_1}$	0,0137	0,01769	0,0226	0,02856	0,03548
15	β_1	degré	$\arctg \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - u}$	$30^\circ 33'$	$31^\circ 25'$	$32^\circ 25'$	$33^\circ 20'$	$34^\circ 23'$
16	ψ	/	$f(\beta_1 + \beta_2)$	0,892	0,893	0,895	0,898	0,900
17	η_u	/	formule p 19	0,711	0,725	0,737	0,747	0,752
18	$\eta_{i\text{reg}_1}$	/	$\eta_u - \sum_{fv}$	0,6972	0,7073	0,7143	0,7191	0,7174

rendement indiqué de l'étage de réglage en fonction de u/c_1



B- Correction du calcul de disposition :

a- zone de régulation :

$H_{reg_1} = 15 \text{ kcal/kg.}$ $u/c_1 = (u/c_1)_{opt.} = 0,42$ $P_{reg_1} = 28 \text{ b.}$

calcul : $C_1 = \varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{reg_1}} = 0,95 \cdot 91,53 \cdot \sqrt{15} = 337 \text{ m/sec.}$

$u = C_1 \cdot (u/c_1)_{opt.} = 337 \cdot 0,42 = 141,5 \text{ m/sec.}$

$D_{reg_1} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 141,5}{\pi \cdot 3000} = 0,900 \text{ m}$

$V_{reg_1} \rightarrow \text{diagramme i-s} = 0,1124 \text{ m}^3/\text{kg}$

$\eta_{i reg_1} = (\eta_{i reg_1})_{max.} = 0,7194$

Tableau des résultats :

1	H_{reg_1}	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	adoptée (optimale)	15
2	P_{reg_1}	bars	diagramme i-s	28
3	φ	/	0,95 ÷ 0,96	0,95
4	C_1	$\frac{\text{m}}{\text{sec}}$	$\varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{reg_1}}$	337
5	$\frac{u}{C_1}$	/	$(\frac{u}{C_1})_{opt.}$	0,42
6	u	$\frac{\text{m}}{\text{sec}}$	$C_1 \cdot (\frac{u}{C_1})_{opt.}$	141,5
7	D_{reg_1}	m	$\frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}$	0,900
8	V_{reg_1}	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	diagramme i-s	0,1124
9	$\eta_{i reg_1}$	/	$(\eta_{i reg_1})_{max.}$	0,7194

b- réduction de la zone de régulation :

calcul : $(u_{reg_1}^2)_{red.} = \chi \cdot H_{reg_1} \cdot \frac{(\eta_{i reg_1})_{max.}}{\eta_{i it}} = 1600 \cdot 15 \cdot \frac{0,7194}{0,787}$
 $= 21938,5 \text{ m}^2/\text{sec}^2$

$\sum u^2 = \mu \cdot \chi \cdot H_{th_1} = 1,04 \cdot 1600 \cdot 65,5 = 108992 \text{ m}^2/\text{sec}^2$

$(\sum u^2)_{A_1} = \sum u^2 - (u_{reg_1}^2)_{red.} = 87053,43 \text{ m}^2/\text{sec}^2$

$\mu_{A_1} = \frac{\mu \cdot H_{th_1} - H_{reg_1}}{H_{th_{A_1}}} = 1,0215$

10	$(u_{reg1}^2)_{red}$	$\frac{m^2}{sec^2}$	$\mathcal{K} \cdot H_{reg1} \cdot \frac{(\eta_{reg1})_{max}}{\eta_{ic}}$	21958,5
11	$\sum u^2$	$\frac{m^2}{sec^2}$	$\mu \cdot H_{th1} \cdot \mathcal{K}$	108992
12	$(\sum u^2)_{An}$	$\frac{m^2}{sec^2}$	$\sum u^2 - (u_{reg1}^2)_{red}$	87053,43
13	μ_{An}	/	$\frac{\mu \cdot H_{th1} - H_{reg1}}{H_{th An}}$	1,0215
14	χ_{An}	$\frac{m^2 \cdot kg}{kcal \cdot s^2}$	$(\sum u^2)_{An} / \mu_{An} \cdot H_{th An}$	1639

c- partie a' Action A1 :

	$\frac{u}{c_1}$	/	$f(\chi_{An})$	0,461
	α_1	degré	$f(\chi_{An})$	12° 75'
	τ	/	$1 - g / t \cdot \sin \alpha_1$	0,847
	D_1	m	$\sqrt{\frac{60 \cdot G_s \cdot V_{reg1} \cdot u / c_1}{\pi^2 \cdot n \cdot \tau \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1}}$	0,770
	v_d	$\frac{m^3}{kg}$	diagramme i-s	0,208
	u	$\frac{m}{sec}$	$\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$	121
	Z_{An}	/	$(\sum u^2)_{An} / u^2$	5,94
	l_d	m	$l_1 \cdot \frac{v_d}{v_1}$	0,1017
	$(\frac{l}{D})_d$	/	$< \frac{1}{7} \text{ a' } \frac{1}{6}$	$\frac{1}{7,60}$

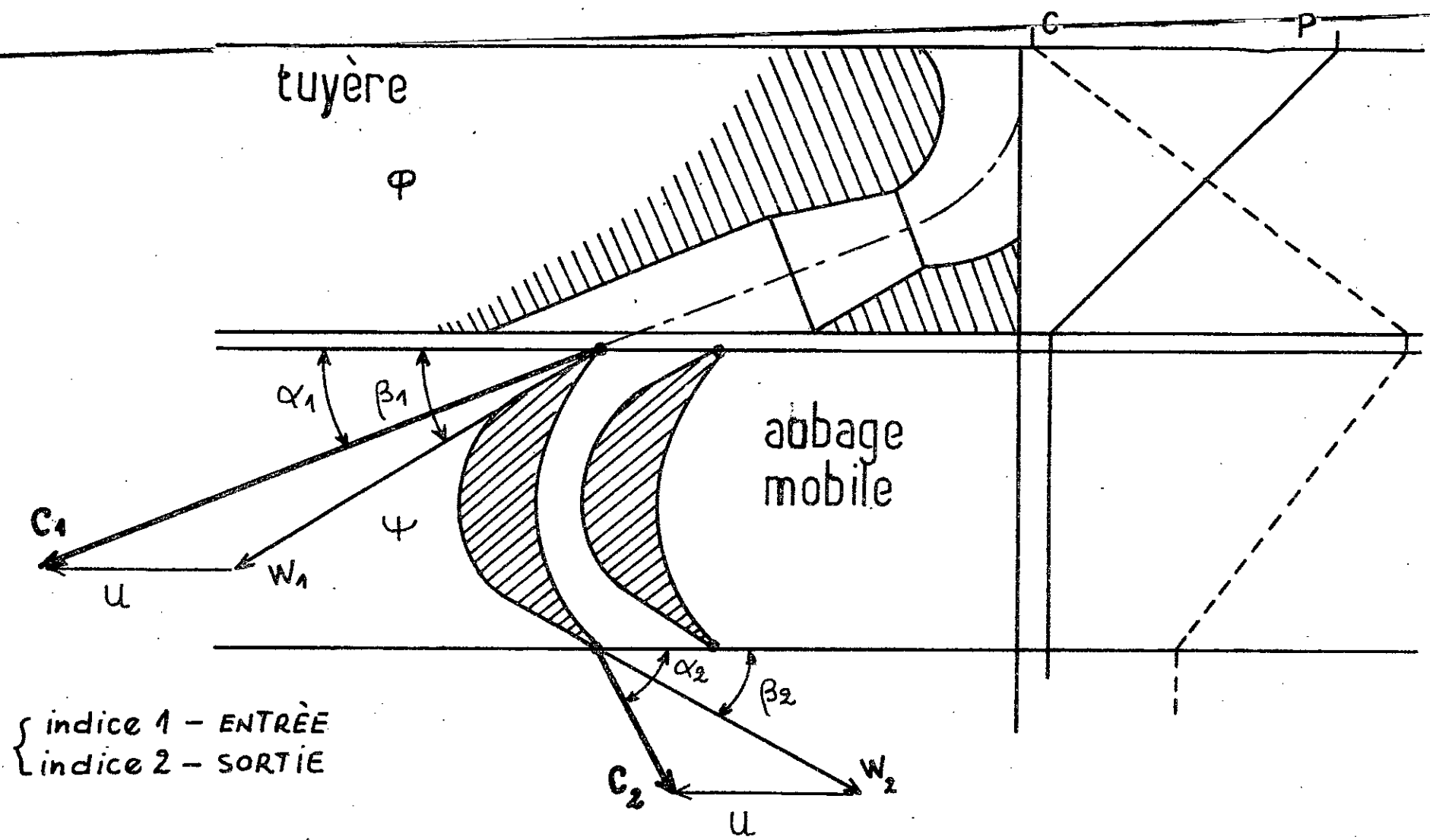
Le nombre d'étages Z_{An} est un nombre entier. Prenons $Z_{An} = 6$

Correction pour $Z_{An} = 6$

$$u = \sqrt{\frac{(\sum u^2)_{An}}{Z_{An}}} = \sqrt{\frac{87053,43}{6}} = 120,5 \text{ m/s}$$

$$D_1 = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 120,5}{\pi \cdot 3000} = 0,767 \text{ m} \rightarrow l_1 = 0,0564 \text{ m}$$

$$l_d = 0,1044 \text{ m} \rightarrow (\frac{l}{D})_d = \frac{1}{7,37}$$



{ indice 1 - ENTRÉE
 { indice 2 - SORTIE

TRIANGLES DES VITESSES

étage de régulation

C - vitesse absolue
 U - vitesse périphérique
 W - vitesse relative

TRIANGLES DES VITESSES étage de réglage-1

Nous connaissons déjà certains éléments qui sont

$$C_1 = \varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{reg_1}} = 337 \text{ m/sec} ; \alpha_1 = 20^\circ ; u = 141,5 \text{ m/sec.}$$

Calculons :

$$\boxed{\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - u}}$$

$$\text{A.N. } \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{337 \cdot \sin 20^\circ}{337 \cdot \cos 20^\circ - 141,5}$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 0,658 \rightarrow \beta_1 = 33^\circ 22'$$

$$\boxed{W_1 = C_1 \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}}$$

$$\text{A.N. } W_1 = 337 \cdot \frac{\sin 20^\circ}{\sin 33^\circ 22'} = 209,5 \text{ m/sec}$$

A la sortie de la roue, la vitesse diminue

$$\boxed{W_2 = \psi \cdot W_1}$$

ψ - coefficient de ralentissement qui est fonction de la déviation $\beta_1 + \beta_2$

$\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$ diagramme de Wagner.

$$\beta_1 = \beta_2 = 33^\circ 22' \rightarrow \beta_1 + \beta_2 = 66^\circ 44' \Rightarrow \psi = 0,900$$

$$\text{A.N. } W_2 = 0,900 \times 209,5 = 188,5 \text{ m/sec.}$$

$$\boxed{\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{W_2 \cdot \cos \beta_2 - u}}$$

$$\text{A.N. } \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{188,5 \cdot \sin 33^\circ 22'}{188,5 \cdot \cos 33^\circ 22' - 141,5}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = 6,51 \rightarrow \alpha_2 = 81^\circ 16'$$

$$\boxed{C_2 = W_2 \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}}$$

$$\text{A.N. } C_2 = 188,5 \cdot \frac{\sin 33^\circ 22'}{\sin 81^\circ 16'} = 105 \text{ m/sec.}$$

résultats

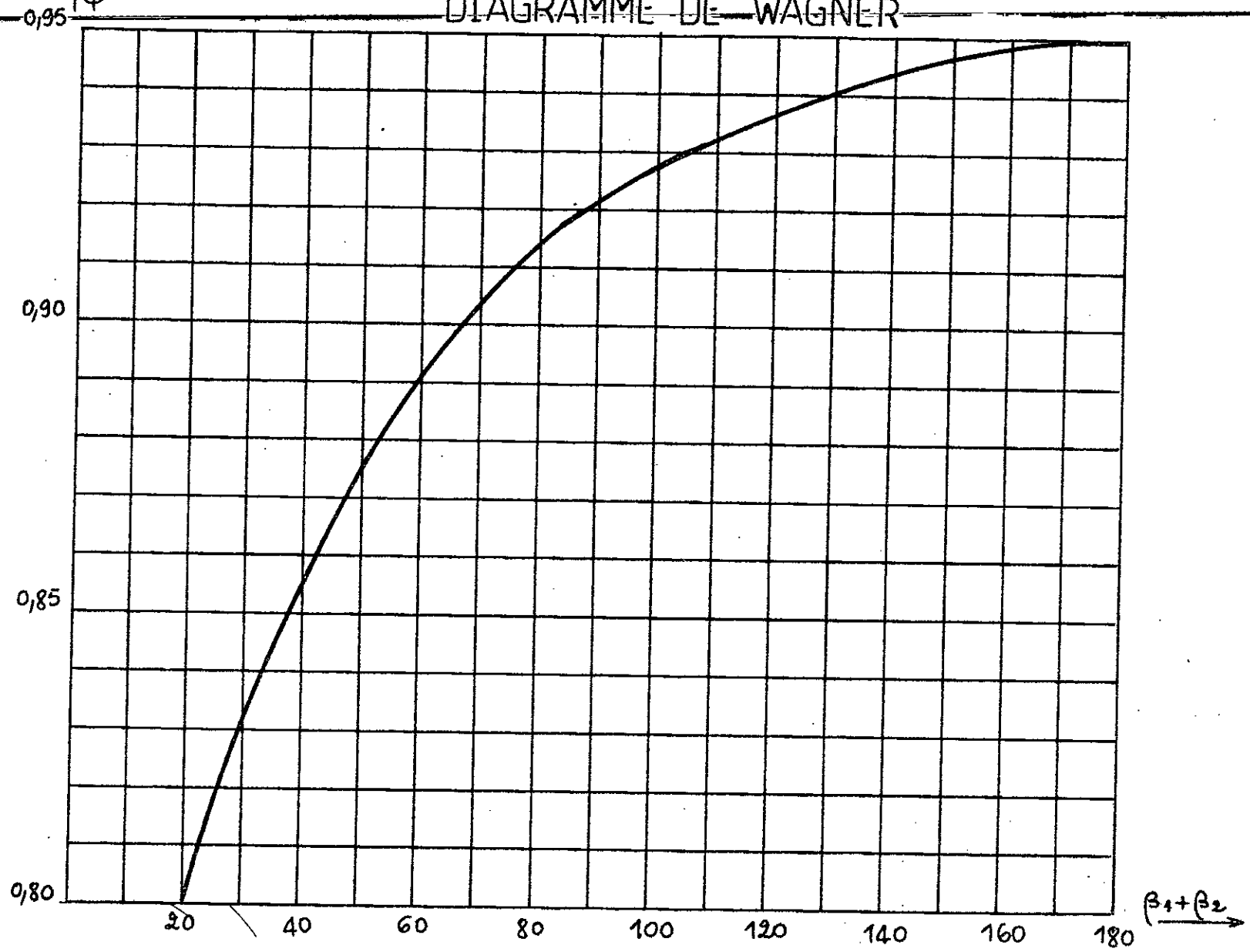
entrée

sortie

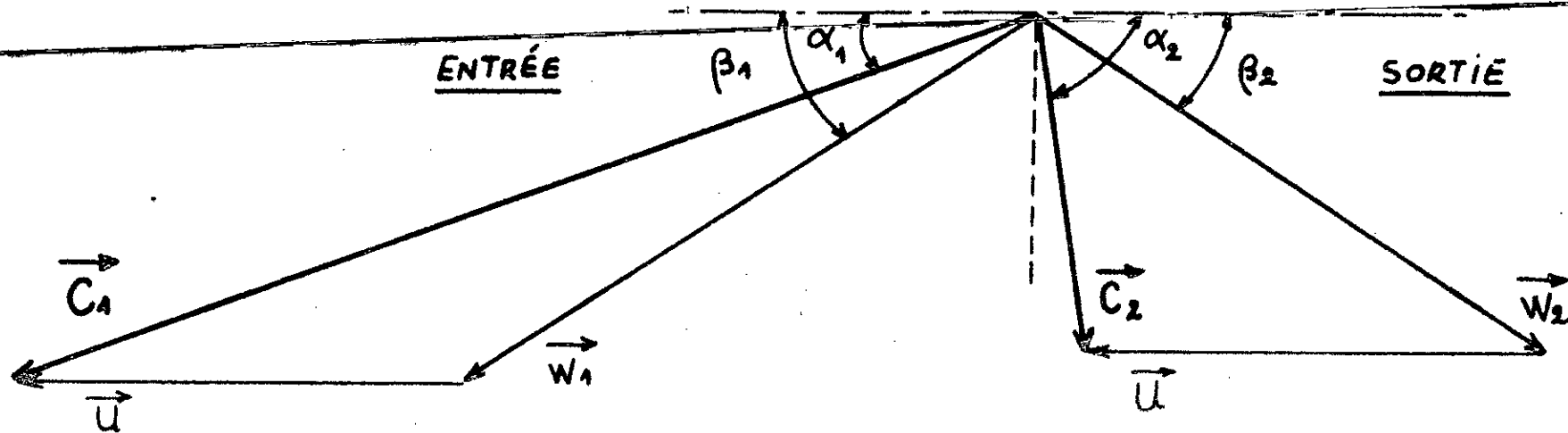
$$U = 141,5 \frac{\text{m}}{\text{sec.}}$$

$C_1 = 337 \text{ m/sec}$ $W_1 = 209,5 \text{ m/sec}$ $\alpha_1 = 20^\circ$ $\beta_1 = 33^\circ 22'$ $\varphi = 0,95$	Voir le tracé des triangles des vitesses à l'échelle à la page qui va suivre.	$C_2 = 105 \text{ m/sec}$ $W_2 = 188,5 \text{ m/sec}$ $\alpha_2 = 81^\circ 16'$ $\beta_2 = 33^\circ 22'$ $\psi = 0,900$
---	---	---

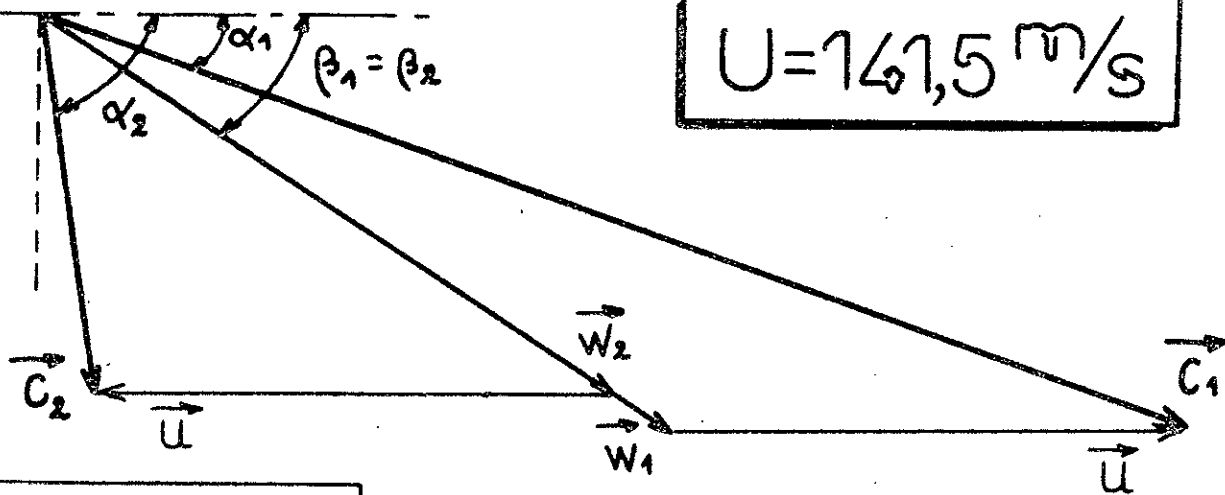
DIAGRAMME DE WAGNER



coefficient de ralentissement ψ en fonction de $\beta_1 + \beta_2$



$$U = 141,5 \text{ m/s}$$



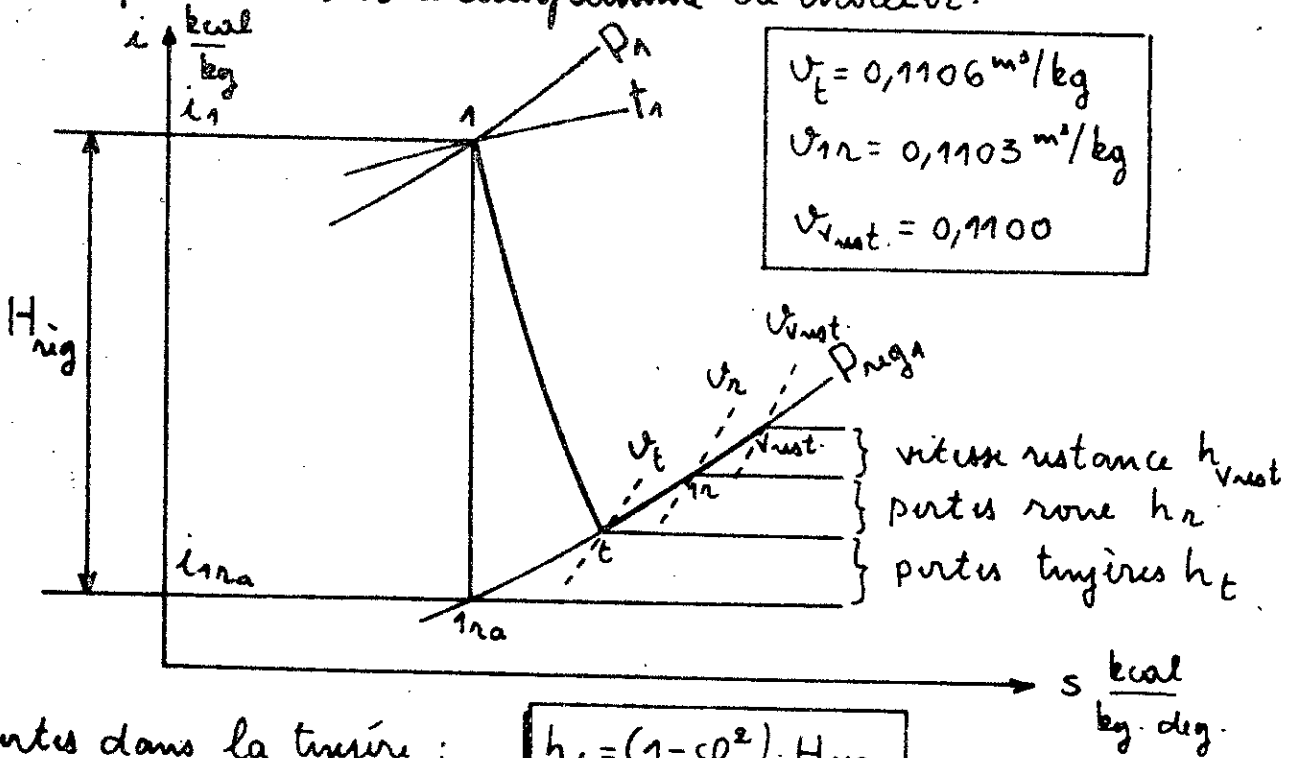
$C_1 = 337 \text{ m/sec}$	$C_2 = 105 \text{ m/sec}$
$W_1 = 209,5 \text{ m/sec}$	$W_2 = 188,5 \text{ m/sec}$
$\alpha_1 = 20^\circ$	$\alpha_2 = 81^\circ 16'$
$\beta_1 = 33^\circ 22'$	$\beta_2 = 33^\circ 22'$
$\varphi = 0,95$	$\psi = 0,900$

