

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT
ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

USTHB

L. ep

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المعهد الوطني للعلوم التطبيقية
Département de MÉCANIQUE

المعهد الوطني للعلوم التطبيقية
PROJET NATIONAL EN POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

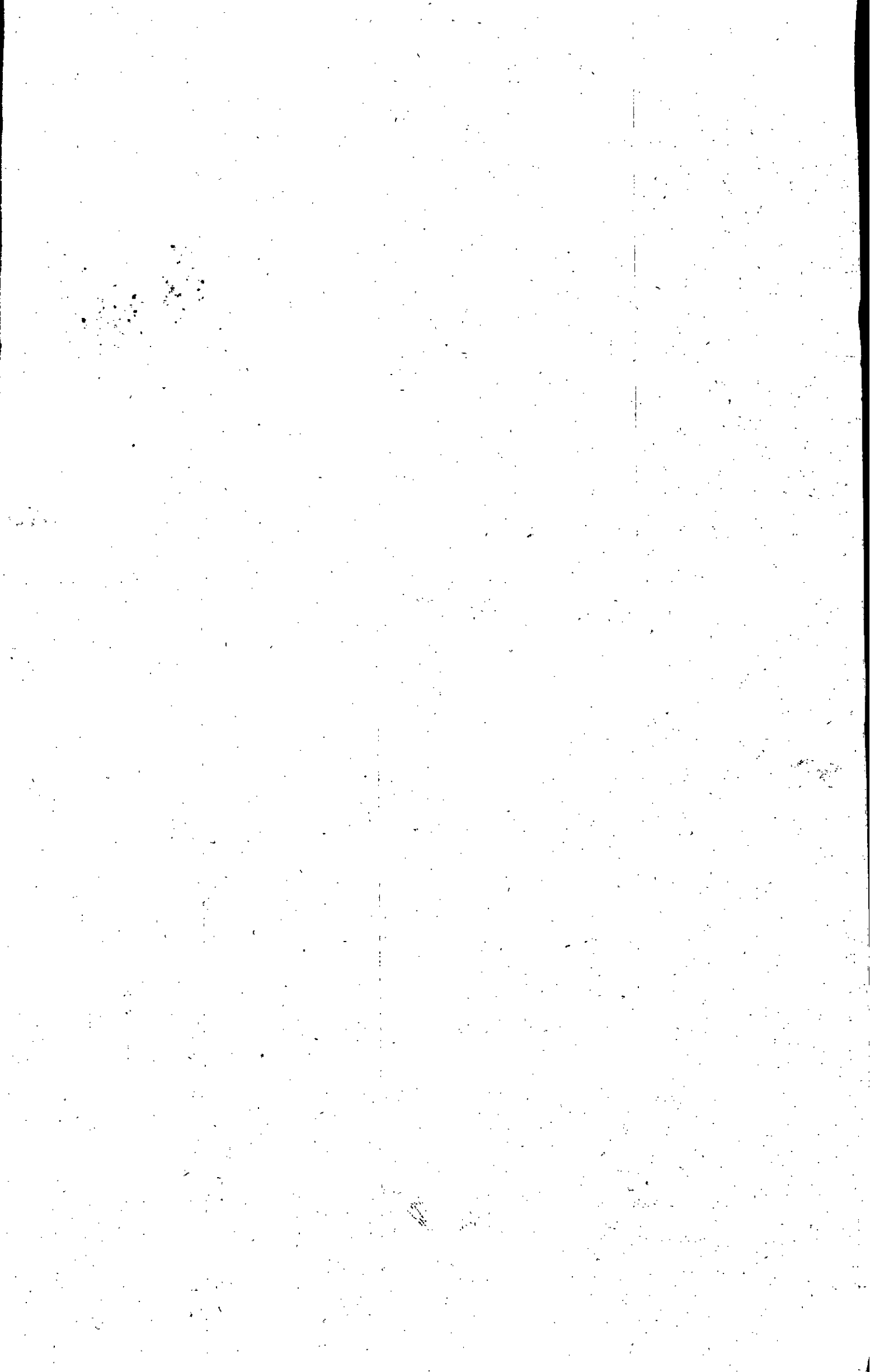
TURBINE A VAPEUR
A
CONDENSATION
A
SOUTIRAGE RÉGLÉ
DE
Type: ACTION

4 PLANCHES

Promoteur: M^r R. SMETNY-SOWA.
maître assistant à L'ENP

Etudié par: L. ABDELLAOUI

Promotion: Janvier 82



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT
ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