ETAGE DE REGLAGE-1

échelle 1 cm \longrightarrow 21 $\frac{\text{m}}{\text{sec}}$.

perdes dans la roue de régulation

La figure suivante montre l'évolution de la vapeur dans la cellule représentée sur le diagramme de Mollier:



1°/ pertes dans la tuyère : $h_t = (1 - \varphi^2) \cdot H_{reg}$

2°/ pertes dans la roue : $h_r = \frac{A}{2g} (1 - \varphi^2) \cdot W_1^2$

3°/ pertes dues à la vitesse restante : $h_{vust} = \frac{A}{2g} C_2^2$

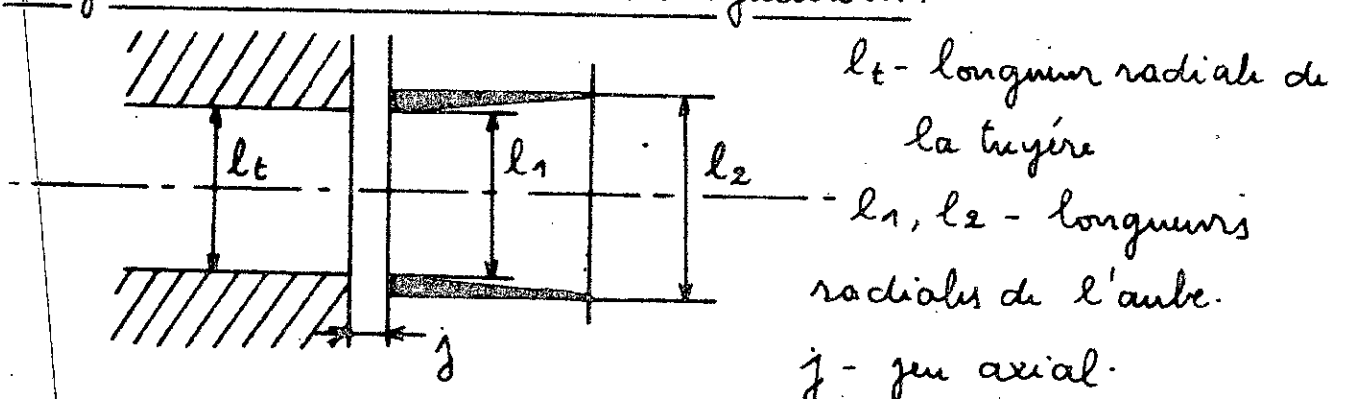
$h_t = (1 - 0,95^2) \cdot 15 = 1,462 \text{ kcal/kg}$

$h_r = \frac{1}{2 \times 9,81 \times 427} \cdot (1 - 0,900^2) \cdot (209,5)^2 = 0,995 \text{ kcal/kg}$

$h_{vust} = \frac{1}{2 \times 9,81 \times 427} \cdot (105)^2 = 1,316 \text{ kcal/kg}$

Bilan des pertes : $(\sum h)_{r1} = h_t + h_r + h_{vust}$
 $(\sum h)_{r1} = 1,462 + 0,995 + 1,316 = 3,773 \text{ kcal/kg}$

Longueur d'arc de la roue de régulation :



l_t - longueur radiale de la tuyère
 l_1, l_2 - longueurs radiales de l'arc.
 j - jeu axial.

l'équation de la continuité donne

$$G_s \cdot V_{1n} = E \cdot \pi D_{eq1} \cdot l_2 \cdot \tau_1 \sin \beta_2 \cdot W_2$$

$$l_2 = \frac{G_s \cdot V_{1n}}{E \pi D_{eq1} \cdot \tau_1 \cdot W_2 \sin \beta_2}$$

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= 1 - \frac{\Delta t_2}{t_2} \\ \Delta t_2 &= \frac{g}{\sin \beta_2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \tau_1 = 1 - \frac{g}{t_2 \sin \beta_2}$$

g - épaisseur 0,5 ÷ 0,6 mm

prenons $g = 0,5$ mm.

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

B - largeur d'embrage [mm]. Deux conditions s'imposent pour le choix de B :

$$\begin{cases} B \geq 20 \text{ mm} \\ B > \frac{l_2}{10} \end{cases}$$

Nous adoptons une largeur $B = 40$ mm $\rightarrow \tau_1 = 0,958$.

E - taux d'injection partielle ; $E = E_{req1}$.

A.N $l_2 = \frac{56,87 \times 0,9103}{0,594 \times \pi \times 0,900 \times 0,958 \times 188,5 \times \sin 2 \times 33^\circ 22'} = 0,0567$ m

soit le recouvrement $r = \frac{l_1 - l_2}{2}$ adopté à 2,5 mm

donc, on aura $l_1 = 2r + l_2 = 2 \times 2,5 + 40 = 45$ mm.

L'angle de recouvrement θ , par

expérience est de 6 à 8°.

$$\tan \theta = \frac{l_2 - l_1}{2 \cdot B} = \frac{56,7 - 45}{2 \times 40} = 0,146$$

$\theta = 8^\circ$ donc les décollements

de particules de vapeur peuvent

être évités.

Calculons le nombre d'arbres qui contiennent la zone de

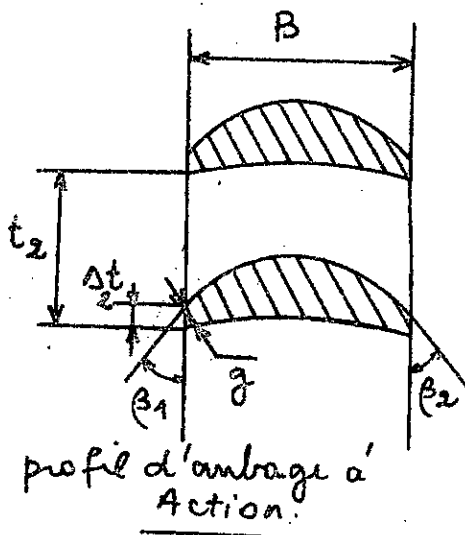
régulation :

$$Y_{req1} = \frac{\pi \cdot D_{req1}}{t_2}$$

A.N

$$Y_{req1} = \frac{\pi \cdot 0,900 \times 2 \cdot \sin 66,74}{0,04}$$

$$Y_{req1} = 130 \text{ arbres.}$$



Perles par frottements et par ventilation de la roue de régulation: ³⁰

$$N_{fv} = \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot [1,46 \cdot D^2 + 0,83(1-E) D \cdot l^{1,5}] \cdot \frac{u^3}{v \cdot 10^6} \quad [CV]$$

Pour la partie où il n'y a pas d'injection, nous disposons un bac contre la ventilation permettant de diminuer les pertes.

Ainsi, nous aurons

$$1-E = 0,50 + (0,50-E) = \frac{0,50}{2} + (0,50-E) = 0,75-E$$

$$\alpha_1 = 1; \alpha_2 = 1; v = v_{reg} = 0,1103 \text{ m}^3/\text{kg}; E = E_{reg} = 0,394$$

$$D = D_{reg} = 0,900 \text{ m}; l - \text{longueur d'entrée de l'arbre [cm]}$$

$$\text{A.N: } N_{fv} = 1 \cdot 1 [1,46 \cdot 0,9^2 + 0,83 \cdot (0,75 - 0,394) \cdot 4,5^{1,5} \cdot 0,9] \cdot \frac{(141,5)^3}{0,1103 \cdot 10^6}$$
$$N_{fv} = 95,60 \text{ CV.}$$

Coefficient de pertes :

$$z_{fv} = \frac{75 \cdot N_{fv}}{427 \cdot G_s \cdot H_{reg}}$$

$$\text{A.N: } z_{fv} = \frac{75 \cdot 95,60}{427 \cdot 56,87 \cdot 15} = 0,01968$$

Rendement intérieur ou indiqué de la roue de régulation:

$$\eta_{i,reg} = \eta_{u,reg} - z_{fv} = 1 - \frac{z_{hr1}}{H_{reg}} - z_{fv}$$

$$\text{A.N: } \eta_{i,reg} = 1 - \frac{3,773}{15} - 0,01968 = 0,7287$$

Puissance indiquée de la roue de régulation:

$$N_{i,reg} = \frac{G_h \cdot H_{reg}}{860} \cdot \eta_{i,reg} \quad [kW]$$

$$\text{A.N: } N_{i,reg} = \frac{210 \cdot 10^3 \cdot 15}{860} \cdot 0,7287 = 2669 \text{ kW.}$$

correction du calcul de la partie-A1 :

Nous connaissons définitivement :

$$H_{reg} = 15 \text{ kcal/kg}, \quad D_{reg} = 900 \text{ mm}, \quad \eta_{i,reg} = 0,7287$$
$$P_{reg} = 28 \text{ bars}, \quad u_{reg} = 141,5 \text{ m/s}, \quad v_{reg} = 0,1124 \text{ m}^3/\text{kg}$$

a/ Réduction de la roue de régulation-1 aux étages de la partie A₁

Ce sont les mêmes formules que l'on utilise comme pour le calcul de la roue. Seulement c'est le calcul définitif.

$$\sum u^2 = \chi H_{th_1} \cdot K = 1600 \cdot 65,5 \cdot 1,04 = 108992 \text{ m}^2/\text{se}^2$$

$$(u_{reg_1}^2)_{red.} = \chi \cdot H_{reg_1} \cdot \frac{\eta_{reg_1}}{\eta_{int}} = 22222 \text{ m}^2/\text{se}^2$$

$$(\sum u^2)_{A_1} = \sum u^2 - (u_{reg_1}^2)_{red.} = 108992 - 22222 = 86770 \text{ m}^2/\text{se}^2$$

Le nombre de Parsons pour la turbine sera alors:

$$\chi_{A_1} = \frac{(\sum u^2)_{A_1}}{K_{A_1} \cdot H_{th_{A_1}}} = \frac{86770}{1,0218 \cdot 52} = 1633 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{se}^2 \cdot \text{kcal}}$$

Pour toute la turbine, on a
Calcul du deuxième, c'est ce
utilisé.

$$\chi = 1633 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{kcal} \cdot \text{s}^2}$$

Donc pour le
nombre qu'on va
utiliser.

b/ Calcul du 1^{er} étage:

$$\tau = 1 - \frac{g}{t \cdot \sin \alpha_1} = 0,853$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{60 \cdot G_s \cdot V_{reg_1} \cdot u/c_1}{\pi^2 \cdot n \cdot l_1 \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1}}$$

$$\chi = 1633 \rightarrow \begin{cases} u/c_1 = 0,460 \\ \alpha_1 = 12,80 \end{cases}$$

A-N
$$D_1 = \sqrt{\frac{60 \cdot 56,87 \cdot 0,1924 \cdot 0,460}{\pi^2 \cdot 3000 \cdot 0,055 \cdot 0,853 \cdot 0,2215}} \quad D_1 = 0,7576 \text{ m}$$

pour le dernier étage étage, on a

$$D_1 = D_d = 0,7576 \text{ m} ; V_d = 0,208 \text{ m}^3/\text{kg} ;$$

$$l_d = l_1 \cdot \frac{V_d}{V_{reg_1}} = 0,098 \text{ m}$$

Le nombre d'étages du premier corps sera :

$$Z_{A_1} = \frac{(\sum u^2)_{A_1}}{u^2} = \frac{86770}{\pi^2 \cdot (0,7576)^2 \cdot (3000)^2} \cdot 60^2 = 6,12$$

pour un nombre entier, on va faire des corrections sur D₁, l₁
et l_d :

$$Z_{A_1} = 6$$

$$u = \frac{(\sum u^2)_{A_1}}{Z_{A_1}} = \frac{86770}{6} = 14461,67 \rightarrow u = 120 \text{ m}/\text{se}$$

$$D_1 = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = 0,7656 \text{ m} \rightarrow l_1 = 0,0537 \text{ m}$$

$$l_d = l_1 \cdot \frac{V_d}{V_1} = 0,0994 \text{ m}$$

$$\left(\frac{l}{D}\right)_d = \frac{1}{7,70} < \frac{1}{6}$$

Ce calcul est fait pour le premier et le deuxième étage. Car à partir du deuxième étage, presque toutes les quantités restent constantes, et en plus le principe reste le même.

Remarque: le calcul est fait ici pour le premier corps. Pour le deuxième corps c'est exactement la même méthode, de ce fait nous jugeons inutile de le répéter encore une fois.

Calcul du premier étage:

1°/ soit le diamètre du 1^{er} étage qui est ainsi celui du dernier étage $D_1 = D_d = D = 765,6 \text{ mm}$

2°/ soit la vitesse périphérique $u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = 120 \text{ m/sec}$

3°/ la chute d'enthalpie dans l'étage et qui reste constante le long de tous les étages, calculée par la formule suivante

$$h_{it} = \frac{u^2}{\chi} = \frac{(120)^2}{1633} = 8,82 \text{ kcal/kg}$$

on repère sur le diagramme $i-s$ les coordonnées du point de commencement de la détente dans les étages:

$$i_1 = 778 \text{ kcal/kg}; \quad P_1 = 28 \text{ bars}; \quad v_1 = 0,1107 \text{ m}^3/\text{kg}$$

4°/ La chute d'enthalpie totale de l'étage est égale à

$$\Delta h_{t\text{ét}} = h_{it} + \sigma h_{v\text{rest}}$$

$h_{v\text{rest}}$ - pertes dues à la vitesse restante pour l'étage.

σ - coefficient de perte par vitesse restante. Pour le 1^{er} étage, $\sigma = 0$ car entre cet étage et l'étage de régulation existe une certaine distance qui fait que il n'y a pas de vitesse restante. Mais pour les autres étages nous prenons pour σ la valeur $\sigma = 0,75$. Donc pour le 1^{er} étage: $\Delta h_{t\text{ét}} = h_{it}$.

5°/ La pression à la sortie du premier étage sera relevée du p -diagramme $i-s$, ainsi que l'enthalpie:

$$i_2 = 769 \text{ kcal/kg}; \quad P_2 = 24,4 \text{ bars}$$

6/ Calcul de la vitesse absolue

$$C_1 = \varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{AL_{tet}}$$

A.N :

$$C_1 = 0,95 \cdot 91,53 \cdot \sqrt{8,82} = 258,24 \text{ m/sec.}$$

7/ La chute d'enthalpie dans la tuyère due à la détente, s'accompagne d'une perte

$$\Delta h_t = (1 - \varphi^2) \cdot AL_{tet}$$

A.N : $\Delta h_t = 0,860 \text{ kcal/kg.}$

8/ L'angle d'entrée α_1 donné en fonction du nombre de Parsons du diagramme des paramètres optimaux $\alpha_1 = 12^\circ 45'$

9/ Soit Z_t le nombre de tuyères sur la couronne, déterminé par expérience. Pour un diamètre $D = 765,6 \text{ mm} \rightarrow Z_t = 52$ tuyères.

10/ Évaluation de quelques dimensions et coefficients :

le pas entre tuyères $t = \frac{\pi \cdot D}{Z_t} = 46,38 \text{ mm.}$

épaisseur de la tuyère $g_t = (1,2 \div 1,6) \text{ mm} \rightarrow g_t = 1,4 \text{ mm.}$

coefficient d'obstruction $\tau_t = 1 - \frac{g_t}{t \cdot \sin \alpha_1} = 0,863.$

11/ diamètre du rotor évalué par expérience ; et par les constructeurs. Pour une turbine possédant les caractéristiques d'admission de la vapeur & cités au début, nous avons un rotor de $D_r = 250 \text{ mm.}$

12/ Épaisseur des fuites internes de la vapeur par les labyrinthes au pied de diaphragmes : $S_{fi} = \frac{D_r}{500}$; évaluée toujours par expérience $S_{fi} = 0,5 \text{ mm.}$ D'où une surface de fuites internes égale à

$$f_{fi} = \pi \cdot D_r \cdot S_{fi}$$

A.N :

$$f_{fi} = \pi \cdot 0,25 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 3,92 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

13/ Le nombre de labyrinthes à prévoir est évalué par expérience à $Z_{lab} = 8$ labyrinthes.

14/ Le débit des fuites internes est donné par la formule de Stodola :

$$G_{fi} = f_{fi} \cdot \sqrt{\frac{g(P_{1'}^2 - P_{2'}^2) \cdot 10^4}{P_{1'} \cdot Z_1 \cdot v_1}} \quad g = 9,81 \text{ m/sec}^2$$

A.N : $G_{fi} = 0,337 \text{ kg/sec.}$

15/ Le débit de vapeur traversant chaque étage est égal au débit d'entrée diminué du débit de fuites internes :

$$G_{s\text{ét}} = G_s - G_{fi} = 56,53 \text{ kg/sec.}$$

16/ Longueur de la tuyère de l'étage

Cette longueur est déterminée grâce

à la formule de l'équation de continuité

$$l_t = \frac{G_{s\text{ét}} \cdot v_t}{\pi \cdot D \cdot z_t \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1}$$

v_t - volume spécifique à la fin de la détente et sortie de la tuyère déterminé du diagramme $i-s$: $v_t = 0,1900 \text{ m}^3/\text{kg}$.

A.N : $l_t = 52 \text{ mm}$.

17/ Détermination des différents éléments du triangle des vitesses de l'étage :

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - u} = 0,43 \rightarrow \beta_1 = 23^\circ 17'$$

$$W_1 = \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 143,7 \text{ m/sec.}$$

Pour améliorer un peu le rendement et le bon fonctionnement on fait créer un certain degré de réaction en envisageant le profil de l'aube de telle sorte qu'on ait $\beta_2 \neq \beta_1$, avec

$$\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ 30' \Rightarrow \beta_2 = 21^\circ 52'$$

coefficient de ralentissement de la vitesse $\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$ du diagramme de Wagner : $\psi = 0,865$, d'où

$$W_2 = \psi \cdot W_1 = 0,865 \cdot 143,7 = 124,20 \text{ m/sec.}$$

$$C_2 = W_2 \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2} \quad \text{tg } \alpha_2 = \frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{W_2 \cdot \cos \beta_2 - u}$$

A.N : $\alpha_2 = 95^\circ 52'$; $C_2 = 46,51 \text{ m/sec.}$

18/ pertes de chaleur dans la roue mobile

$$\Delta h_r = \frac{A}{2g} (1 - \psi^2) \cdot W_1^2 = 0,463 \text{ kcal/kg}$$

en reportant ces pertes sur le diagramme $i-s$, on détermine ainsi le volume spécifique à la sortie de la roue : $v_r = 0,1904 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$.

19/ Coefficient de à l'obstruction de l'aube

$$\tau_r = 1 - \frac{\Delta t_r}{t_r} \quad \text{avec} \quad \Delta t_r = \frac{g_r}{\sin \beta_2}$$

$$g_r = 0,5 \div 0,7 \text{ mm} \rightarrow g_r = 0,6 \text{ mm} \quad \Delta t_r = 1,55 \text{ mm}$$

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

B - largeur de l'aube adoptée
suivant les conditions cités

précédemment. on adopte une largeur $B = 30 \text{ mm}$. on aura finalement $\tau_r = 0,924$.

20/ la longueur de l'aube de la roue mobile à la sortie, en utilisant l'équation de continuité:

$$l_{er} = l_t \cdot \frac{v_r \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \tau_r}{v_t \cdot W_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \tau_r}$$

A.N: $l_{er} = 60 \text{ mm}$

21/ - les pertes dues à la vitesse restante: $\Delta h_{v_{rest}} = \frac{A}{2g} C_2^2$

A.N: $\Delta h_{v_{rest}} = 0,258 \text{ kcal/kg}$.

- les pertes par frottements:

$$\Delta h_f = \frac{75 \cdot N_{fv}}{427 \cdot G_{set}}$$

N_{fv} - est la puissance perdue par frottement et par ventilation

$$N_{fv} = \frac{1,1 \cdot 1,46 \cdot D^2 \cdot u^3}{v_r \cdot 10^6} \quad [\text{ch}]$$

A.N: $N_{fv} = 14,7 \text{ ch/kg}$.

$\Delta h_f = 0,046 \text{ kcal/kg}$.

- pertes par fuites internes:

$$\Delta h_{fi} = \frac{G_{fi}}{G_{set}} (h_{t_{it}} - \Delta h_t - \Delta h_{v_{rest}} - \Delta h_f)$$

A.N: $\Delta h_{fi} = 0,064 \text{ kcal/kg}$.

22/ Ayant fait le bilan de toutes les pertes, on peut calculer la chute réelle par étage:

$$AL_{i_{it}} = AL_{t_{it}} - (\Delta h_t + \Delta h_r + \Delta h_{v_{rest}} + \Delta h_f + \Delta h_{fi})$$

A.N: $AL_{i_{it}} = 6,90 \text{ kcal/kg}$. c'est aussi le travail intérieur de l'étage.

rapport

$$\eta_{i \text{ét.}} = \frac{AL_{i \text{ét.}}}{h_{i \text{ét.}}}$$

$$\underline{\text{A.N.}}: \eta_{i \text{ét.}} = \frac{6,90}{8,82} = 0,7823.$$

24°/ A partir du diagramme $i-s$, on détermine la valeur de l'enthalpie en fin de détente de l'étage: $i_2 = 769 \text{ kcal/kg}$.

25°/ Calcul de la puissance interne délivrée par l'étage

$$N_{i \text{ét.}} = \frac{427}{1,36 \cdot 75} \cdot AL_{i \text{ét.}} \cdot G_{s \text{ét.}}$$

$$\underline{\text{A.N.}}: N_{i \text{ét.}} = 1637,73 \text{ kW}$$

26°/ Exprimer la somme des pertes enregistrées dans la tuyère et dans la roue mobile

$$\sum h_u = C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2$$

 $\underline{\text{A.N.}}$

$$\sum h_u = 256,53 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

27°/ Rendement utile d'étage

 $\underline{\text{A.N.}}$

$$\eta_u = 0,833$$

$$\eta_u = \frac{A \cdot u \cdot \sum h_u}{g \cdot AL_{i \text{ét.}}}$$

Calcul du deuxième étage:

Remarque: nous faisons le calcul seulement pour les quantités qui changent de valeurs pendant l'évolution de la vapeur dans le deuxième étage.