USTHB

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de MÉCANIQUE

Projet de fin d'études

TURBINE A VAPEUR
A
CONDENSATION
A
SOUTIRAGE RÉGLÉ
DE
Type : ACTION

Promoteur: M^r R. SMETNY-SOWA.
maître assistant à L'ENP

Étudié par: L. ABDELLAOUI

Promotion: Janvier 82

A la mémoire

de notre cher et regrettable
PROMOTEUR

Monsieur :

R. SMETNY-SOWA

maître assistant à l'ENP

qui nous a suivis tout le long de cette étude.

REMERCIEMENTS

Je remercie :

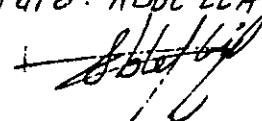
- Mr WERNER maître assistant à l'ENP
sur ses conseils.
- Tout le corps enseignant.

l'expression de ma profonde reconnaissance.

DÉDICACES

- mes parents, très chers.
- mes frères et sœurs
- mes amis
- mes collègues
- ceux qui m'ont aidé
- La promotion Janvier 82.

l'aïd. ABDELLAGUI



SUJET

Turbine à vapeur à condensation, monocellulaire, à soutirage à une seule prise de soutirage réglé; construction axiale, type à action.

Données: débit total de vapeur: $G_h = 50 \text{ t/h}$.

paramètres de vapeur: $p_{01} = 36 \text{ bars absolus}$
 $T_{01} = 435^\circ\text{C}$

pression au condenseur: $P_2 = 0,08 \text{ bar absolu}$.

Soutirage réglé: - débit de soutirage: $G_s = 20 \text{ t/h}$.

- pression de soutirage: $p_s = 1,5 \text{ bars absolus}$.

- nombre de tours par minute: $n = 3000 \text{ tr/min}$

- La puissance de la turbine à déterminer par le calcul du rendement total pour la partie à contrepression et la partie à condensation.

- Comme étage de régulation prend: pour la contrepression:

- Roue Curtiss

pour la condensation:

- une roue simple: une seule couronne type action.

Utilisation de la turbine:

Cette turbine est prévue pour la production combinée d'énergie et de chaleur dans les usines de l'industrie pétrolière, pétrochimique, sidérurgique, d'alimentation...

A exécuter: 1 Calcul et description.

1.1 Calcul thermodynamique

1.2 Calcul de résistance

1.3 Description des organes principaux par le schéma.

2 Dessins

2.1 coupe longitudinale

2.2 schéma d'aubage

2.3 rotor pour calcul de la vitesse critique.

Et soit

$$\chi = 1800 \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{Kcal}} \right]$$

SUMMAIRE

	page
Introduction	1
Généralités	2
A - Calcul thermodynamique	9
A1 Calcul préliminaire	9
A2 Calcul de disposition	12
A2I La contre pression	12
A2II Partie condensation	36
Etanchéité	50
A3 Puissance effective	55
B Calcul de résistance :	56
B1 Calcul du rotor à la vitesse critique	56
B2 Calcul de l'arbre à la résistance	60
C Etude descriptive	61
1 matériaux utilisés	61
2 Aubage distributeur	62
3 Diaphragme	63
4 Aubage mobile	63
5 Disques de turbines à action	63
6 arbres	64
7 Enveloppe - brides	65
8 Condenseur à surface	66
9 Paliers	66
10 Accouplement - vireur	67
11 Régulation	67
Conclusion :	70
Bibliographie	71
<u>Dessins :</u>	
coupe longitudinale	TV10.00.00
rotor à la vitesse critique	TV10.00.01
schéma d'aubage :	- partie contrepression
	- partie condensation.