1°/ Les paramètres d'entrée de la vapeur dans cet étage seront relevés sur le diagramme $i-s$:

$$i_1 = 771,5 \text{ kcal/kg}; \quad P_1 = 24,4 \text{ bars}; \quad v_1 = 0,1410 \text{ m}^3/\text{kg}$$

2°/ La pression à la sortie de l'étage: $P_2 = 20,9 \text{ bars}$

3°/ La chute d'enthalpie dans l'étage donnée par la même formule que dans le premier étage:

$$AL_{t \text{ét.}} = h_{i \text{ét.}} + \sigma \cdot h_{v \text{net.}}$$

 $\underline{\text{A.N.}}$

$$\sigma = 0,75; \quad AL_{t \text{ét.}} = 8,85 \text{ kcal/kg}$$

4°/ La vitesse absolue C_1 de la vapeur:

$$C_1 = \varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{AL_{t \text{ét.}}} = 258,70 \text{ m/sec}$$

5/ pertes d'enthalpie dans la tuyère

37

$$\Delta h_t = (1 - \varphi^2) \cdot AL_{t \text{ ét.}} = 0,863 \text{ kcal/kg.}$$

6/ le nombre de labyrinthes à prévoir dans cet étage $Z_{\text{lab}} = 6$

7/ Le débit des fuites internes $G_{fi} = f_{fi} \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{Z_2 \cdot P_1 \cdot v_1}} = 0,314 \text{ kg/sec.}$

8/ débit de vapeur traversant l'étage $G_{s \text{ ét.}} = G_s - G_{fi} = 56,55 \text{ kg/s}$

9/ diagramme i-s nous donne $v_t = 0,1495 \text{ m}^3/\text{kg.}$

10/ longueur de la tuyère $l_t = \frac{G_{s \text{ ét.}} \cdot v_t}{\pi D \cdot Z_{\text{lab}} \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1} = 65 \text{ mm.}$

11/ éléments des triangles des vitesses de cet étage : toujours en utilisant les mêmes formules :

$$\beta_1 = 23^\circ 20' ; \beta_2 = 21^\circ 50' ; w_1 = 144 \text{ m/s} ; w_2 = 124,4 \text{ m/s.}$$

$$C_2 = 46,50 \text{ m/s.} ; \alpha_2 = 95^\circ 37'$$

12/ Pertes dans la zone mobile $\Delta h_r = \frac{A}{2g} \cdot (1 - \varphi^2) \cdot w_1^2 = 0,4684 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

en rapportant ces pertes sur le diagramme i-s, on détermine

$$v_r = 0,1420 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

13/ Le pas entre les aubes $t_r = \frac{B}{2 \sin(\beta_1 + \beta_2)} = 21,75 \text{ mm}$

14/ coeff. due à l'obstruction $\tau_r = 1 - \frac{\Delta h_r}{t_r} = 0,923$

longueur de l'aube $l_{2r} = l_t \cdot \frac{v_r C_1 \sin \alpha_1 \tau_r}{v_t w_2 \sin \beta_2 \cdot \tau_r} = 75 \text{ mm.}$

15/ Pertes par vitesse restante $\Delta h_{v \text{ rest.}} = 0,257 \text{ kcal/kg.}$

16/ puissance perdue par frottement $N_{fv} = 11,83 \text{ ch.}$

$$\text{d'où } \Delta h_f = \frac{75 \cdot N_{fv}}{427 \cdot G_{s \text{ ét.}}} = 0,037 \text{ kcal/kg.}$$

17/ pertes par fuites internes $\Delta h_{fi} = 0,044 \text{ kcal/kg}$

18/ chute réelle de l'étage $AL_{i \text{ ét.}} = 7,282 \text{ kcal/kg.}$

19/ rendement intérieur de l'étage $\eta_{i \text{ ét.}} = 0,825$

20/ enthalpie en fin de détente : $i_2' = 762,5 \text{ kcal/kg.}$

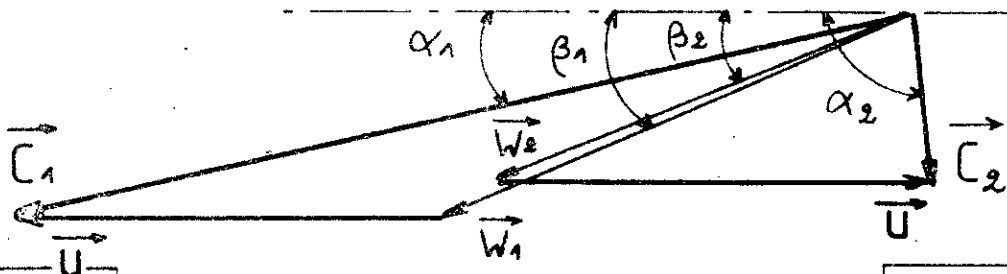
21/ Puissance de l'étage : $N_{i \text{ ét.}} = 1723,98 \text{ kW.}$

22/ Somme des pertes de l'étage : $\Sigma h_u = 255,75 \text{ kcal/kg.}$

23/ Rendement utile de l'étage : $\eta_{u \text{ ét.}} = 0,801$

TRIANGLES DES VITESSES
premier corps A1

etage-1

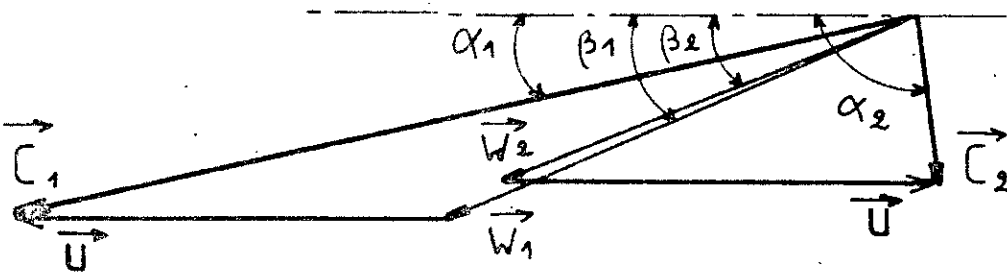


$C_1 = 258,24 \text{ m/s}$
 $W_1 = 143,7 \text{ m/s}$
 $\alpha_1 = 12^\circ 45'$
 $\beta_1 = 23^\circ 22'$
 $\varphi = 0,95$

$C_2 = 46,51 \text{ m/s}$
 $W_2 = 124,20 \text{ m/s}$
 $\alpha_2 = 95^\circ 51'$
 $\beta_2 = 21^\circ 50'$
 $\psi = 0,865$

$U = 120 \text{ m/s}$

etage-2



$C_1 = 258,7 \text{ m/s}$
 $W_1 = 144 \text{ m/s}$
 $\alpha_1 = 12^\circ 45'$
 $\beta_1 = 23^\circ 22'$
 $\varphi = 0,95$

$C_2 = 46,5 \text{ m/s}$
 $W_2 = 124,4 \text{ m/s}$
 $\alpha_2 = 95^\circ 37'$
 $\beta_2 = 21^\circ 52'$
 $\psi = 0,864$

echelle
1cm \rightarrow 21 m/s

Pour cette partie, nous allons exposer seulement les résultats et les tableaux de valeurs étant donné que la méthode est la même.

B- Etage de régulation 2 :

1	H_{reg_2}	$\frac{kcal}{kg}$	adopté	10	15	20	25
2	P_2	bar	diagramme i-s	10,5	9,70	8,90	8,20
3	φ	-	adopté	← 0,95 →			
4	C_1	$\frac{m}{sec}$	$\varphi \cdot 91,53 \sqrt{H_{reg_2}}$	275	337	389	435
5	$\frac{u}{C_1}$	-	adopté	← 0,36 →			
6	u	$\frac{m}{sec}$	$C_1 \cdot \frac{u}{C_1}$	99	121,5	140	156,6
7	η_{reg}	-	adopté	← 0,68 →			
8	V_{reg_2}	$\frac{m^3}{kg}$	diagramme i-s	0,2507	0,2679	0,2890	0,3089
9	D_{reg_2}	m	$\frac{60 u}{\pi \cdot n}$	0,630	0,7735	0,891	0,995
10	η_{id}	-	$\eta_u - \sum f_v - \sum f_i$	← 0,787 →			

B- Premier étage de la partie A2 :

longueur d'arc adopté

$$l_1 = 65 \text{ mm}$$

11	τ	-	$1 - \frac{g}{\sin \alpha_1}$	0,901	0,901	0,900	0,899
12	V_1	$\frac{m^3}{kg}$	$\approx V_{reg_2}$	0,2507	0,2679	0,2890	0,3089
13	α_1	degré	$f(\chi_{A_1})$	12°44'	12°40'	12°33'	12°24'
14	$\frac{u}{C_1}$	-	$f(\chi_{A_1})$	0,469	0,465	0,478	0,478
15	D_1	m	$\sqrt{\frac{60 \cdot G_{s_2} \cdot V_1 \cdot u / C_1}{\pi^2 \cdot n \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1}}$	0,735	0,802	0,810	0,842
16	u	$\frac{m}{sec}$	$\frac{\pi D_1 \cdot n}{60}$	115,5	126	127,5	132,35
17	Z_{A_2}	-	$(\sum u^2)_{A_2} / u^2$	5,39	4,09	3,58	2,91
18	D_d	m	$\approx D_1$	0,735	0,802	0,810	0,842
19	V_d	$\frac{m^3}{kg}$	$\approx V_{2a}$	0,438			

20	l_d	m	$l_1 \cdot \frac{v_d}{v_1}$	0,1135	0,106	0,0985	0,092
21	$(\frac{l}{D})_d$	-	$< \frac{1}{7} \text{ à } \frac{1}{6}$	$\frac{1}{6,47}$	$\frac{1}{7,56}$	$\frac{1}{8,22}$	$\frac{1}{9,15}$

Le choix des paramètres définitifs de la roue de régulation 2 se fait de la même façon que pour la roue du premier corps.

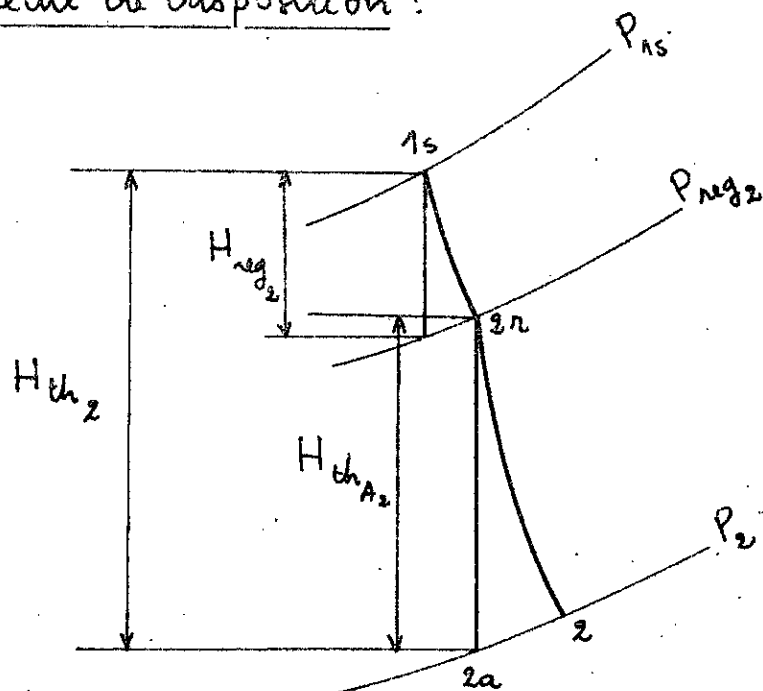
Calcul du rapport optimal $(\frac{u}{C_1})_{opt}$: $H_{reg_2} = 15 \text{ kcal/kg}$

1	$\frac{u}{C_1}$	-	adopté	0,36	0,38	0,40	0,42	0,44
2	α_1	degré	adopté	← 20° →				
3	C_1	$\frac{m}{\text{Acc}}$	$\varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{reg_2}}$	← 337 →				
4	u	$\frac{m}{\text{Acc}}$	$C_1 \cdot \frac{u}{C_1}$	121,3	128	134,8	141,5	148,3
5	D_{reg_2}	m	$\frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}$	0,773	0,815	0,858	0,900	0,944
6	F_t	m^2	$\frac{G_{sz}}{\psi_{max} \cdot 10^2} \sqrt{\frac{v_1}{P_1}}$	← 0,01898 →				
7	l_t	m	adopté	← 0,050 →				
8	b_t	m	0,7 · l_t	← 0,035 →				
9	f_t	m^2	$l_t \cdot b_t$	← $1,75 \cdot 10^{-3}$ →				
10	Z_t	-	F_t / f_t	← 10,84 →				
11	Z'_t	-	corrigé	← 10 →				
12	ϵ	-	$\frac{Z'_t (b'_t + g)}{\pi D_{reg_2} \sin \alpha_1}$	0,411	0,447	0,424	0,405	0,386
13	N_{FV}	CV	formule p. 19	21,19	28,286	37,12	47,66	60,68
14	$\sum \sigma_{FV}$	-	$\frac{75 \cdot N_{FV}}{427 \cdot G_{sz} \cdot H_{reg_2}}$	$8,33 \cdot 10^{-3}$	0,0111	0,0145	0,01870	0,0252
15	β_1	degré	$\arctg \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - u}$	30° 33'	31° 27'	32° 23'	33° 22'	34° 25'
16	$2\beta_1$	degré	$\beta_1 + \beta_1$	61° 7'	62° 54'	64° 45'	66° 45'	68° 51'

17	ψ	-	$f(\beta_1 + \beta_2)$	0,891	0,892	0,895	0,898	0,901
18	η_u	-	formule p. 19	0,7414	0,7254	0,7374	0,7410	0,7532
19	η_{reg_2}	-	$\eta_u - \beta_{fv}$	0,703	0,714	0,7228	0,7283	0,7280

En fin, en traçant la courbe $\eta_{reg_2} = f\left(\frac{u}{c_1}\right)$ on obtient le rapport optimum $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt.}$ correspondant au rendement maximum $(\eta_{reg_2})_{max.}$. Le graphe nous donne $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt.} = 0,424$
(voir graphe). $(\eta_{reg_2})_{max.} = 0,7290$

Correction du calcul de disposition :



Nous connaissons définitivement

$H_{reg_2} = 15 \text{ kcal/kg.}$	$P_{2reg} = 9,7 \text{ bars}$
$H_{th_2} = 51,5 \text{ kcal/kg.}$	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt.} = 0,424$
$H_{th_{A_2}} = 37,5 \text{ kcal/kg.}$	$(\eta_{reg_2})_{max.} = 0,7290$

3- Roue de régulation 2 :

$$C_1 = \varphi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{reg_2}} = 0,05 \cdot 91,53 \cdot \sqrt{15} = 337 \text{ m} / \text{sec.}$$

$$u = C_1 \cdot \left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt.} = 337 \cdot 0,424 = 142,88 \text{ m} / \text{sec.}$$

$$D_{reg_2} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 142,88}{\pi \cdot 3000} = 0,909 \text{ m}$$

$$V_{reg_2} \text{ - diagramme } i-s = 0,2679 \text{ m}^3 / \text{kg.}$$

$$\eta_{i_{reg_2}} = 0,7290.$$

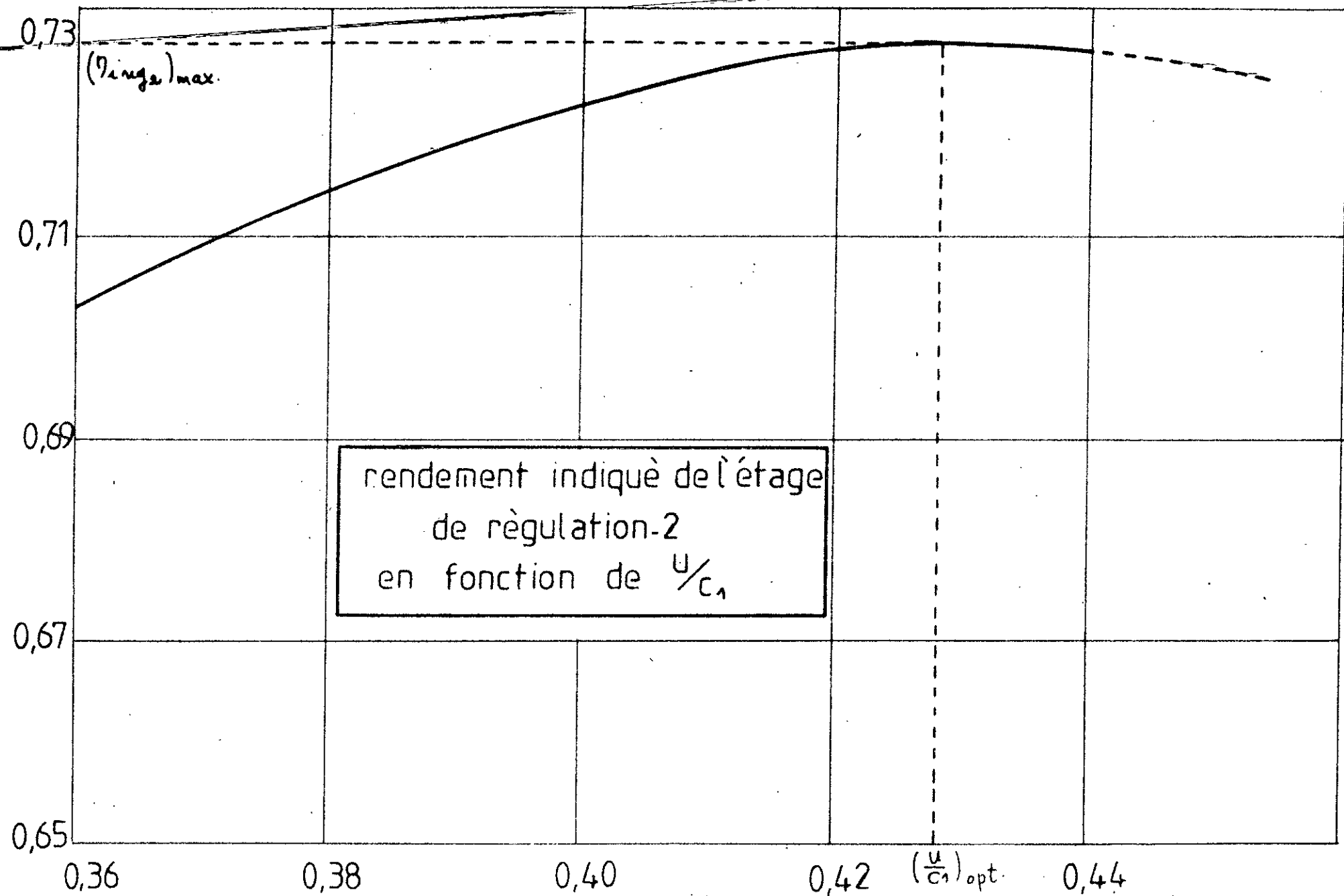


Tableau des résultats:

1	H_{ng2}	$\frac{kcal}{kg}$	adopté	15
2	Φ	-	$0,95 \div 0,96$	0,95
3	P_{ng2}	bars	diagramme i-s	9,10
4	C_1	$\frac{m}{sec.}$	$\Phi \cdot 91,53 \cdot \sqrt{H_{ng2}}$	337
5	$\frac{u}{C_1}$	-	$(\frac{u}{C_1})_{opt.}$	0,424
6	u	$\frac{m}{sec.}$	$C_1 \cdot (\frac{u}{C_1})_{opt.}$	142,88
7	D_{ng2}	m	$\frac{60 u}{\pi n}$	0,909
8	η_{ing2}	-	$(\eta_{ing2})_{max.}$	0,7290
9	V_{ng2}	$\frac{m^3}{kg}$	diagramme i-s	0,2679

B- Partie multicellulaire du deuxième corps

10	$\frac{u}{C_1}$	-	$f(\chi_{A1})$	0,460
11	α_1	degré	$f(\chi_{A1})$	$12^\circ 45'$
12	τ	-	$1 - \frac{g}{t} \sin \alpha_1$	0,852
13	$V_d = V_{2d}$	$\frac{m^3}{kg}$	diagramme i-s	0,438
14	$D_1 = D_d$	m	$\sqrt{\frac{60 \cdot G_{s2} \cdot V_{ng2} \cdot \frac{u}{C_1}}{\pi^2 \cdot n \cdot l_1 \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1}}$	0,780
15	u	$\frac{m}{sec.}$	$\frac{\pi D_1 \cdot n}{60}$	122,5
16	Z_{A2}	-	$(\sum u^2)_{A2} / u^2$	4,32
17	l_d	m	$l_1 \cdot \frac{V_d}{V_1}$	0,106
18	$(\frac{l}{D})_d$	-	$< \frac{1}{6} \text{ à } \frac{1}{7}$	$\frac{1}{7,53}$

Correction sur les quantités suivantes pour un nombre d'étage entier

$$\boxed{Z_{A2} = 4}$$

$$u = \frac{(\sum u^2)_{A_2}}{Z_{A_2}} \Rightarrow u = \sqrt{\frac{(\sum u^2)_{A_2}}{Z_{A_2}}} = \sqrt{\frac{64853}{4}} = 127 \text{ m/sec}$$

$$D_1 = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 127}{\pi \cdot 3000} = 0,808 \text{ m}$$

$$l_1 = \frac{60 \cdot G_{s2} \cdot v_{reg1} \cdot u / c_1}{\pi^2 \cdot n \cdot D_1^2 \cdot Z \cdot \sin \alpha_1} = \frac{60 \cdot 29,78 \cdot 0,2679 \cdot 0,460}{\pi^2 \cdot 3000 \cdot (0,808)^2 \cdot 0,852 \cdot \sin 12,45'} =$$

$$l_1 = 0,0606 \text{ m} \rightarrow l_d = 0,099 \text{ m} \quad \left(\frac{l}{D}\right)_d = \frac{1}{8,15}$$

Résultats :

$D_1 = 808 \text{ mm}$	$u = 127 \text{ m/sec}$
$l_1 = 60,6 \text{ mm}$	$Z_{A_2} = 4$
$l_d = 99 \text{ mm}$	

triangles des vitesses de la roue

Ce sont les mêmes formules utilisés dans ce calcul que le premier corps. Nous donnons seulement les résultats.