SCHÉMAS

	page
• Fonctionnement de l'aubage	5
• Roue Curtis	13
• turbine avec garnitures	49
• Régulation	68

DIAGRAMMES

• Paramètres optimaux: $\alpha = f(\lambda)$ et $u/c_1 = f(\lambda)$ et $\eta_u = f(\lambda)$	11
• de correction de l'angle α_1 : $w^0 = f\left(\frac{P_{reg}}{P_1}\right)$	18
• de Wagner: $\Psi = f(\beta_1 + \beta_2)$	
• Paramètres pour le calcul des deuxièmes étages à action	44
• enthalpie-entropie (i, s)	48

TABLEAUX

• $\beta_2, \alpha_1, \beta_2$ et $\eta_u = f(c_1/u)$ pour Curtis	22
• des résultats du calcul de la partie à contrepression	35
• des résultats du calcul de la partie à condensation	47
• de normes de la tuyauterie	53

COURBES

• D'optimisation du rendement intérieur de Curtis ($\kappa=2$)	23
• " " " " " de la roue ($\kappa=1$)	39

TRIANGLES DES VITESSES

• Roue Curtis: $\kappa=2$	27
• des étages de la partie à contrepression	34
• Roue à une couronne: $\kappa=1$	41
• des étages de la partie à condensation	46

La turbine à vapeur, qui est une machine productrice d'énergie que ce soit électrique ou mécanique ou même thermique, a connu un développement fructueux et rapide.

Une directive s'est affirmée inébranlable en dépit de tous les changements successifs d'opinions et de conflits des conceptions.

« La nécessité de l'absolue sécurité »

Pour les constructions modernes, par importance, l'absolue sécurité, s'est accrue depuis l'utilisation des pressions et des températures élevées.

Pour tirer partie des possibilités offertes : les procédés de construction, les propriétés des matériaux disponibles actuellement, s'est là une décision à réserver pour examen dans chaque projet dans le cadre de l'économie générale de l'installation tout entière.

Notre étude comparative :