<u>entrée</u>
$C_1 = 357 \text{ m/s}$
$W_1 = 209,5 \text{ m/s}$
$\alpha_1 = 20^\circ$
$\beta_1 = 55^\circ 22'$
$\varphi = 0,95$

$u = 142,88 \text{ m/s}$

<u>sortie</u>
$C_2 = 104,5 \text{ m/s}$
$W_2 = 188 \text{ m/s}$
$\alpha_2 = 81^\circ 28'$
$\beta_2 = 55^\circ 22'$
$\varphi = 0,898$

Bilan des pertes dans la roue de régulation 2:

- pertes dans la tuyère : $h_t = 1,462 \text{ kcal/kg} \rightarrow v_t = 0,2655 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
- pertes dans la roue : $h_r = 1,09 \text{ kcal/kg} \rightarrow v_r = 0,2679 \text{ ''}$
- pertes par vitesse restante : $h_{v_{rest}} = 1,30 \text{ kcal/kg} \rightarrow v_{v_{rest}} = 0,2682 \text{ ''}$

$$\sum h_{reg2} = 3,775 \text{ kcal/kg}$$

Longueur d'arête de la roue de régulation 2:

$$l_2 = \frac{G_{s2} \cdot v_{r2}}{\pi \cdot D_{reg2} \cdot Z_1 \cdot W_2 \cdot \sin \beta_2}$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{g}{t_2 \cdot \sin \beta_2} \quad \text{avec } t_2 = \frac{B}{2 \sin \beta_2}$$

B - longueur de l'arbre = 50 mm ; g = 0,5 mm

$$\tau_1 = 0,966 \rightarrow \boxed{l_2 = 68 \text{ mm}}$$

- Pertes par frottements et par ventilation de la roue :

$$\boxed{N_{fv} = \alpha_1 \cdot \alpha_2 \left[1,46 \cdot D_{ug_2}^2 + 0,83 (0,75 - \varepsilon) D_{ug_2} \cdot l^{1,5} \right] \frac{u^3}{v_{ug_2} \cdot 10^6} \quad [\text{CV}]}$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 1 ; D_{ug_2} = 909 \text{ mm} = 0,909 \text{ m} ; \varepsilon = \varepsilon_{ug_2} = 0,405$$

$$u = 142,88 \text{ m/s} ; l = l_1 = 5,5 \text{ cm} ; v_{ug_2} = 0,2679 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{A.N. : } N_{fv} = 1 \cdot 1 \cdot \left[1,46 \cdot (0,909)^2 + 0,83 (0,75 - 0,405) \cdot 0,909 \cdot (5,5)^{1,5} \right] \cdot \frac{142,88^3}{0,2679 \cdot 10^6}$$

$$\boxed{N_{fv} = 47,66 \text{ CV}}$$

- Coefficient des pertes :
$$z_{fv} = \frac{75 \cdot N_{fv}}{427 \cdot G_{s_2} \cdot H_{ug_2}}$$

$$\text{A.N. : } z_{fv} = \frac{47,66 \cdot 75}{427 \cdot 29,78 \cdot 15} = 0,0987$$

Rendement intérieur de la roue :

$$\eta_{ineg_2} = \eta_{uneg_2} - z_{fv} = 1 - \frac{\sum h_{rv}}{H_{ug_2}} - z_{fv} = 1 - \frac{3,775}{15} - 0,0987 = 0,7296$$

Puissance intérieure de la roue :

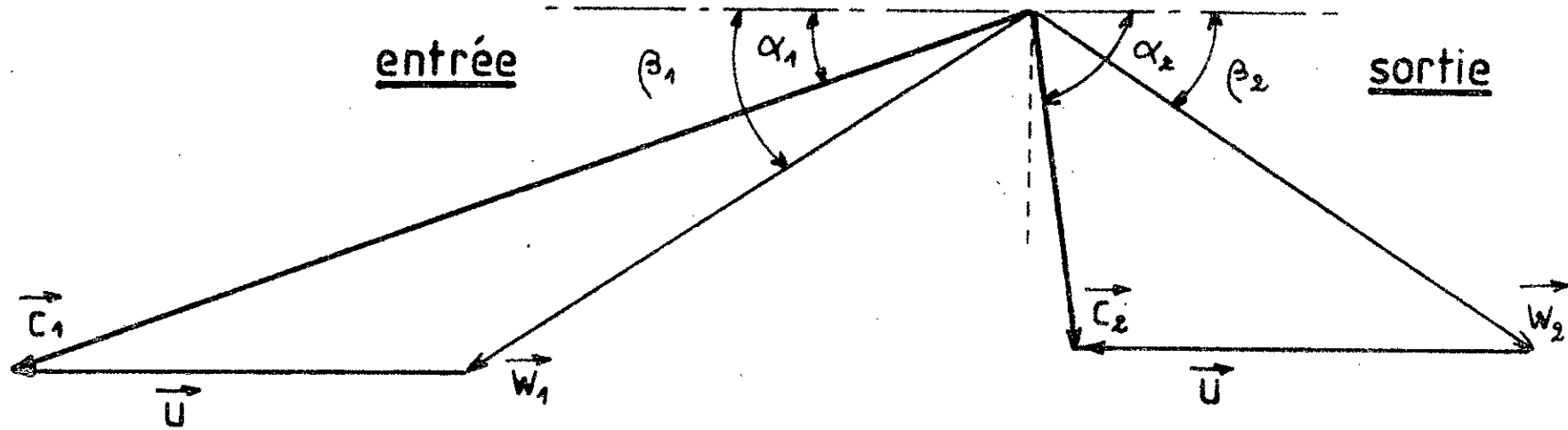
$$\boxed{N_{ineg_2} = \frac{G_{h_2} \cdot H_{ug_2} \cdot \eta_{ineg_2}}{860} \quad [\text{kW}]}$$

$G_h [\text{kg/h}]$
 $H_{ug_2} [\text{kcal/kg}]$

$$\text{A.N. : } N_{ineg_2} = \frac{110 \cdot 10^3 \cdot 15 \cdot 0,7296}{860} = 1399,87 \text{ kW}$$

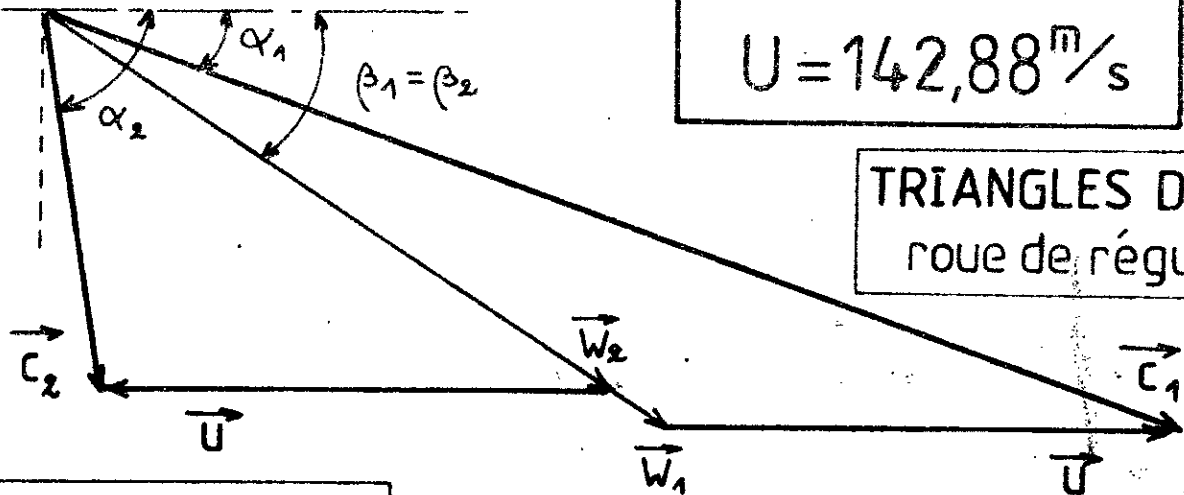
$$\boxed{N_{ineg_2} = 1400 \text{ kW}}$$

Avant de passer au calcul de la puissance de la machine, je vous fais remarquer que le calcul des étages détaillé est présenté dans les tableaux en bleu.



$U = 142,88 \text{ m/s}$

TRIANGLES DES VITESSES
roue de régulation-2



$C_1 = 337 \text{ m/d.}$	$C_2 = 104,5 \text{ m/d.}$
$W_1 = 209,5 \text{ m/d.}$	$W_2 = 188 \text{ m/d.}$
$\alpha_1 = 20^\circ$	$\alpha_2 = 81^\circ 28'$
$\beta_1 = 35^\circ 22'$	$\beta_2 = 35^\circ 22'$
$\varphi = 0,95$	$\psi = 0,898$

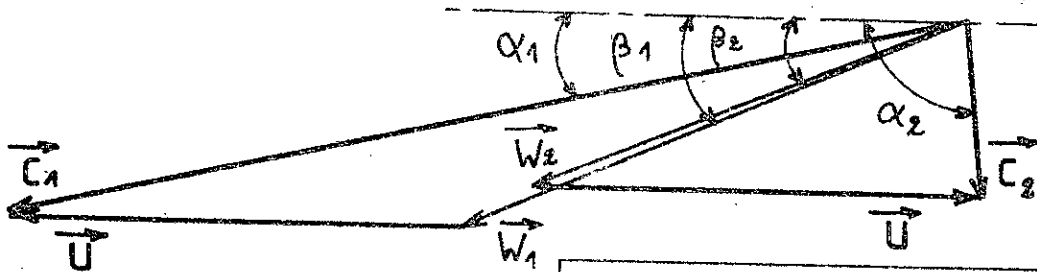
échelle

1 cm \longrightarrow 21 m/déc.

TRIANGLES DES VITESSES

deuxième corps

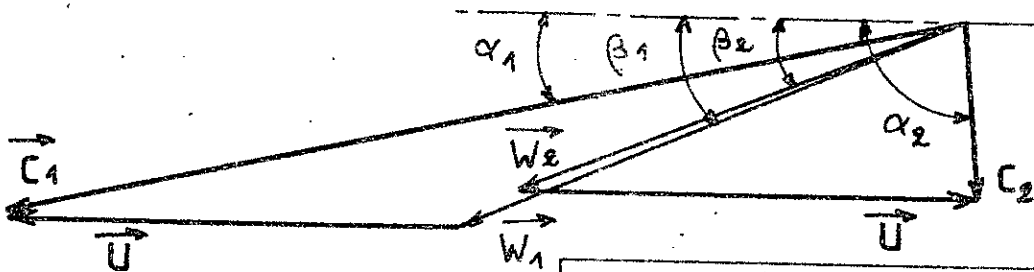
étage 1



$C_1 = 273,2 \text{ m/d.}$	$C_2 = 49,22 \text{ m/d.}$
$W_1 = 151,87 \text{ m/d.}$	$W_2 = 131,36 \text{ m/d.}$
$\alpha_1 = 12^\circ 45'$	$\alpha_2 = 95^\circ 57'$
$\beta_1 = 23^\circ 22'$	$\beta_2 = 21^\circ 52'$
$\varphi = 0,95$	$\psi = 0,865$

$$U = 127 \text{ m/s}$$

étage 2



$C_1 = 275 \text{ m/d.}$	$C_2 = 49,34 \text{ m/d.}$
$W_1 = 153,12 \text{ m/d.}$	$W_2 = 132,14 \text{ m/d.}$
$\alpha_1 = 12^\circ 45'$	$\alpha_2 = 95^\circ$
$\beta_1 = 23^\circ 20'$	$\beta_2 = 21^\circ 50'$
$\varphi = 0,95$	$\psi = 0,863$

puissance indiquée de la turbine:

La puissance totale indiquée de la machine est la somme des puissances développées par les deux roues de régulation et les puissances indiquées développées par chaque étage des deux parties à action. Ceci est représenté par la formule suivante:

$$N_i = N_{i,reg_1} + \sum_{k=1}^6 N_{i,et A_{1k}} + N_{i,reg_2} + \sum_{i=1}^4 N_{i,et A_{2i}}$$

premier corps

A.N: $N_{i,reg_1} = 2615 \text{ kW}$

$N_{i,reg_2} = 1400 \text{ kW}$

deuxième corps

$$\sum_{k=1}^6 N_{i,et A_{1k}} = 10282 \text{ kW}$$

$$\sum_{i=1}^4 N_{i,et A_{2i}} = 3932 \text{ kW}$$

$$N_i = 18229 \text{ kW}$$

puissance effective de la turbine:

$$N_e = \eta_m \cdot N_i$$

avec η_m - rendement mécanique = 0,985

A.N: $N_e = 0,985 \cdot 18229 = 17955,50 \text{ kW}$

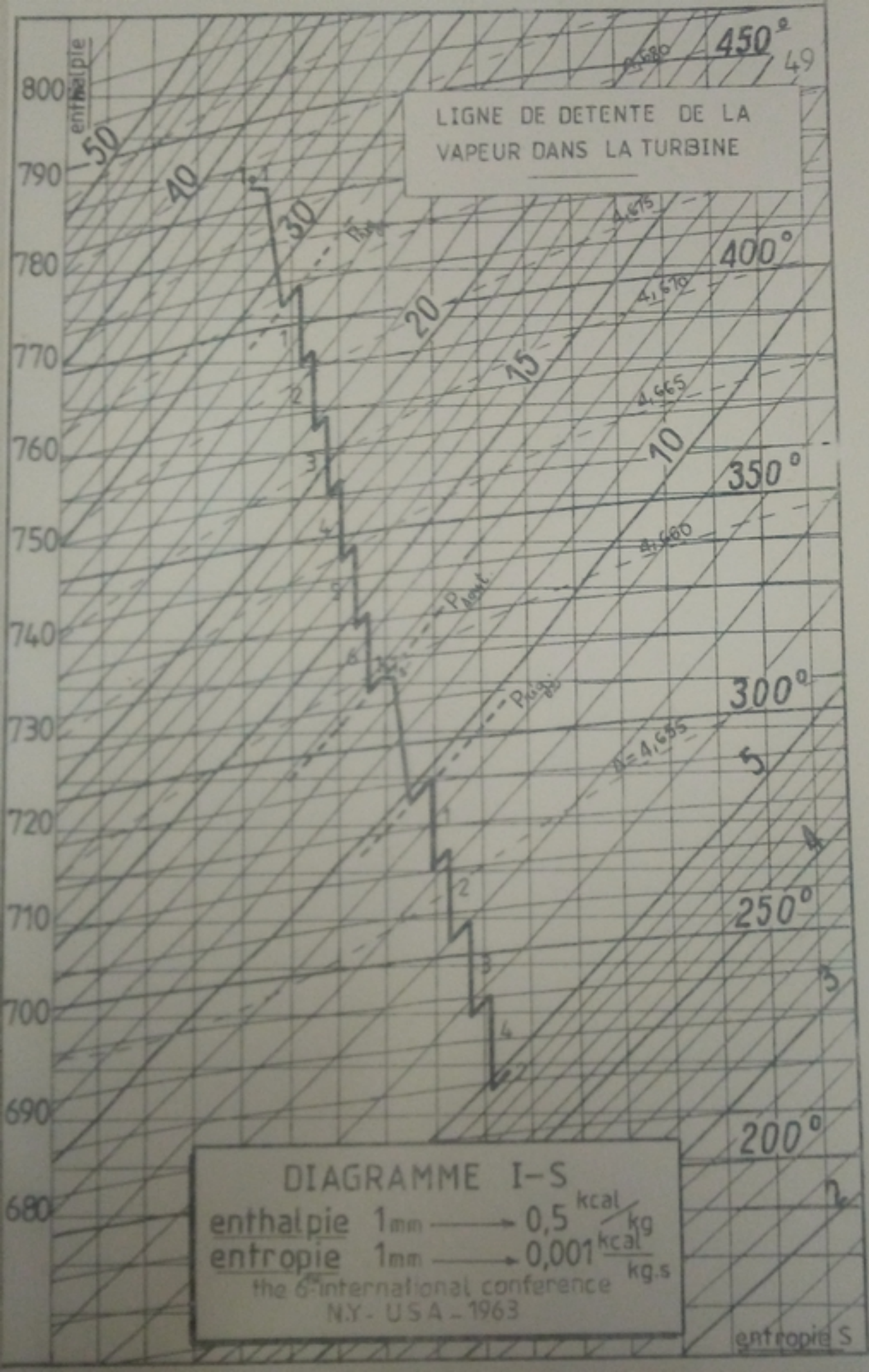
$$N_e = 18 \text{ MW}$$

Vu les plusieurs approximations qui ont été faites, et les quelques erreurs probables, la puissance effective de cette turbine est estimée à 18 MW, par conséquent c'est une machine classée parmi celles réalisant des faibles puissances.

N°	Grandeurs		Méthode de calcul	Z ₁ = 6						Z ₂ = 4				
	désig.	unités		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	
1	D	mm	calculé auparavant	765,6						308				
2	u	$\frac{m}{sec}$	$\frac{\pi D n}{60}$	120						127				
3	h _{ét}	$\frac{kcal}{kg}$	u^2 / X_{A1}	8,82						9,87				
4	λ ₁	$\frac{kcal}{kg}$	diagramme λ-s	778	771,5	764	757	749,5	746	725	717,5	710	702,5	
5	P ₁	bars	diagramme λ-s	28	24,4	20,9	19,2	16,6	14,5	9,7	8,3	7,0	5,8	
6	U ₁	$\frac{m^3}{kg}$	$0,07 \frac{1-\delta}{p}$	0,1107	0,1110	0,1502	0,1696	0,1902	0,2206	0,2673	0,3035	0,3492	0,438	
7	X _{A1}	$\frac{kg}{kg}$	calculé	1633,5						1633,5				
8	σ	-	adopté	0	0,75						0	0,75		
9	AL _{ét}	$\frac{kcal}{kg}$	h _{ét} + σ · h _{rest.}	8,82	8,85						9,87	10		
10	P ₂	bars	diagramme λ-s	24,4	20,9	19,2	16,6	14,5	12,70	8,3	7,0	5,8	4,9	
11	C ₁	$\frac{m}{sec}$	$\varphi \cdot 91,53 \sqrt{AL_{ét}}$	258,24	258,70						273,2	275		
12	Δh _{ét}	$\frac{kcal}{kg}$	$(1-\varphi^2) \Delta L_{ét}$	0,860	0,863						0,962	0,975		
13	α ₁	degré	diagram. opt. f(X _{A1})	12°45'						12°45'				
14	Z _t	-	voir marche de calcul	52						52				
15	t	mm	$\frac{\pi D}{Z_t}$	46,38						48,81				
16	g _t	mm	(1,2 ÷ 1,6)	1,4						1,4				
17	τ _t	-	$1 - g/t \sin \alpha_1$	0,863						0,870				
18	D _r	mm	évalué par expérience	250						250				
19	S _{fi}	mm	fixé ≈ $\frac{D_r}{500}$	0,50						0,50				
20	f _{fi}	m ²	$\pi D_r \cdot S_{fi}$	$3,92 \cdot 10^{-4}$						$3,92 \cdot 10^{-4}$				
21	Z _{lab}	-	évalué par expérience	8	6						7	5		
22	G _{fi}	$\frac{kg}{sec}$	$f_{fi} \sqrt{\frac{g(P_1 - P_2)}{Z_1 P_1 U_1}} \cdot 10^2$	0,337	0,314	0,296	0,284	0,227	0,196	0,144	0,154	0,137	0,110	
23	G _{net}	$\frac{kg}{sec}$	G _s - G _{fi}	56,53	56,55	56,57	56,58	56,64	56,67	29,63	29,62	29,64	29,67	
24	U _t	$\frac{m^3}{kg}$	diagramme λ-s	0,1100	0,1115	0,1506	0,1698	0,1915	0,2119	0,3017	0,3471	0,406	0,4653	
25	l _t	mm	$\frac{G_{net} \cdot U_t}{\pi D \tau_t C_1 \sin \alpha_1}$	52,47	65	71,5	80	90,50	100	67,13	76,73	90	103	
26	β ₁	degré	$\beta_1 = \arctg \frac{C_1 \sin \alpha_1}{G_{net} \cos \alpha_1 - U}$	23°22'	23°20'						23°22'	23°20'		
27	W ₁	$\frac{m}{sec}$	$C_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$	143,70	144						151,87	153,12		
28	ψ	-	f(β ₁ +β ₂) diagramme de Wagner	0,865	0,864						0,865	0,863		
29	β ₂	degré	β ₁ - 1°30'	21°52'	21°50'						21°52'	21°50'		
30	W ₂	$\frac{m}{sec}$	ψ W ₁	124,20	124,40						131,36	132,14		
31	Δh _r	$\frac{kcal}{kg}$	$\frac{A}{2g} (1-\psi^2) W_1^2$	0,463	0,468						0,693	0,714		
32	U _r	$\frac{m^3}{kg}$	diagramme λ-s	0,1104	0,1120	0,1511	0,1701	0,1919	0,2083	0,3029	0,3490	0,4077	0,4663	
33	Δt _r	mm	$g_r / \sin \beta_2$	1,600	1,613						1,610	1,613		
34	t _r	mm	$\frac{B}{2 \sin(\beta_1 + \beta_2)}$	21	21,15						28,14	28,18		
35	τ _r	-	$1 - \frac{\Delta t_r}{t_r}$	0,924	0,923						0,942	0,943		
36	l _{2r}	mm	$l_t \frac{U_r C_1 \sin \alpha_1 \tau_t}{U_t W_1 \sin \beta_2 \tau_r}$	60	75	82,70	92,40	104,30	113	76,56	87,76	107	113,80	
37	α ₂	degré	$\arctg \frac{W_2 \sin \beta_2}{W_1 \cos \beta_2 - U} = \alpha_2$	95°51'	95°37'						95°57'	95°		
38	C ₂	$\frac{m}{sec}$	$W_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$	46,51	46,50						49,22	49,34		
39	Δh _{rest}	$\frac{kcal}{kg}$	$\frac{A}{2g} C_2^2$	0,258	0,257						0,289	0,290		
40	N _{fv}	CV	$\frac{1,1 \cdot 1,46 \cdot D^2 \cdot u^3}{U_r \cdot 10^6}$	14,7	11,83	11,12	9,88	8,76	8,07	7,09	6,15	5,26	4,60	
41	Δh _{fv}	$\frac{kcal}{kg}$	$\frac{75 \cdot N_{fv}}{427 \cdot G_{net}}$	0,0460	0,0370	0,0367	0,0306	0,0270	0,0250	0,042	0,036	0,031	0,027	
42	Δh _{fi}	$\frac{kcal}{kg}$	$\frac{G_{fi}}{G_{net}} (h_{ét} - \Delta h_{ét} - \Delta h_{fv} - \Delta h_{fi})$	0,064	0,044	0,040	0,039	0,031	0,027	0,0417	0,044	0,039	0,031	
43	AL _{rest}	$\frac{kcal}{kg}$	$AL_{ét} - (\Delta h_{ét} + \Delta h_{r} + \Delta h_{fv} + \Delta h_{fi} + \Delta h_{rest})$	6,90	7,282	7,286	7,293	7,305	7,311	7,84	7,94	7,95	7,96	
44	η _{ét}	-	$\frac{AL_{rest}}{h_{ét}}$	0,7823	0,825	0,826	0,826	0,828	0,829	0,794	0,794	0,795	0,796	
45	λ ₂	$\frac{kcal}{kg}$	diagramme λ-s	769	762,5	755	748	742	733,5	715	707,5	700	692,5	
46	N _{rest}	kW	$\frac{427}{1,3675} \cdot AL_{rest} \cdot G_{net}$	1657,73	1723,98	1725,45	1727,43	1733	1734,44	972,46	984,53	986,44	988,68	
47	Σh _u	$\frac{kcal}{kg}$	$C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2$	256,53	255,75						271,56	271,87		
48	η _{rest}	-	$\frac{A}{g} u (\Sigma h_u) \frac{1}{AL_{rest}}$	0,833	0,801						0,834	0,824		

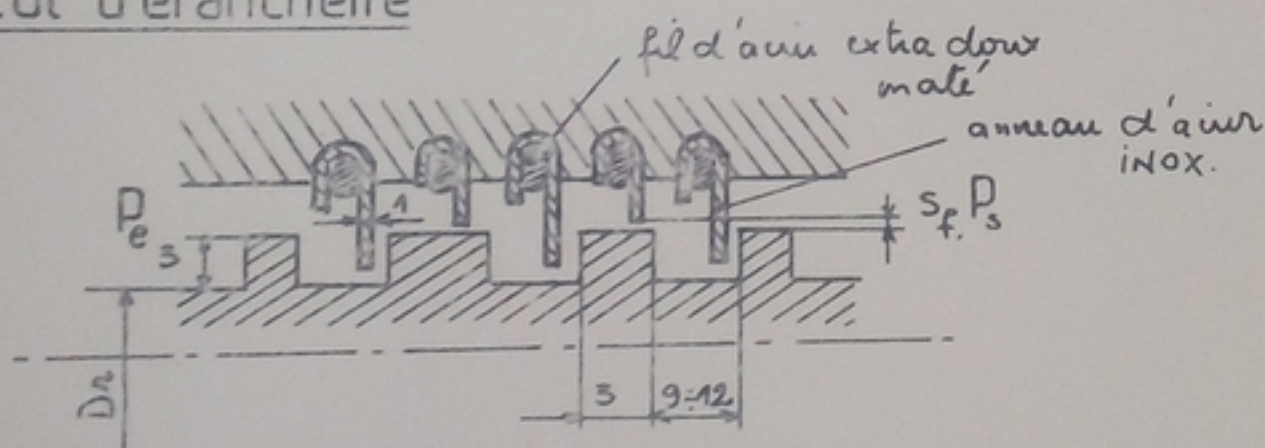
CALCUL DES ÉTAGES A ACTION DES DEUX CORPS

PM 012/82



Dans les turbines, on doit prévoir en tout endroit un certain jeu entre les parties fixes et les rotors tournant à grande vitesse. Comme dans la machine la pression du fluide évolue, mais elle est de toute façon différente de celle de l'atmosphère, cette circonstance pose le problème de l'étanchéité aux endroits où l'arbre de la turbine traverse l'enveloppe. Dans le but de limiter les fuites à une valeur aussi faible que possible, la machine comporte à ces endroits des garnitures d'étanchéité, qui consistent généralement en une succession de rétrécissements séparés par des chambres annulaires et disposés de telle sorte, qu'après chaque passage du fluide par la section rétrécie, sa vitesse acquise soit annulée dans la chambre suivante. Une telle disposition s'appelle un système d'étanchéité à labyrinthe

calcul d'étanchéité



D_r - diamètre du rotor

s_f - jeu de fuites

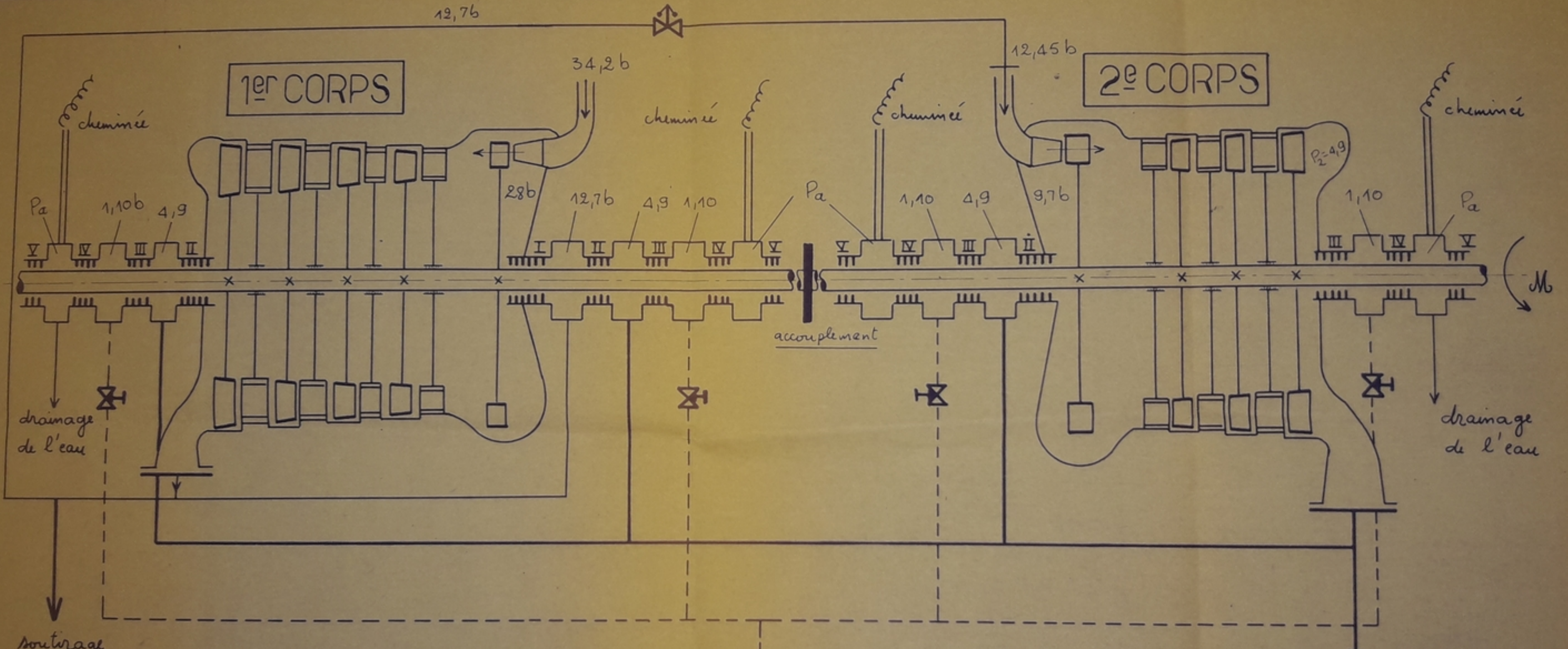
P_e - pression d'entrée dans la garniture

P_s - pression de sortie de la garniture.

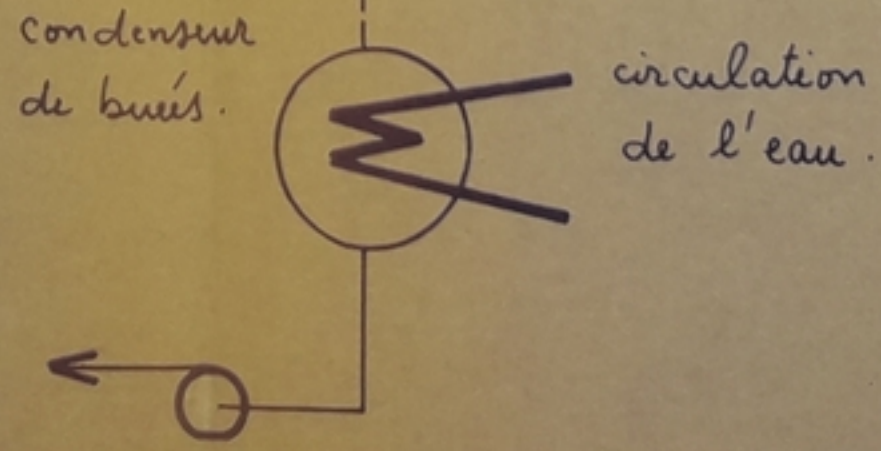
12,7b

1^{er} CORPS

2^e CORPS



SCHEMAS DE LA TURBINE
garnitures d'étanchéité
extérieures



$P_2 = 4,9b$
vers les utilisations

PM012/82
Avant p. 5A

Ce calcul est fait particulièrement pour les garnitures extérieures de chaque corps pour les parties HP et BP. Ces garnitures ont pour objet de limiter les pertes par les fuites, en réalisant des boîtes d'étanchéité et circuits de vapeur de baryage. Leur objectif est de :

- récupérer la vapeur dans les labyrinthes à fin qu'elle puisse continuer au mieux son évolution dans le cycle.
- établissement du vide dans la machine en empêchant toute entrée d'air le long du labyrinthe.

Premier corps :

- partie HP, garniture I : $\begin{cases} P_e = 28 \text{ bars} = P_{ug1} \\ P_s = 12,7 \text{ bars} \end{cases}$

Calculons la pression critique

$$P_k = P_e \cdot \frac{0,85}{\sqrt{Z_1 + 1,5}}$$

Si la pression $P_k < P_s$, le débit de fuite par le labyrinthe sera donné par la première formule de Stodola

$$G_{fe} = f_f \cdot \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{Z_1 \cdot P_e \cdot v_e}} \quad \text{avec } f_f = \pi \cdot D_r \cdot S_f$$

Si $P_k > P_s$, c'est la 2^{ème} formule de Stodola

$$G_{fe} = f_f \cdot \sqrt{\frac{g P_e \cdot 1}{(Z_1 + 1,5) \cdot v_e}}$$

v_e - volume spécifique de la vapeur à l'entrée de la garniture.

Z_1 - étant le nombre de labyrinthes de la garniture considérée.

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

A.N: $v_{cI} = v_{ug1} = 0,1124 \text{ m}^3/\text{kg}$

on adopte $Z_1 = 30$ labyrinthes

$$P_k = 28 \cdot \frac{0,85}{\sqrt{30+1,5}} = 4,24 \text{ bars} < P_s = 12,7 \text{ bars}$$

$$G_{feI} = \pi \cdot 0,25 \cdot 0,5 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot (28^2 - 12,7^2) \cdot 10^4}{30 \cdot 28 \cdot 0,1124}} = 0,315 \text{ kg/sec.}$$

Le coefficient de débit de fuite de la garniture

$$\frac{z_{feI}}{z_{feI} \cdot G_{e1}} = \frac{0,315}{58,33} = 0,0054 < 0,025 \text{ estimé auparavant}$$

garniture II: $\begin{cases} P_e = 12,7 \text{ bars} \\ P_s = 4,9 \text{ bars} \end{cases}; v_{cII} = 0,202 \text{ m}^3/\text{kg}$

$Z_{II} = 20$ labyrinthes.

A.N: $P_k = 12,7 \cdot \frac{0,85}{\sqrt{20+1,5}} = 2,32 \text{ bars} < 4,9 \text{ bars}$

$$G_{feII} = 0,392 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot (12,7^2 - 4,9^2) \cdot 10^4}{20 \cdot 12,7 \cdot 0,202}} = 0,200 \text{ kg/sec.}$$

$$\frac{z_{feII}}{z_{feII} \cdot G_{eI}} = \frac{0,200}{0,315} = 0,63 = 63\%$$

Donc on récupère 37% de ce débit qui vont être dirigés vers le deuxième corps pour continuer l'évolution.

garniture III: $\begin{cases} P_e = 4,9 \text{ bars} \\ P_s = 1,1 \text{ bars} \end{cases}; v_{cIII} = 0,6326 \text{ m}^3/\text{kg}; Z_{III} = 14$

A.N: $P_k = 4,9 \cdot \frac{0,85}{\sqrt{14+1,5}} = 1,056 \text{ bar} < 1,1 \text{ bars}$

$$G_{feIII} = 0,392 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot (4,9^2 - 1,1^2) \cdot 10^4}{4,9 \cdot 14 \cdot 0,6326}} = 0,088 \text{ kg/sec.}$$

$$\frac{z_{feIII}}{z_{feIII} \cdot G_{eII}} = \frac{0,088}{0,200} = 0,44 = 44\%$$

56% du débit G_{eII} vont être utilisés avec la vapeur de sortie de la machine.

Les garnitures IV et V ne sont pas calculées, étant donné leur faible débit de fuite à négliger. Cependant on tiendra compte de leur nombre de labyrinthes dans le dessin d'ensemble. $Z_{IV} = 10$; $Z_V = 6$

Pour la partie B.P, nous avons le même calcul.

Deuxième corps :

Toutes les garnitures sont aussi les mêmes que celle du premier corps, sauf pour la partie HP.

$$\text{garniture II} \begin{cases} P_e = 9,7 \text{ bars} \\ P_s = 4,9 \text{ bars} \end{cases} ; \mathcal{V}_{eII} = 0,5224 \text{ m}^3/\text{kg} ; Z_{II} = 26$$

A.N :

$$P_k = 9,7 \cdot \frac{0,85}{\sqrt{26+1,5}} = 1,57 \text{ bars} < 4,9 \text{ bars}$$

$$G_{feII} = 0,392 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot (9,7^2 - 4,9^2) \cdot 10^4}{26 \cdot 9,7 \cdot 0,5224}} = 0,089 \text{ kg/sec.}$$

$$Z_{feII} = \frac{G_{feII}}{G_{e2}} = \frac{0,089}{29,78} = 0,003 < 0,025$$

$$\text{garniture III} : \begin{cases} P_e = 4,9 \text{ bars} \\ P_s = 1,1 \text{ bars} \end{cases} ; \mathcal{V}_{eIII} = 0,6326 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

$$G_{feIII} = 0,088 \text{ kg/sec.} \rightarrow Z_{feIII} = \frac{0,088}{0,089} = 0,98 = 98\%$$

2% seulement du débit de fuite vont être dirigés par réglage vers le condenseur de bœis.

2.2. calcul divers

Calcul de la tuyauterie des conduits de vapeur :

chaque chambre de la garniture d'étanchéité est reliée à une conduite de vapeur pour effectuer les soutirages de la vapeur, dont on doit calculer son diamètre.

Premier corps :

partie HP calcul de d_I

$$G_{feI} = 0,315 \text{ kg/sec.}$$

d'après l'équation de continuité, on a

$$F_I \cdot W_1 = G_{feI} \frac{V_{eI}}{W_1} \Rightarrow F_I = \frac{G_{feI} \cdot V_{eI}}{4} = \frac{\pi d_I^2}{4}$$

$$d_I = \sqrt{\frac{4 G_{feI} \cdot V_{eI}}{\pi \cdot W_1}}$$

formule qui reste valable pour tous les autres diamètres.

A.N : $V_{eI} = 0,1124 \text{ m}^3/\text{kg}$

on adopte comme valeur de la vitesse d'écoulement de la vapeur $W_1 = 50 \text{ m/sec.}$

$$d_I = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,315 \cdot 0,1124}{\pi \cdot 50}} = 0,030 \text{ m}$$

en consultant le tableau de la normalisation, on détermine la valeur du diamètre normalisé ainsi que toutes les autres dimensions des brides et boulons de fixation, en fonction de la pression du fluide.

$$d_{I \text{ norm.}} = 32 \text{ mm}$$

Calcul de d_{II} : $G_{feII} = 0,176 \text{ kg/sec.}$; $V_{eII} = 0,202 \text{ m}^3/\text{kg.}$

$$F_{II} = \frac{\pi d_{II}^2}{4} = 7,11 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \Rightarrow d_{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,11 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,030 \text{ m}$$

$$d_{II \text{ norm.}} = 32 \text{ mm}$$

Calcul de d_{III} : $G_{feIII} = 0,089 \text{ kg/sec.}$; $V_{eIII} = 0,6326 \text{ m}^3/\text{kg.}$

$$F_{III} = \frac{\pi d_{III}^2}{4} = 9,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \Rightarrow d_{III} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,8 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,035 \text{ m}$$

$$d_{III \text{ norm.}} = 40 \text{ mm}$$

Calcul de d_{IV} : $G_{feIV} = 0,0090 \text{ kg/sec.}$; $V_{eIV} = 2,7 \text{ m}^3/\text{kg.}$

$$F_{IV} = \frac{\pi d_{IV}^2}{4} = 4,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \Rightarrow d_{IV} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,9 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0249 \text{ m}$$

$$d_{IV \text{ norm.}} = 25 \text{ mm.}$$

Pour la partie BP et pour le deuxième corps, les diamètres sont obtenus par le même principe de calcul.

Calcul des diamètres des fonds d'échappement :

- échappement du premier corps : $\left. \begin{array}{l} P_{\text{éch.}} = 12,7 \text{ bars} \\ v = 0,208 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array} \right\}$

$$F_{\text{éch.}} = \frac{G \cdot v}{W} \quad ; \quad G = G_{s1} - G_{f\text{eII}}$$

La vitesse de l'écoulement de la vapeur est estimée ici à

$$W = 60 \text{ m/sec. d'où}$$

$$F_{\text{éch.}} = \frac{G \cdot v}{W} = \frac{\pi d_{\text{éch.}}^2}{4} \Rightarrow d_{\text{éch.}}^2 = \frac{4 \cdot G \cdot v}{\pi \cdot W}$$

A.N :

$$d_{\text{éch.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 56,7 \cdot 0,208}{\pi \cdot 60}} = 0,500 \text{ m} ; d_{\text{éch. nom.}} = 500 \text{ mm.}$$

- échappement du deuxième corps : $\left. \begin{array}{l} P = 4,9 \text{ bars} \\ v = 0,438 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array} \right\}$

$$G = G_{s2} - G_{f\text{eIII}} = 29,78 - 0,088 = 29,69 \text{ kg/sec.} ; W = 70 \text{ m/sec.}$$

A.N :

$$d_{\text{éch.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 29,69 \cdot 0,438}{\pi \cdot 70}} = 0,486 \text{ m} \rightarrow d_{\text{éch. nom.}} = 500 \text{ mm}$$

Calcul du diamètre de la vanne de réglage du

soutirage :

en supposons que le débit de passage reste constant, on

$$\alpha \frac{1}{2} G v = \pi \cdot D \cdot h \cdot W$$

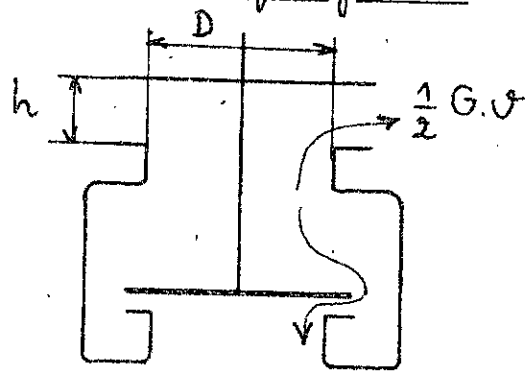
$$\text{puisque } h = \frac{1}{4} \cdot D$$

$$\frac{1}{2} \cdot G \cdot v = \frac{\pi D^2}{4} \cdot W \Rightarrow D = \sqrt{\frac{2 G v}{\pi \cdot W}} \quad [m] \quad W = 90 \text{ m/sec.}$$

A.N : $W = 80 \div 100 \text{ m/sec.}$

$$D = \sqrt{\frac{2 \cdot 29,78 \cdot 0,208}{\pi \cdot 90}} = 0,209 \text{ m} \rightarrow D_{\text{nom.}} = 300 \text{ mm.}$$

Le même principe pour calculer la soupape d'admission.



PN-507 H-02691 D _{nom.}	P=6 b.					P=10 b.					P=16 b.				
	D ₃	D _o	n	d	d _o	D ₃	D _o	n	d	d _o	D ₃	D _o	n	d	d _o
10	75	50	4	M10	12						90	60	4	M12	14
15	80	55	4	M10	12	—	—	—	—	—	95	65	4	M12	14
20	90	65	4	M10	12						105	75	4	M12	14
25	100	75	4	M10	12						115	85	4	M12	14
32	120	90	4	M12	14	—	—	—	—	—	135	100	4	M16	18
40	130	100	4	M12	14						145	110	4	M16	18
50	140	110	4	M12	14						160	125	4	M16	18
65	160	130	4	M12	14	—	—	—	—	—	180	145	4	M16	18
80	185	150	4	M16	18						195	160	4	M16	18
100	205	170	4	M16	18						215	180	8	M16	18
125	235	200	8	M16	18	—	—	—	—	—	245	210	8	M16	18
150	260	225	8	M16	18						280	240	8	M20	23
(175)	290	255	8	M16	18	—	—	—	—	—	310	270	8	M20	23
200	315	280	8	M16	18	355	295	8	M20	23	335	295	12	M20	23
(225)	340	305	8	M16	18	365	325	8	M20	23	365	325	12	M20	23
250	370	335	12	M16	18	390	350	12	M20	23	405	355	12	M24	27
300	435	395	12	M20	23	440	400	12	M20	23	460	410	12	M24	27
350	485	445	12	M20	23	500	460	16	M20	23	520	470	16	M24	27
400	535	495	16	M20	23	565	515	16	M24	27	580	525	16	M27	30
(450)	590	550	16	M20	23	615	565	20	M24	27	640	585	20	M27	30
500	640	600	16	M20	23	670	620	20	M24	27	710	650	20	M30	33
600	755	705	20	M24	27	780	725	20	M27	30	840	770	20	M33	36
(700)	860	810	24	M24	27	895	840	24	M27	30	910	840	24	M33	36
800	975	920	24	M27	30	1010	950	24	M30	33	1020	950	24	M36	40

2.3/ASPECT ET DESCRIPTION DE LA MACHINE

les matériaux

chaque élément de la turbine, par sa fonction, les sollicitations dont il est l'objet, ses dimensions, son mode de fabrication conduit à définir un certain nombre de critères qui permettent de choisir le ou les matériaux les plus aptes à assurer les services exigés dans les meilleures conditions économiques possibles.

Ces matériaux sont définis et contrôlés par des essais mécaniques, chimiques, métallographiques et électriques, effectués sur des éprouvettes ou sur des pièces en cours de fabrication ou achevées. Tout ceci résulte des problèmes posés par l'existence des températures de vapeur élevées, et particulièrement le phénomène de fluage de l'Acier qui apparaît à partir de 400°C , surtout pour les organes qui sont soumis à des efforts de traction prolongés (ailettes mobiles, enveloppe HP), et d'autres problèmes comme la modification de certaines caractéristiques mécaniques des matériaux (résistance, résilience, module d'élasticité).

les essais des matériaux

Suivant la nature des sollicitations auxquelles sont soumises les diverses pièces de la turbine, on devra appliquer des procédés d'essai différents. Les méthodes principales consistent en essais qui sont énumérés en haut,

par exemple les essais physico-mécaniques qui englobent l'expression "essais de résistance".

Dans la construction des turbines, ces essais intéressent surtout le fluage et la résilience.

Le fluage est caractérisé par un écoulement visqueux et continu du métal sous une charge constante.