Un calcul thermodynamique

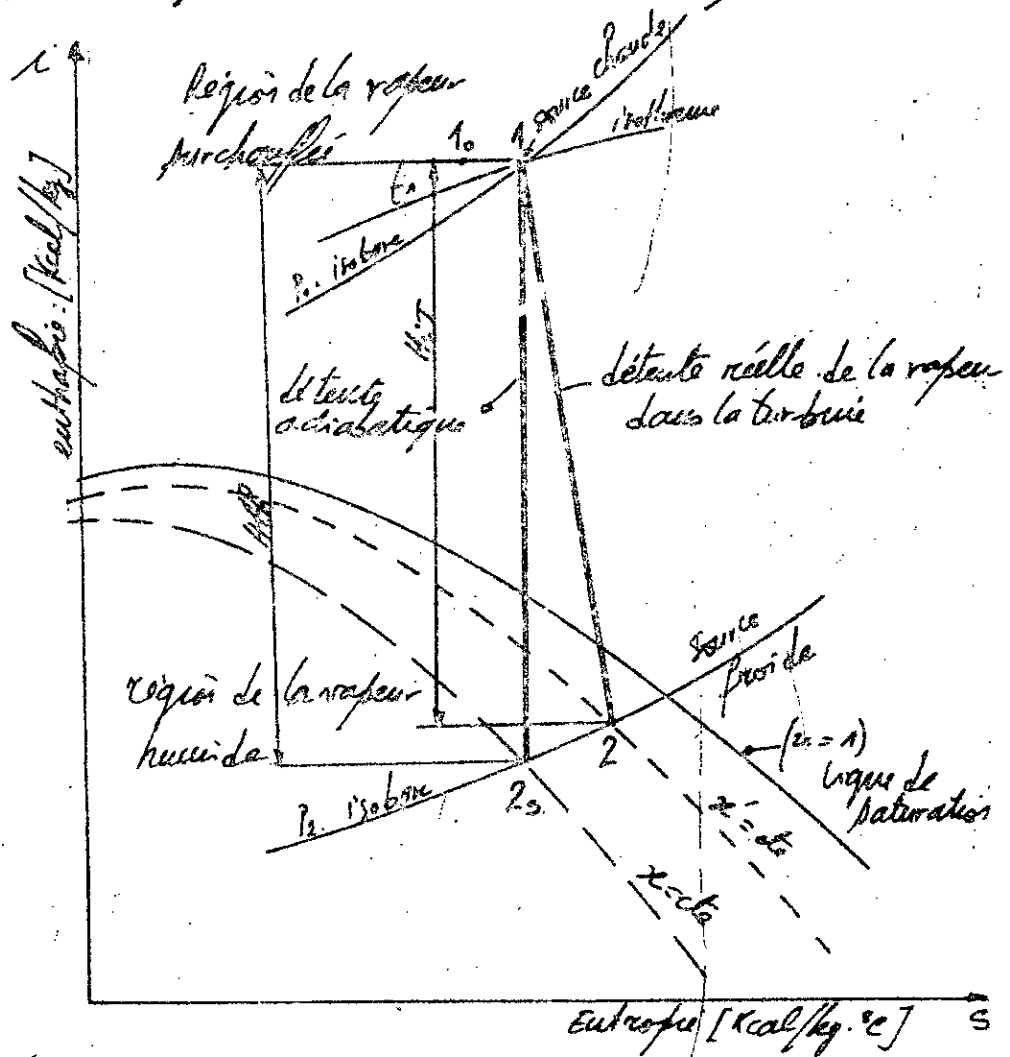
Un calcul de résistance

Et une étude descriptive des organes principaux de la turbine.

Objet de la turbine

Rôle de la turbine à vapeur est de transformer en énergie mécanique l'énergie contenue dans la vapeur d'eau sous la forme d'énergie thermique et d'énergie de pression. La somme de ces deux énergies exprimée en kcal/kg de fluide est caractérisée par l'enthalpie de la vapeur d'eau fonction de la pression et de la température.

En créant une différence de pression et une chute de température, on réalisera une chute d'enthalpie entre la source chaude (générateur de vapeur) et la source froide (condenseur, atmosphère). La turbine placée entre les deux sources assure la transformation en énergie mécanique de rotation avec le minimum de perte.



rendement thermodynamique ou métrique $\eta = \frac{H_{1T}}{H_{14}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$

L'élément constitutif de la turbine à vapeur est la cellule comprenant :

- Un distributeur fixe composé de tuyères et d'aubes ayant pour but la transformation de l'énergie thermique de la vapeur mise à sa disposition (ou une seule porte seulement) en énergie cinétique.
- Une roue mobile fixée sur l'arbre et dont les ailettes situées 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 cellule car d'un point de vue technique c'est irréalisable pour une chute donnée, d'où la chute est pratiquement fractionnée entre plusieurs cellules placées en série.

Le premier distributeur est généralement précédé d'un tore d'admission amenant la vapeur aux tuyères précédés lui-même d'une vanne d'arrêt et de une ou plusieurs pompes de réglage de débit.

La dernière roue est suivie d'un tore ou fond d'échappement conduisant la vapeur au condenseur ou vers les appareils d'utilisation.

La puissance mécanique est transmise au récepteur à l'aide d'un arbre supporté par des paliers et immobilisé longitudinalement par une bague appropriée. Des dispositifs d'étanchéité sont prévus au passage de l'arbre dans les paliers du stator.

En ACTION :

La chute h_{ad} mise à la disposition de la cellule peut être transformée entièrement en énergie cinétique dans le distributeur (aux pertes près)

$$v_1^2/2g = \eta h_{ad} \text{ avec } \eta < 1 \quad ; v_1: \text{ vitesse à la sortie du distributeur.}$$

Le jet de vapeur à la sortie des tuyères est libre et la pression qui règne de part et d'autre des ailettes mobiles est théoriquement la même :

La turbine est dite à ACTION.