La résilience définit l'aptitude du matériau à résister aux chocs. Les vibrations pourront être assimilés à des chocs répétés à une cadence très rapide. Une bonne résilience est une protection contre des sollicitations exagérément hautes et, avant tout, un indice de santé de la matière.

contrôle des pièces

Le contrôle des pièces est fait avant et après usinage. Les essais effectués sur éléments en cours de fabrication ou achevés ne doivent pas être destructifs. on se sert de procédés électriques. Tout d'abord, il y a la radioscopie à l'aide des rayons X et des rayons gamma, qui révèle les retassures, poches de gaz, etc. Pour la recherche de fissures de surface ou à faible profondeur, le procédé dit à la poudre magnétique ou à la limaille est plus indiqué. Après avoir aimanté la pièce, on l'enduit de péroxyde mélangé à de la limaille de fer, celle-ci se rassemble aux emplacements des défauts parce qu'en ces points les lignes de force magnétiques sortent de la pièce. Enfin des essais particuliers permettent de contrôler le comportement des pièces finies dans les conditions

mêmes de travail qui leur sont imposés avec toutefois des exigences plus sévères.

les aubages

Les aubages directeurs et mobiles qui transforment la chute de pression de la vapeur en effort de rotation par conversion de la vitesse de la vapeur, sont les parties les plus importantes de la turbine à vapeur. Ils doivent être conçus de telle sorte que l'écoulement de la vapeur s'y fasse avec les pertes les plus réduites, et également pour résister à l'influence du fluide en mouvement, à celle de la température et aux contraintes développées avec une sécurité suffisante.

les tuyères

Elles sont généralement groupées en un ou plusieurs blocs. Ces blocs peuvent être constitués d'éléments assemblés par rivets ou par soudure.

Pour notre machine, on a prévu des tuyères formées d'une seule pièce d'acier, exécutées usinées partout (construction A.E.G.) assemblés avec les diaphragmes à leur pied par rivets; et à l'extérieur aussi par un anneau auquel elles sont rivetées.

Le matériau constitutif doit présenter une bonne résistance à la chaleur et à l'usure. on utilise entre autre l'acier Mn 70 n ($C 0,35 Mn 2$), vu que les paramètres initiaux de la vapeur ne sont pas très élevés et qui satisfait très bien aux conditions imposées.

les ailettes mobiles

Les ailettes mobiles, entraînés en rotation très rapide, sont soumis à des efforts si considérables que la limitation des contraintes à une valeur admissible est placée sur le même pied que les conditions hydrodynamiques imposées par l'écoulement de la vapeur.

Une ailette mobile comprend :

- un pied en forme de tête de marteau qui assure la liaison avec le disque.
- le corps qui reçoit l'action du fluide
- la tête, liée généralement aux ailettes voisines par une bande de couverture afin de limiter les amplitudes des vibrations éventuelles.

L'ailette, provenant de barres d'acier, est usinée dans la masse par fraisage en nombreuses opérations d'usinage. Le procédé est réservé aux ailettes courtes ou moyennes.

Les ailettes sont introduites dans le disque mobile par le pied en tête de marteau avec des pieds intercalaires servant à donner le pas et à former le canal de l'écoulement de la vapeur. Pour obtenir une assise absolument rigide de la pièce de fermeture, on introduit encore une cale entre le corps du disque et la pièce de fermeture.

Les matériaux utilisés pour les ailettes mobiles seront judicieusement choisis :

pour une température de 450°C au plus, on choisit un acier Cr-Mo-V-Mn 80/20

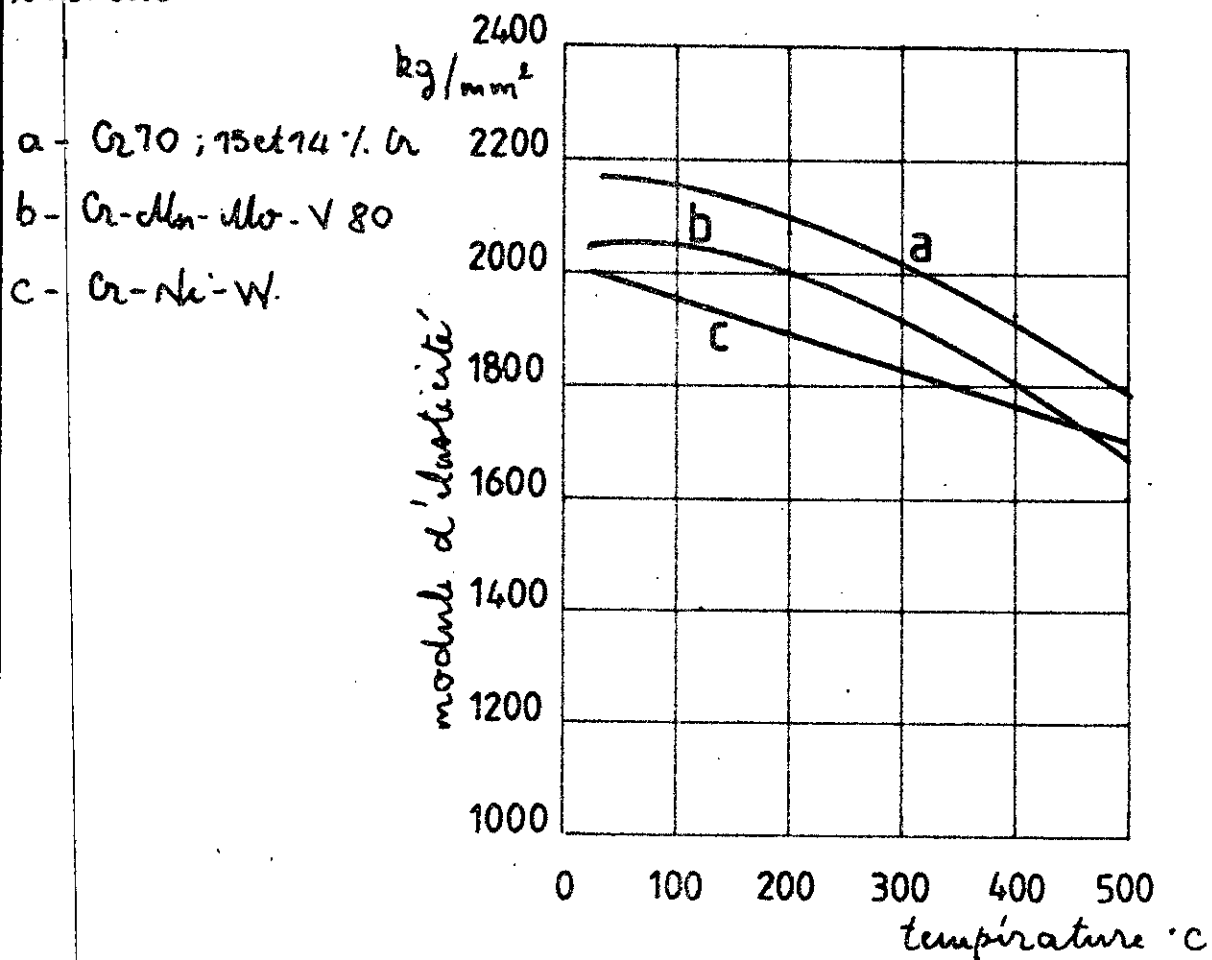
les rotors

Les rotors des deux corps formant la turbine sont forgés d'une seule pièce. Pour les turbines à Action de grandeur moyenne, comme pour notre machine, les disques des étages sont également usinés dans la masse, de sorte que les disques et l'arbre forment une seule pièce forgée. Cette configuration du rotor n'offre nullement et nulle part d'accumulation visible de matière, et s'équilibre rapidement avec les variations de température de la vapeur. En plus ils représentent, en raison de l'unité de l'arbre et des disques, la forme constructive la plus sûre aux hautes températures et par dessus le marché, on obtient avec eux un moindre écartement des étages; ce qui permet le raccourcissement de la distance entre paliers et rehausse la vitesse critique des arbres rotors qui sont du type hypercritiques. Les arbres rotors doivent satisfaire aux conditions exigées par la présence des vitesses critiques, habituellement causés par les déséquilibres des efforts centrifuges. Ils demandent moins de matière, s'échauffent plus uniformément au démarrage et ils se produisent une auto-tranquilisation après passage, à faire le plus rapidement possible, de la vitesse critique.

Le matériau retenu pour la fabrication des rotors, est

l'acier Cr-dln-V 70/10 (1,2% Cr ; 1% dln et 0,25% V)

Comme nous l'avons déjà indiqué, les rotors sont des pièces de forges, de ce fait elles sont le plus souvent traitées. Elles sont, suivant la composition de la matière, chauffées de 800 à 850°C, trempées dans l'huile et revenues à une température relativement élevée 500 à 750°C. L'effet du traitement se manifeste par une amélioration de la limite élastique et de l'allongement. Car pendant la marche à des températures élevées de l'ordre de 400°C à 500°C, il résulte une diminution considérable du module d'élasticité. Ceci est visible sur la figure suivante :



les enveloppes

Les pressions élevées et la vapeur surchauffée ont conduit le constructeur de turbines à étudier les points suivants :

- toutes les parties intérieures soient facilement accessibles de telle sorte que leur position en service puisse être examinée. C'est pourquoi les enveloppes HP doivent aussi être établies avec un joint de séparation axial continu
- la résistance du métal diminue suite aux pressions élevées et l'élévation corrélatrice de la température, développant des contraintes plus grandes. D'où emploi des aciers spéciaux résistants à la chaleur et des épaisseurs du métal suffisantes ; tout en recherchant pour l'enveloppe des formes géométriques simples.
- le problème de l'étanchéité au joint qui demande un bon contact, métal sur métal.
- les dilatations inégales risquent de provoquer des contacts entre pièces fixes et mobiles. D'où la recherche des formes symétriques et choix judicieux des points fixes et de la butée. Aussi, il faut veiller, en outre, à les concevoir de telle sorte qu'elles ne puissent pas s'échauffer irrégulièrement et, par suite, apparition des gauchissements.

Les deux parties de l'enveloppe sont assemblées par des goujons filetés, nombreux et de force suffisante, qui sont préférés en raison de leur meilleure conduction de la

chaleur. Ils doivent être très près les uns des autres et aussi rapprochés que possible de la paroi de l'enveloppe.

Il faut veiller, en outre, à ce que l'enveloppe ne soit pas gênée dans ses dilatations thermiques, lors des variations de températures, et que sa position par rapport au rotor, ne change pas de façon inadmissible. C'est pourquoi, il faut disposer, avant tout, les appuis de l'enveloppe à la hauteur exacte ou tout au moins approximative de son joint de séparation horizontal.

L'enveloppe enroulée est en Acier coulé du type Mn-V.

les paliers

L'arbre ou la ligne d'arbre est habituellement supporté par autant de paires de paliers que la turbine comporte de corps. Ces paliers sont du type à coussinets lisses avec revêtement antifriction. Leur graissage est du type hydrodynamique, c'est à dire l'huile sous pression circule et forme un film entre les parties frottantes. Une pompe à huile principale, entraînée par l'arbre de la turbine assure l'alimentation en huile des paliers et aussi de tout le circuit de graissage qu'il faut disposer de façon à obtenir une convenance et une sécurité de service supérieures.

La turbine comporte trois paliers porteurs et un palier de butée qui a pour rôle :

- de régler et maintenir constamment la position du rotor par rapport au stator (enveloppe).

- d'absorber la faible poussée axiale existante au moyen de la butée.

Il permet aussi un léger déplacement axial du rotor, appelé jeu graissage ou "jeu de butée". C'est un palier du type Michell comportant deux collets venus de forges avec le rotor.

En ce qui concerne les portées des paliers, les diamètres sont déterminés en fonction des pressions d'appui admissibles et dimensionnés en vue de satisfaire aux conditions de rendement optimum; c'est à dire que la perte de puissance dans les paliers soit minimale. Un choix approprié du module de torsion de l'arbre, sauf pour le premier palier où le couple est très faible, nous permet de déterminer le diamètre approximatif de la portée des paliers.

On adopte comme charge admissible, $\frac{C}{W_0} = 400 \text{ daN/cm}^2$.

Le couple développé sur l'arbre du premier corps est égal à:

$$C = \frac{P_1}{\omega} = \frac{12897 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 41 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{m} = 410 \cdot 10^3 \text{ daN}\cdot\text{cm}$$

$$W_0 = \frac{\pi d^4}{32} \cdot \frac{1}{\frac{d}{2}} = \frac{\pi d^3}{16} \Rightarrow \frac{C}{W_0} = \frac{410 \cdot 10^3}{\frac{\pi d^3}{16}} = 400$$

$$400 \cdot \pi d^3 = 16 \cdot 410 \cdot 10^3 \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 410 \cdot 10^3}{400 \cdot \pi}}$$

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 410}{\pi \cdot 400}} = 17,4 \text{ cm} = 0,174 \text{ m}$$

Donc, nous aurons pour les paliers du premier corps et celui de butée un diamètre $d = 185 \text{ mm}$.

diamètre du palier à la sortie de la machine, où le couple

est grand :

Le couple recherché $C_2 = \frac{P}{\omega} = \frac{18 \cdot 10^6 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 5730 \text{ daN} \cdot \text{m}$

$$d \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 573}{\pi \cdot 400}} = 19,4 \text{ cm} = 194 \text{ mm}.$$

prenons

$$d = 200 \text{ mm}$$

REGLAGE DE LA MACHINE

Les turbines à contrepression sont réglées principalement suivant les besoins du réseau de contrepression ou aussi suivant les conjonctures relatives à la vapeur.

Le mode de réglage adopté est un réglage par variation du nombre de tuyères actives à l'admission sur la première roue (réglage par admission partielle), par mise en circuit ou retrait individuel des groupes de tuyères. C'est le mode de réglage qui est conseillé par les constructeurs dans toutes les turbines industrielles moyennes et grandes, et, avant tout, dans les turbines à contrepression et soutirage.

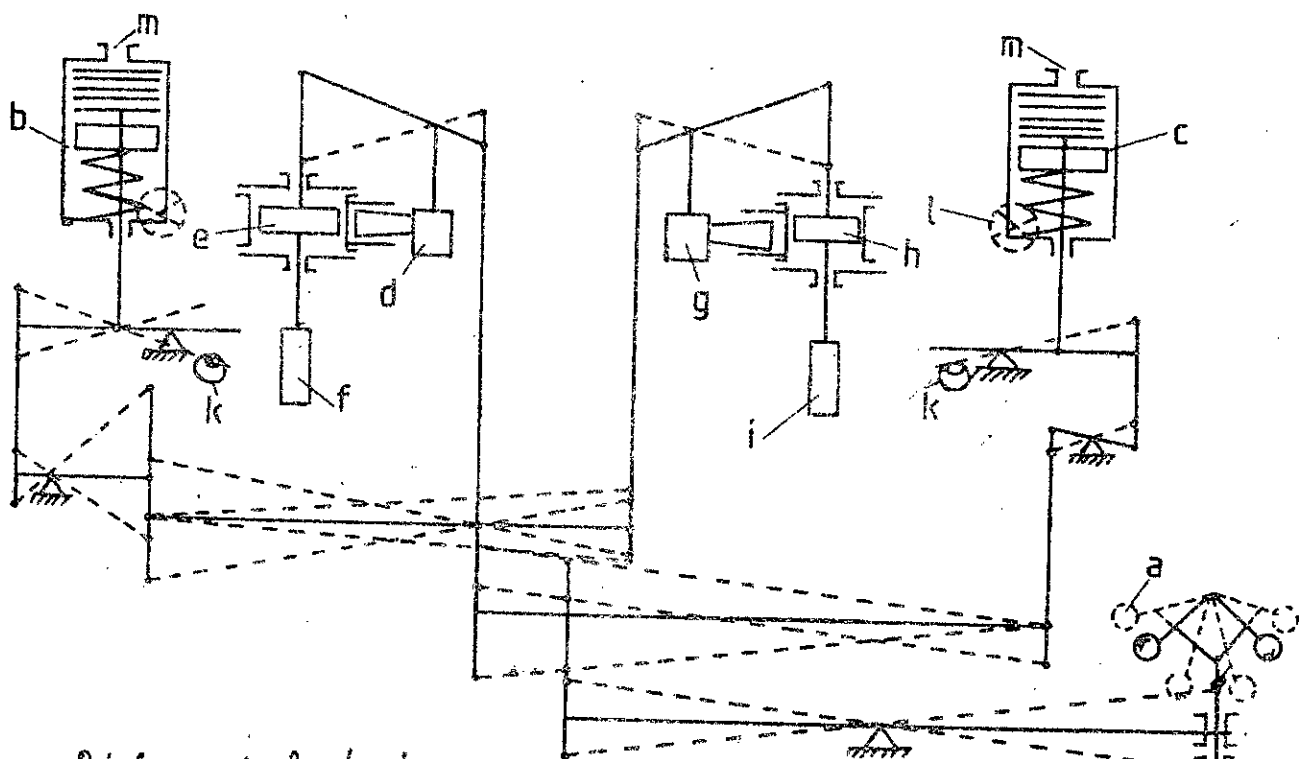
Le mode de réglage qui doit permettre une variation du débit G depuis une valeur faible (marche à vide) jusqu'à la valeur maximale désirée, peut être obtenue par la variation de l'angle d'injection E par paliers au moyen de la disposition suivante : les tuyères fixes sont divisées en quatre groupes montés chacune dans une boîte de tuyères séparée. Chaque boîte permet ainsi l'injection de la vapeur dans la roue de réglage le long d'un arc E donné et possédant sa soupape d'alimentation individuelle. Un dispositif à

servo-mécanismes permet l'ouverture simultanée des soupapes suivant les débits requis :

première soupape : angle d'injection E_1

deuxième soupape : angle d'injection E_2 supplémentaire. Et ainsi de suite jusqu'à ce que toutes les soupapes étant ouvertes, le débit maximal passe par la machine.

La figure suivante schématise le réglage des servo-mécanismes



Réglage de la turbine à souffrage et à contrepression.

a - régulateur de vitesse ; b - régulateur de pression ; c - régulateur de contrepression

d - servo-commutateur

e - servo-piston

f - soupape de réglage

g - servo-commutateur

h - servo-piston

i - soupape de réglage

du régulateur de vapeur de souffrage

du régulateur de vapeur vive

k - dispositif de débroyage ; l - dispositif d'ajustage de la pression ; m - raccord de la tuyauterie d'impulsion.

Si les oscillations des besoins de vapeur dans les deux réseaux d'utilisations correspondent aux oscillations de puissance, alors seule la pression de soutirage est maintenue constante, la puissance, au contraire, étant ajustée par le régulateur de vitesse. Si le générateur de courant de la turbine marche en parallèle avec d'autres générateurs, alors les deux pressions peuvent aussi être maintenues invariables. Le régulateur de pression de soutirage ne travaille alors que sur les soupapes d'introduction de la vapeur vive, tandis que le régulateur de contrepression influence aussi bien le réglage de la vapeur vive que celui de soutirage. Pour maintenir invariable la contrepression, on emploie souvent aussi, dans ce cas, un régulateur de pression à membrane. Le régulateur de soutirage b ne travaille que sur le réglage de la vapeur vive g, h, i, tandis que le régulateur de contrepression c agit simultanément sur le réglage de la vapeur vive et sur celui de soutirage, dans le même sens. S'il y a deux régulateurs de pression en service, on débriare le régulateur de vitesse. La puissance du générateur de courant s'adapte alors aux débits de vapeur nécessités par la tuyauterie de consommation. Si le régulateur de vitesse est en service, il faut débriare le régulateur de contrepression. Le régulateur de vitesse actionne alors simultanément et dans le même sens les deux réglages

tout comme le régulateur de contrepression. Les leviers, les excursions du régulateur et les rappels sont choisis de telle sorte que lors d'une variation du débit de vapeur à travers les parties HP et BP, la pression de son tirage ne soit pas influencée par le régulateur de contrepression ou le régulateur de vitesse.

2-4- CALCUL DE RESISTANCE

- accouplement

Parmi les formes principales d'accouplements qu'on rencontre, (rigide, mobile longitudinalement, élastique) chacune peut-être indiquée sans échapper à l'impérieuse nécessité de l'exactitude la plus grande dans l'alignement des arbres à accoupler.

Cependant les accouplements rigides sont les plus simples et donnent le mieux satisfaction en service. Ils sont exécutables en n'importe quelle grandeur et ne nécessitent aucune surveillance, étant donné leur longévité illimitée. Parmi les pièces qui les composent, on trouve les boulons de fixation, montés ajustés qu'on doit vérifier de la contrainte de cisaillement qui est la plus dominante.

Le matériau est choisi suivant la vitesse périphérique au diamètre extérieur de l'accouplement.

$$\begin{cases} \text{si } u \geq 30 \text{ m/sec.} \rightarrow \text{acier} \\ \text{si } u < 25 \text{ m/sec.} \rightarrow \text{fonte} \end{cases}$$

la vitesse périphérique au milieu du diamètre maximum est:

$$u = \frac{\pi D_{\text{max}} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 450 \cdot 3000}{60} = 70,68 \text{ m/sec.}$$

La contrainte admissible de cisaillement $\tau_{adm} = 400 \text{ daN/cm}^2$
 la section soumise à l'effort de cisaillement sera
 calculée à l'aide de la formule suivante :

$$S = \frac{2k \cdot M \cdot 1}{D_0 \cdot z \cdot \tau_{adm}} \quad [\text{m}^2]$$

M - étant le couple à transmettre

z - nombre de boulons

k - étant un coefficient de pondération du régime de
 fonctionnement de l'assemblage ; $k = 1, 2$

A.N : $M = \frac{P}{\omega} = \frac{12.897 \cdot 10^3}{\pi \cdot 3000} = 410 \cdot 10^3 \text{ daN} \cdot \text{cm}$

$$S = \frac{2 \cdot k \cdot M \cdot 1}{D_0 \cdot z \cdot \tau_{adm}} = \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot k \cdot M}{\pi \cdot z \cdot D_0 \cdot \tau_{adm}}}$$

D_0 - diamètre maximal de l'assemblage = 36,5 cm.

z - nbre de boulons = 6.

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 1,2 \cdot 410 \cdot 10^3}{\pi \cdot 6 \cdot 36,5 \cdot 400}} = 3,78 \text{ cm}$$

diamètre normalisé $d = 40 \text{ mm}$.

or, les boulons adoptés pour notre assemblage
 ont chacun un diamètre $d = 50 \text{ mm}$.

- ailette mobile

Nous faisons le calcul seulement pour une ailette du dernier étage du premier corps de la turbine. Mais d'abord, nous commençons par le tracé du profil de l'ailette et vérifier le canal de l'écoulement de la vapeur (voir planche du profil).

Données :

d'après les triangles des vitesses de l'étage, on a

$$B = 30 \text{ mm} ; \beta_1 = 23^\circ 20' ; \beta_2 = 21^\circ 50'$$

les grandeurs g_1, g_2 et c sont adoptés :

$$g_1 = 0,5 \text{ mm} ; g_2 = 0,6 \text{ mm}$$

Par des considérations géométriques, on a

$$c = 2 \text{ mm}$$

$$B = R(\cos \beta_1 + \cos \beta_2) + c \cdot \sin \beta_2$$

d'où on calcule le rayon de courbure R :

$$R = \frac{B - c \cdot \sin \beta_2}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2}$$

$$\text{A.N : } R = \frac{30 - 2 \cdot \sin 21^\circ 50'}{\cos 23^\circ 20' + \cos 21^\circ 50'} = 75,84 \text{ mm}$$

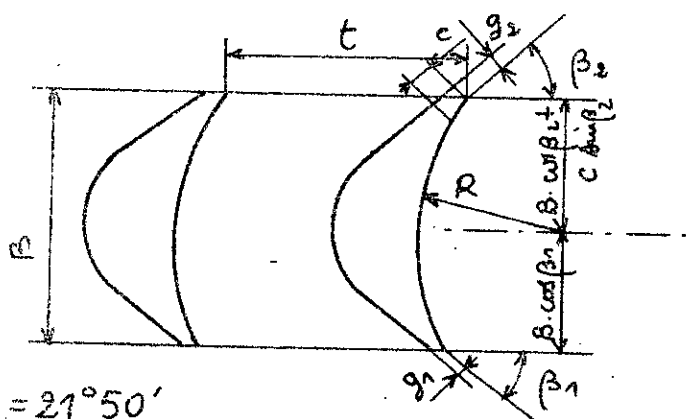
le pas entre les aubes

$$t = \frac{B}{2 \sin(\beta_1 + \beta_2)} = \frac{30}{2 \sin(21^\circ 50' + 23^\circ 20')}$$

$$t = 27,14 \text{ mm}$$

Remarque :

L'étude des différents triangles nous a montré que pour un étage à action, (degré de réaction $R_{th} = 0 \dots 0,05$) les ailettes sont quasi symétriques, et les angles β_1 et β_2 sont presque égaux.



Pour les ailettes à action, la courbure des ailettes est beaucoup plus grande, ce qui leur donne une forme bien caractéristique. Comme de toute façon, le volume massique v_2 est supérieure à v_1 et que le fonctionnement par action implique que l'on ait $W_2 \leq W_1$, l'équation de continuité ne peut être satisfaite que si l'on a $l_2 > l_1$. Comme dans la couronne mobile, on se produit quasi aucune détente ($Re_h = 0 \dots 0,5$), il est indispensable pour que l'écoulement se fasse correctement, sans décollements de la veine fluide des parois, que l'angle d'ouverture des canaux formés par les ailettes reste limité ($8 \dots 10^\circ$). Il peut cependant, dans le but de réduire C_2 et la perte d'énergie cinétique correspondante, on ait décidé de prendre $\beta_2 < \beta_1$. La plus petite valeur de β_2 compatible avec le fonctionnement à action est alors donnée en théorie par la formule,

$$\sin \beta_2 = \frac{v_2 \cdot l_2}{v_1 \cdot l_1} \cdot \sin \beta_1$$

en pratique, cette valeur est estimée à $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ 5'$

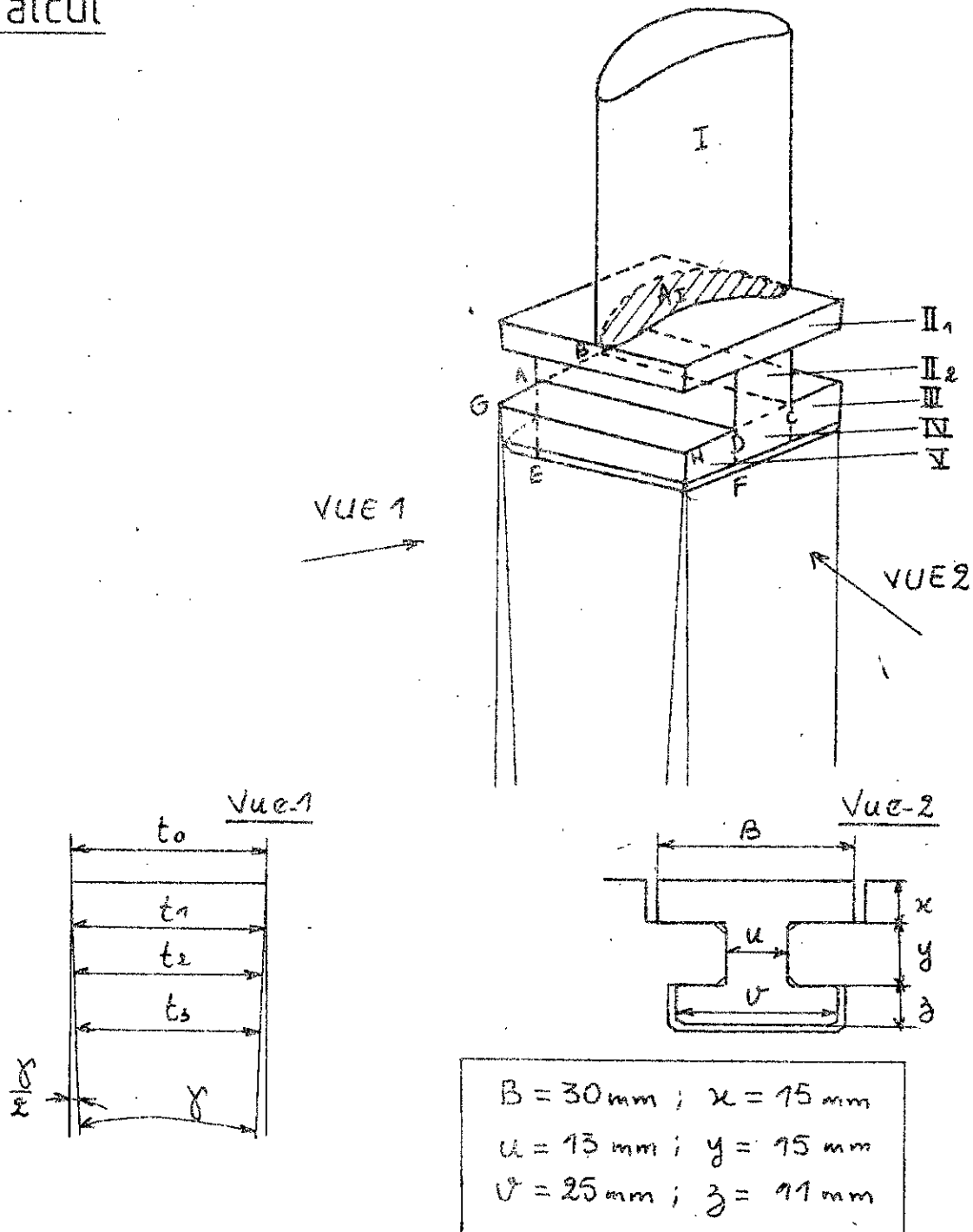
Amélioration du tracé des ailettes :

Les tracés géométriques décrits précédemment ont l'avantage de conduire à de procédés de fabrication simples. Cependant, ils se sont révélés défectueux du point de vue de l'écoulement du fluide. Car les ombages ont des sections droites dont le contour est composé d'arcs de cercles et de segments de droites, se raccordant le long d'une tangente commune, ils présentent aux points de raccordement une discontinuité de courbure. Cette circonstance nuirait dans la régularité de l'écoulement.

c'est le défaut des ailettes à trace géométrique.

Différentes méthodes mathématiques ont été proposées pour l'établissement des profils, mais signalons simplement qu'actuellement les profils sont tous normalisés suivant le type à réaction A_3K7 ou à action $B_1E_1I_1$.

-calcul



Les ailettes mobiles sont en général soumises à des efforts si considérables que la limitation des contraintes à une valeur pratiquement admissible est placée sur le même pied que les conditions hydrodynamiques imposés pour l'écoulement de la vapeur. Leur construction, pour les turbines à action, est profilée en tôle d'épaisseur uniforme avec laquelle la largeur du canal augmente donc tout d'abord dans la direction du courant de vapeur pour diminuer à la sortie. La pièce intercalaire est placée entre deux ailettes voisines pour renforcer l'ailette contre les efforts de flexion et de traction causés par les forces centrifuges ; et détermine le canal de l'écoulement du fluide. Le calcul thermodynamique a donné :

$$\begin{aligned}
 D_{1nom.} &= 765,6 \text{ mm} \\
 B &= 30 \text{ mm} ; \quad t = 27,15 \text{ mm} \\
 \text{nombre d'ambes} \quad z &= \frac{\pi D}{t} = 114 \text{ ambes} ; \quad l_{2r} = 113 \text{ mm} \\
 C_1 &= 258,7 \text{ m/sec} ; \quad \alpha_1 = 12^\circ 45' \\
 C_2 &= 46,5 \text{ m/sec} ; \quad \alpha_2 = 95^\circ 37' \quad \text{avec } G_{s_1} = 56,87 \text{ kg/sec}
 \end{aligned}$$

Forces exercés sur les ambes de la couronne mobile : section I
 on peut obtenir une expression de ces forces en appliquant au fluide qui s'écoule dans la couronne mobile le théorème de l'impulsion et de la variation de la quantité de mouvement
 a - forces exercés sur les ailettes dans la direction de u :
 considérons la couronne mobile d'un étage (dernier étage) dont les triangles des vitesses sont connus. Soit z le nombre d'ambes ou d'ailettes que comporte la roue ; elles sont

disposés suivant un pas t mesuré au diamètre moyen et ont à l'entrée une longueur radiale l . Si G est le débit massique global de l'étage, la masse fluide passant entre deux ailettes sera : $\frac{G}{z} = \frac{t \cdot l \cdot C_{1a}}{z}$; z étant le volume massique dans la section 1.

Si nous appelons F_u la composante dans la direction de u de la force appliquée à l'ailette, la variation de la quantité de mouvement du fluide pendant le temps $\Delta t = 1$ sec projetée sur u est égale à l'impulsion de la force F_u pendant le même temps; c'est à dire :

$$F_u = \frac{G}{z} \cdot (C_{1u} - C_{2u}) = \frac{G}{z} \cdot (W_{1u} - W_{2u})$$

Nous supposons avoir affaire à un écoulement permanent et uniforme, ce qui suppose aussi que les ailettes sont très serrées et en nombre infini; on peut alors parler d'un écoulement équivalent à l'entrée et à la sortie, donc $W_{1a} - W_{2a} = C_{1a} - C_{2a}$ et $W_{1u} - W_{2u} = C_{1u} - C_{2u}$

b - forces exercées sur l'ailette dans la direction de l'axe :
Si nous supposons F_a la composante dans la direction de l'axe de rotation. Par ailleurs, dans la section d'entrée et sortie de la couronne mobile, les pressions P_1 et P_2 sont différentes; la variation de la quantité de mouvement du fluide pendant le temps $\Delta t = 1$ sec est égale à l'impulsion de ces forces pendant le même temps. Il vient donc ;

$$F_a - P_1 \cdot t \cdot l_1 + P_2 \cdot t \cdot l_2 = \frac{G}{z} (C_{1a} - C_{2a})$$

$$l_1 = l_2 \Rightarrow F_a = t \cdot l \cdot \Delta P + \frac{G}{z} (C_{1a} - C_{2a})$$

Mais dans une turbine à action pure où $R_{th} = 0$, le terme t.l. ΔP est nul du fait que $P_1 = P_2 \Rightarrow \Delta P = 0$; donc

$$F_a = \frac{G}{3} (C_{1a} - C_{2a})$$

La force résultante $\vec{F} = \vec{F}_u + \vec{F}_a$ est peu inclinée sur le plan de la couronne mobile.

A.N.: $C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 = 258,7 \cdot \cos 12^\circ 45' = 252,32 \text{ m/mc}$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2 = 46,5 \cdot \cos 95^\circ 37' = -4,2 \text{ m/mc}$$

$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1 = 258,7 \cdot \sin 12^\circ 45' = 57 \text{ m/mc}$$

$$C_{2a} = C_2 \cdot \sin \alpha_2 = 46,5 \cdot \sin 95^\circ 37' = 46,30 \text{ m/mc}$$

$$F_a = \frac{56,87}{114} (57 - 46,30) = 5,5 \text{ N}$$

$$F_u = \frac{56,87}{114} (252,32 + 4,2) = 124 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} = \sqrt{(124)^2 + (5,5)^2} = 124,2 \text{ N}$$

La force résultante F se décompose aussi suivant les axes principaux de l'aube en deux composantes

F_x sur l'axe XX ; F_y sur l'axe YY .

Ces deux forces sont déterminées graphiquement.

le calcul graphique:

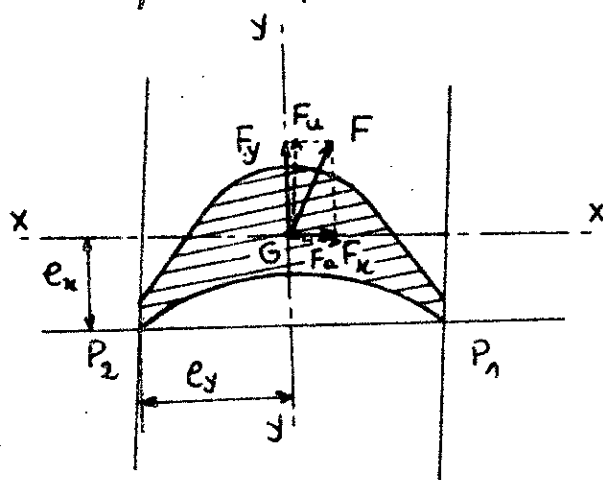
- section du profil de l'aube par planimétrie:

$$A_I = 2,69 \text{ cm}^2$$

- moments d'inertie par rapport aux axes XX et YY :

$$I_{xx} = 0,4936 \text{ cm}^4$$

$$I_{yy} = 0,806 \text{ cm}^4$$



$$F_x = 19,84 \text{ N} \approx 20 \text{ N} ; F_y = 152,6 \text{ N} \cdot (\text{échelle : } 1 \text{ cm} \rightarrow 12,4 \text{ N})$$

$$e_x = 1,42 \text{ cm} ; e_y = 1,65 \text{ cm}$$

on considère la flexion suivant XX :

$$W_x = \frac{I_{xx}}{e_x} = \frac{0,4736}{1,42} = 0,298 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{fl_{xx}} = \frac{F_y \cdot l}{2 \cdot W_x} = \frac{152,6 \cdot 11,3}{2 \cdot 0,298} = 2893,25 \text{ N/cm}^2 = 289,3 \text{ daN/cm}^2$$

flexion suivant YY :

$$W_y = \frac{I_{yy}}{e_y} = \frac{0,806}{1,65} = 0,488 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{fl_{yy}} = \frac{F_x \cdot l}{2 \cdot W_y} = \frac{20 \cdot 11,3}{2 \cdot 0,488} = 231,56 \text{ N/cm}^2 = 23,16 \text{ daN/cm}^2$$

contrainte de flexion totale

$$\sigma_{fl_t} = \sigma_{fl_{xx}} + \sigma_{fl_{yy}}$$

$$\sigma_{fl_t} = 289,3 + 23,16 = 312,46 \text{ daN/cm}^2$$

- Vérifications des différentes autres sections qui sont soumises aux efforts produits par les forces centrifuges:

section A_I , soumise à la traction due à la force centrifuge F_{CI} ;

$$F_{CI} = m_I \cdot \omega^2 \cdot R_I$$

m_I - masse de la section

ω_I - vitesse de rotation; R_I - rayon du centre de gravité.

$$\sigma_I = \frac{F_{CI}}{A_I} < \sigma_{adm.}$$

pour le matériau choisi

$$\sigma_{adm.} = 100 \text{ MPa}$$

$m_I = A_I \cdot l \cdot \rho$ ρ étant la masse volumique de l'acier $\rho = 7,85 \text{ kg/dm}^3$.

$$\omega = \frac{\pi \cdot (n_I + 30\% \cdot n_T)}{30}$$

Pour le calcul de résistance, on admet une survitesse de 30% supplémentaire que la vitesse normale de marche n_T .

A.N: $m_I = 2,69 \cdot 10^{-2} \cdot 1,13 \cdot 7,85 = 0,238 \text{ kg}$.

$$\omega = \frac{\pi(3000 + 900)}{60} = 408,4 \text{ rad/sec}$$

$$R_I = \frac{D_1}{2} = \frac{0,765}{2} = 0,382 \text{ m}$$

$$F_{C_I} = 0,238 \cdot 0,382 \cdot (408,4)^2 = 15164 \text{ N}$$

$$\sigma_I = \frac{15164}{2,69 \cdot 10^{-2}} = 5637,20 \cdot 10^2 \text{ N/dm}^2 = 56,4 \text{ MPa}$$

Section ABCD soumise à la traction produite par la force centrifuge $F_C = F_{C_I} + F_{C_{II}}$.

$$F_{C_{II}} = F_{C_{II_1}} + F_{C_{II_2}} = m_{II_1} \omega^2 R_{II_1} + m_{II_2} \omega^2 R_{II_2}$$

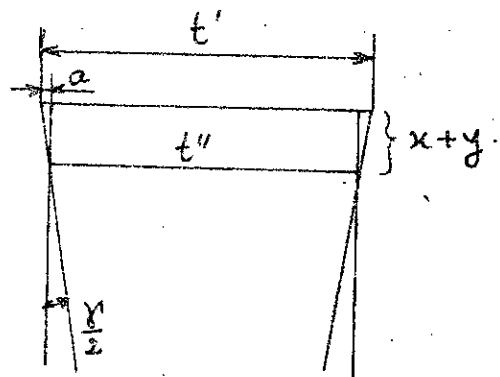
$$\begin{cases} R_{II_1} = \frac{D-l-x}{2} \\ m_{II_1} = t_0 \cdot B \cdot x \cdot \rho \end{cases} \quad \begin{cases} R_{II_2} = \frac{D-l-2x-y}{2} \\ m_{II_2} = t' \cdot u \cdot y \cdot \rho \end{cases}$$

soit γ - angle de montage $= \frac{360}{m} = \frac{360}{2} = 3^\circ 15'$ faible

$$\begin{cases} t' = t_0 = t \cdot \left(\frac{D-l}{D}\right) \\ t'' = t''' \end{cases}$$

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = \frac{a}{x+y} \Rightarrow a = (x+y) \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}$$

$$t'' = t' - 2(x+y) \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}$$



A.N:

$$t_0 = t' = 21,15 \cdot \frac{765,6 - 113}{765,6} = 18 \text{ mm}$$

$$t'' = t''' = 18 - 2 \cdot (15 + 15) \cdot \operatorname{tg} \frac{3,15}{2} = 16,35 \text{ mm}$$

$$R_{II_1} = 318,8 \text{ mm} ; R_{II_2} = 303,8 \text{ mm} ; m_{II_1} = 0,063 \text{ kg} ; m_{II_2} = 0,027 \text{ kg}$$

$$F_{C_{II}} = (408,4)^2 \cdot [0,063 \cdot 0,3188 + 0,027 \cdot 0,3038] = 4718 \text{ N}$$

$$F_C = 15164 + 4718 =$$

$$\sigma_{II} = \frac{F_C}{ABC D} = \frac{F_C}{u \cdot t''} = \frac{19882}{15 \cdot 16,35} \cdot 10^6 = 93,5 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{II} = 93,5 \text{ MPa}$$

Section ADEF, soumise au cisaillement

$$\sigma_{III} = \frac{F_{cI} + F_{cII} + F_{cIII}}{2 \cdot ADEF} < \sigma_{adm} = 60 \text{ MPa}$$

$$F_{cIII} = m_{III} \cdot \omega^2 \cdot R_{III}$$

$$m_{III} = \rho \cdot t''' \cdot z \cdot u \quad ; \quad R_{III} = \frac{D - l - 2x - 2y - z}{2}$$

A.N: $m_{III} = 0,0183 \text{ kg} \quad ; \quad R_{III} = 298,3 \text{ mm}$

$$F_{cIII} = 0,0183 \cdot (408,4)^2 \cdot 0,298 = 909,5 \text{ N}$$

$$\sigma_{III} = \frac{19882 + 909,5 \cdot 10^6}{2 \cdot 16,35 \cdot 71} = 23,12 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 23 \text{ MPa}$$

Calcul de la pression de contact sur la section ADHG:

$$F_{cIV} = m_{IV} \cdot \omega^2 \cdot R_{IV}$$

$$m_{IV} = \rho \cdot t''' \cdot z \left(\frac{v - u - 0,8}{2} \right) \quad ; \quad R_{IV} = R_{III}$$

A.N: $R_{IV} = 298,3 \text{ mm} \quad ; \quad m_{IV} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$

$$F_{cIV} = 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot (408,4)^2 \cdot 0,298 = 373 \text{ N}$$

d'où $P = \frac{F_{cIV}}{2 \cdot ADGH} = \frac{373 + 4718 + 909,5 + 15164}{2 \cdot 16,35 \cdot (6 - 0,8)}$

$$P = 124,46 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 124,46 \text{ MPa} < 200 \text{ MPa}$$

Vérification de la tête de la roue mobile portant les ambus:

la section I-I est soumise à la traction et la flexion.

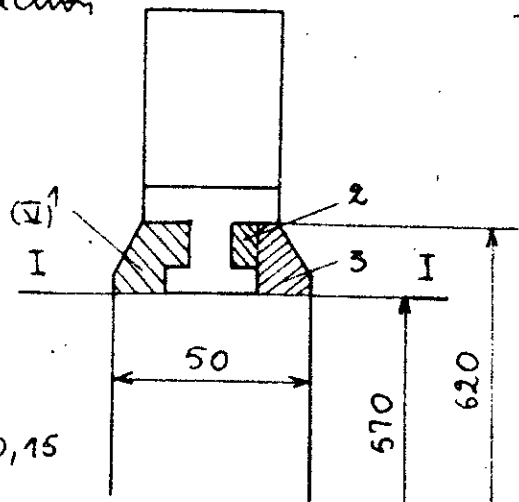
la force centrifuge sollicitant

cette section est égale à

$$F_c = F_{cI} + F_{cII} + F_{cIV} + F_{cV}$$

$$F_{cV} = m_V \cdot \omega^2 \cdot R_V \cdot 2$$

$$m_V = 2\pi \cdot \rho \cdot R_V \cdot \left[z \left(\frac{0,50 - 0,25}{2} + 0,52 \cdot 0,15 + \frac{0,52 \cdot 0,15}{2} \right) \right]$$



A.N: $m_{II} = 19 \text{ kg}$; $R_{II} = 0,288 \text{ m}$

$$F_{C_{II}} = 2 \cdot 19 \cdot 0,288 \cdot (408,4)^2 = 78253,55 \cdot 10^2 \text{ N.}$$

$$F_C = F_{C_{II}} + 3(F_{C_{III}} + F_{C_{IV}} + F_{C_{V}}).$$

$$F_C = 78253,55 \cdot 10^2 + 114 \cdot (373 + 4718 + 909,5) = 25094 \cdot 10^2 \text{ N.}$$

- contrainte de traction:

$$\sigma_{tr} = \frac{F_C}{A_{I-I}} = \frac{25094 \cdot 10^2}{2,448 \cdot 10^{-2}} = 2800,70 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{tr} = 28 \text{ MPa} = 280 \text{ kgf/cm}^2.$$

- contrainte de flexion:

le moment de flexion $M_{fl} = (3F_{C_{II_2}} + F_{C_2}) \cdot r$

$$F_{C_{II_2}} = 1364,51 \text{ N.}$$

$$F_{C_2} = m_2 \cdot \omega^2 \cdot R_2$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_2 = \pi \cdot (6,20 - [5,7 + 2 \cdot 0,11 + 0,13]) \cdot 0,13 \cdot 0,15 \cdot 7,85 = 0,072 \text{ kg.} \\ r = 17,5 \text{ mm.} \end{array} \right.$$

$$F_{C_2} = 0,072 \cdot (408,4)^2 \cdot 0,292 = 3506,6 \text{ N}$$

moment de flexion $M_{fl} = (114 \cdot 1364,5 + 3506,6) \cdot 0,0175$

$$M_{fl} = 2783,54 \text{ N.m}$$

module de flexion $W_{fl} = \frac{\pi (62 - 2 \cdot 1,6) \cdot (1,25)^3}{6} = 48 \text{ cm}^3$

$$\sigma_{fl} = \frac{2783,54}{48 \cdot 10^{-6}} = 58 \text{ MPa} = 580 \text{ kgf/cm}^2$$

la contrainte totale sera alors:

$$\sigma_t = \sigma_{tr} + \sigma_{fl} = 280 + 580 = 860 \text{ kgf/cm}^2.$$

CONCLUSION

L'étude que nous avons faite dans ce projet donne une simple idée sur les nombreux problèmes que rencontre les constructeurs de turbines à vapeur. Elle nous a permis de voir comment s'introduire dans l'étude des projets de ce type de machines, qui a réalisé un développement sans exemple. L'évolution vers des paramètres plus élevés place les constructeurs devant des tâches nouvelles, en dépit de plusieurs qui ont été réalisés jusqu'à présent; grâce à l'expérience qui joue un grand rôle dans ce domaine de projets.

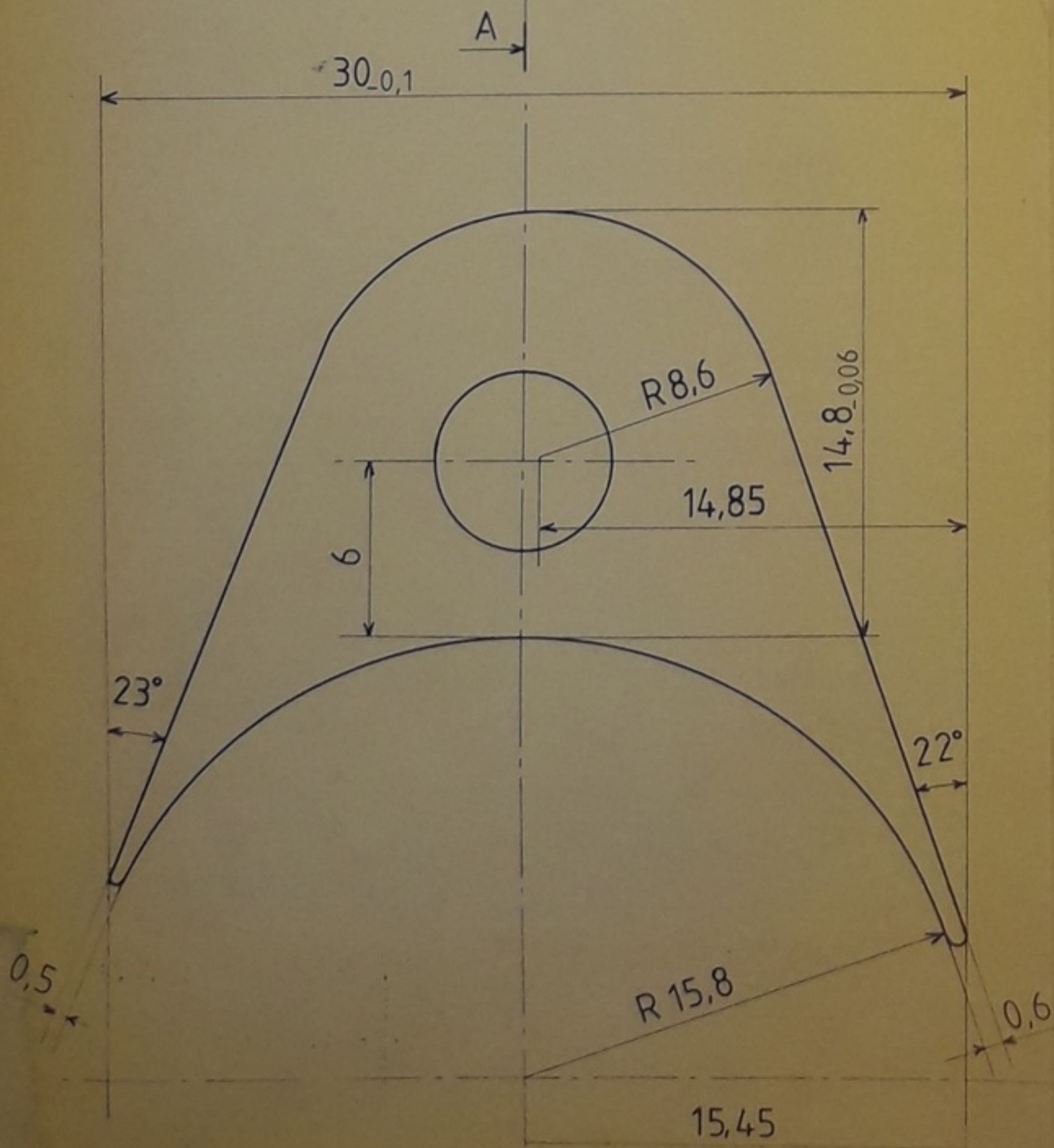
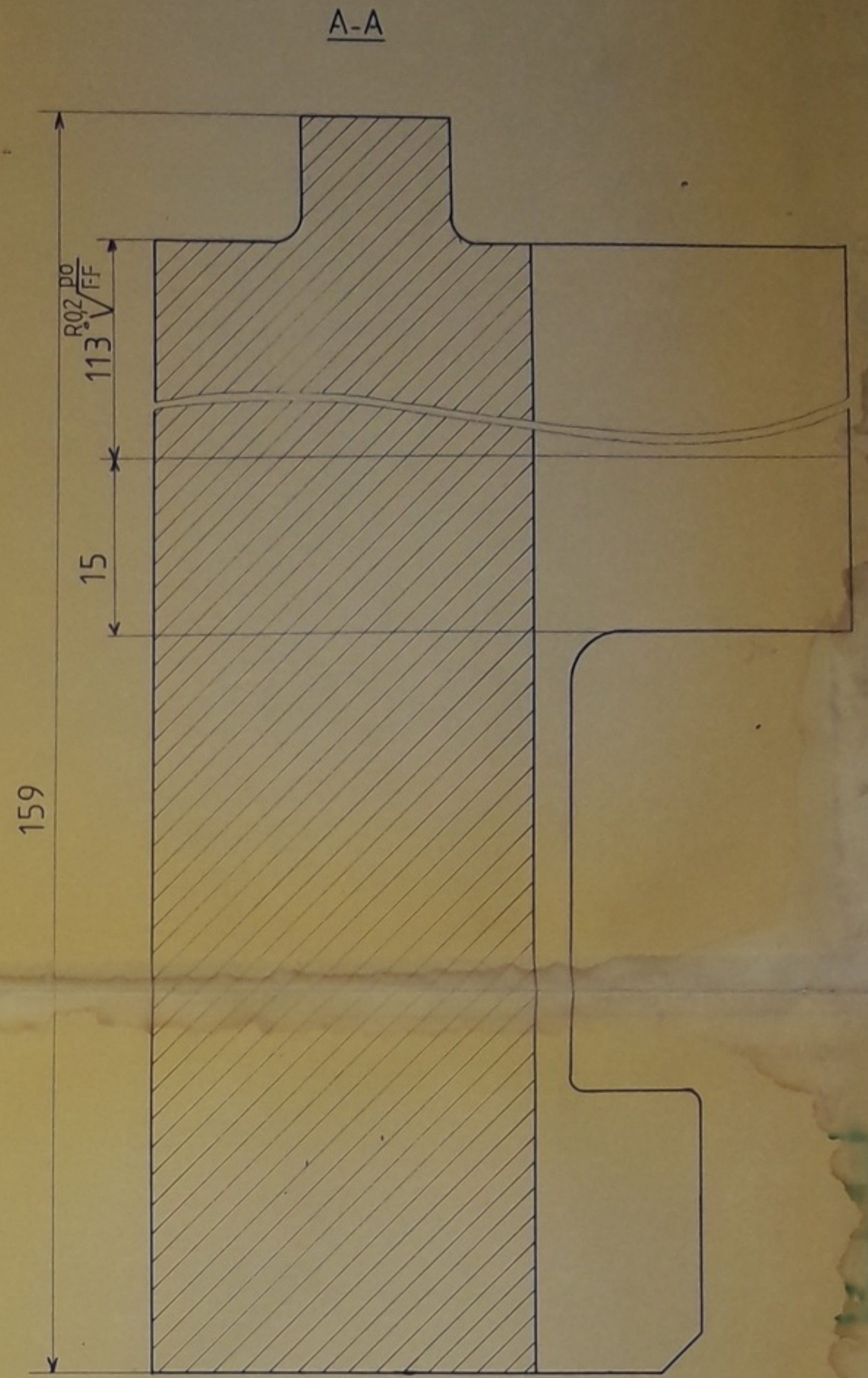
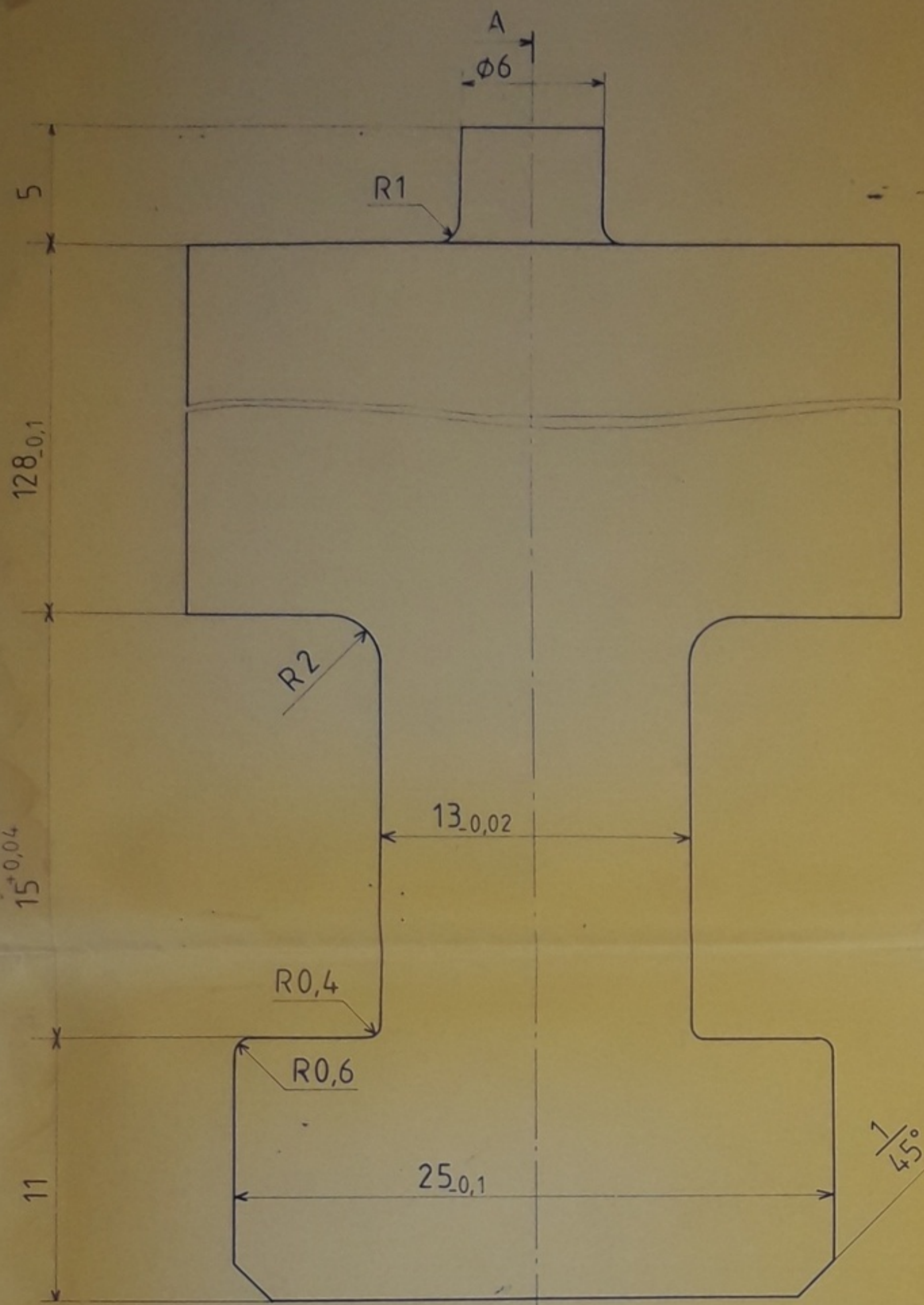
Il faut remarquer que l'étude de turbines à vapeur repose essentiellement sur une somme de données pratiques, accumulée durant plusieurs années de recherches et qui ne cesse d'acquiesce.

Ce que nous pensons, c'est d'avoir fait une étude valable pour cerner au mieux certains problèmes qui se sont posés, et nous espérons rejoindre dans l'avenir tous les spécialistes, pour viser le même but: réaliser une machine motrice sûre d'une économie maxima.

BIBLIOGRAPHIE

- 1- Méchanik Poradnik Techniczny
Warsaawa-1954
tome IV
- 2- La Turbine à vapeur moderne
E.A-Kraft,- Dunod-1957
E.N.P côte 621.244
- 3- TURBINE à vapeur et à Gaz
Lucien-Vivier - 1967
E.N.P côte 621.244
- 4- Les TURBINES
A-Ouberechts -1974
B.N côte 475.854
- 5- Reve machine motrices
et receptrices
R-Thibaut
B.N côte 401.990/2
- 6- Notes de quelques Professeurs



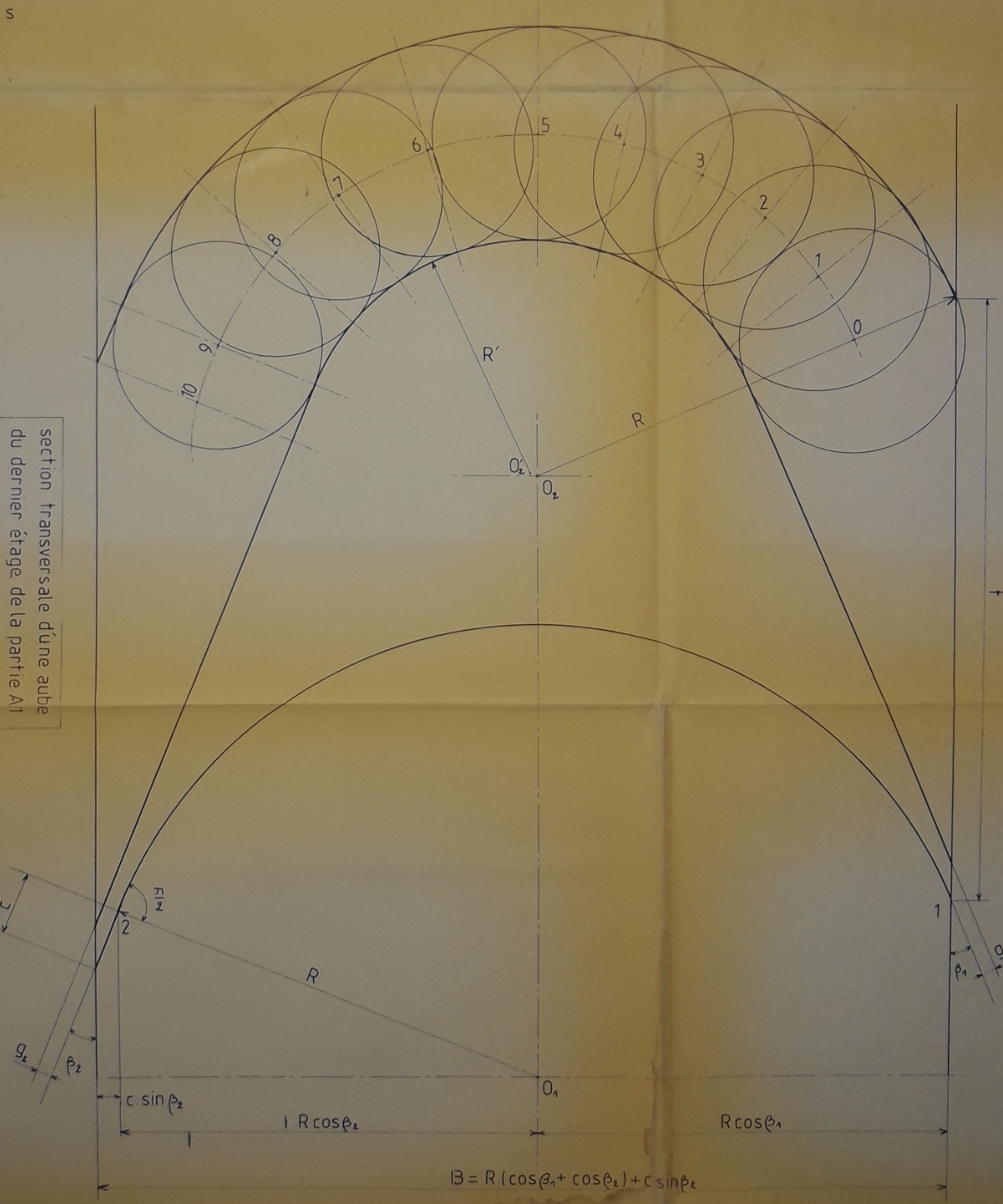
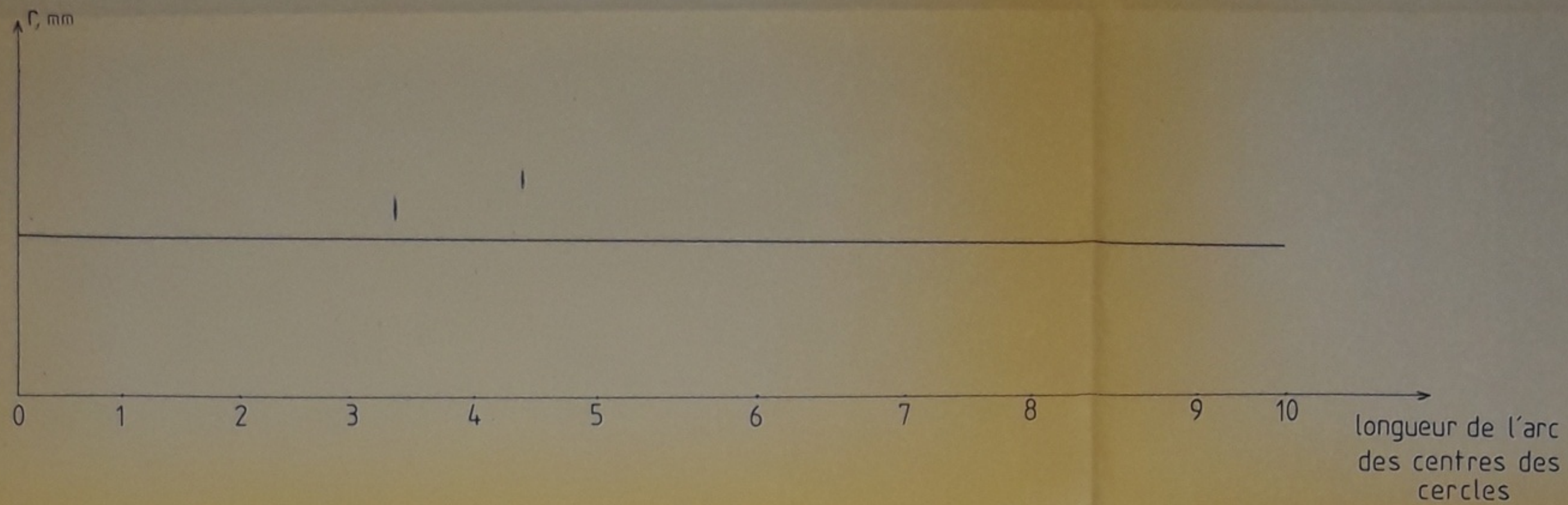


PM 012 182

الجامعة الوطنية للعلوم والتقنية
المكتبة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		AILETTE MOBILE
5:1			
Etudiant	R. DIZENE		E.N.P.A Dép. Mécanique
Professeur	R. SMETNY		
			TV11 01 02

VERIFICATION DU TRACE DU PROFIL
DE L'AUBE A ACTION DU DERNIER
ETAGE PARTIE A1



section transversale d'une aube
du dernier étage de la partie A1

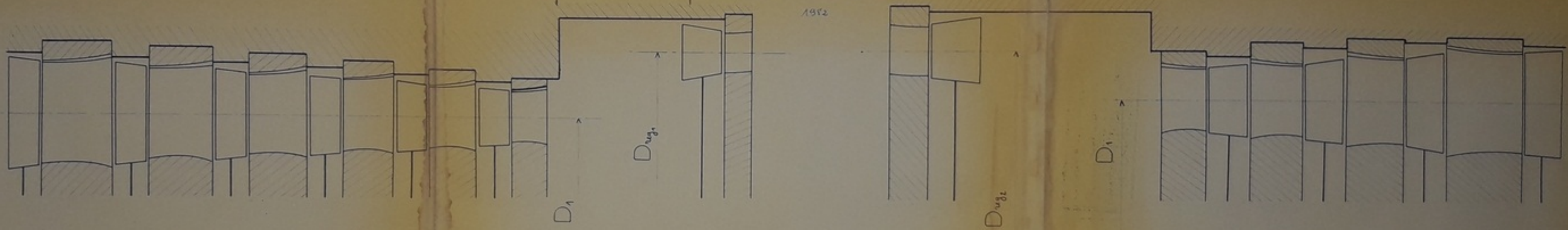
PM012/82

- B = 30 mm
- t = 21,14 mm
- c = 2 mm
- R = 15,84 mm
- g₁ = 0,5 mm
- g₂ = 0,6 mm
- β₁ = 23°20'
- β₂ = 22°17'

$$B = R(\cos\beta_1 + \cos\beta_2) + c \sin\beta_2$$

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		BIBLIOTHEQUE	
Echelle	Masse	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
10:1			
Etudiant	DIZENE	Rég. 5113	
Promoteur	RSMETNY		
PROFIL D'AUBAGE		E.N.P.A	
TV 00101		Dép. MÉCANIQUE	

G. Mécanique
Étude par: DIZENE-Rabah
1982



PM012/82

1^{er} CORPS
(haute-pression)

المعهد الوطني للعلوم والتقنية
البيزنطية

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

SCHEMAS D'AUBAGE
DE LA
TURBINE

2^e CORPS
(basse-pression)