En RÉACTION :

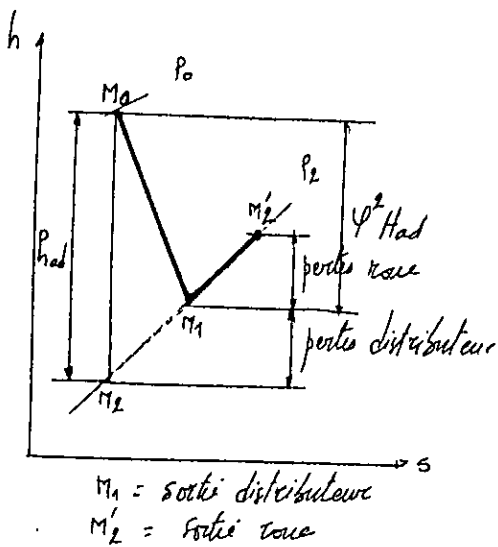
Une partie de vapeur seulement de la chute d'enthalpie est transformée en énergie cinétique à la sortie de la tuyère, le restant est directement transformé en énergie mécanique par les aubages mobiles.

La turbine est dite à RÉACTION.

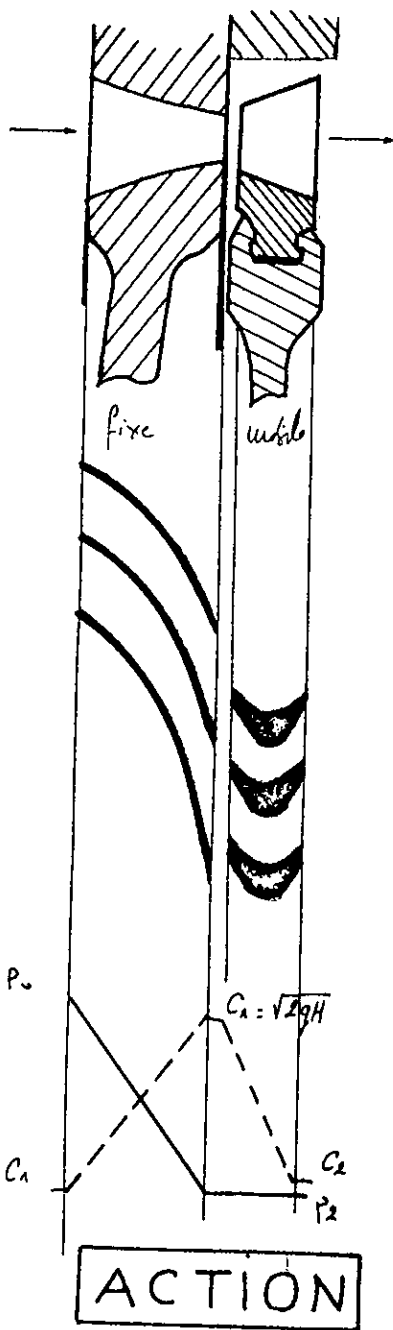
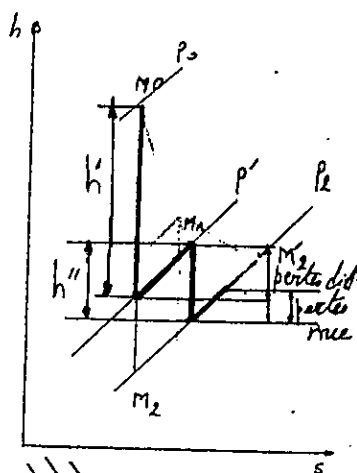
Les veines de vapeur à la sortie des tuyères fixes sont forcées dans les aubages mobiles, la chute de pression et de chaleur se fait partie dans l'aubage fixe partie dans l'aubage mobile, l'injection dans la roue est nécessairement totale.

$$\text{degré de réaction: } \sigma = \frac{h''}{h_{ad}} = 1 - \frac{h'}{h_{ad}}$$

En réalité les turbines à réaction possèdent généralement une première cellule à action (étage de réglage) et que les turbines à action possèdent dans leur étage basse pression un degré de réaction non négligeable.

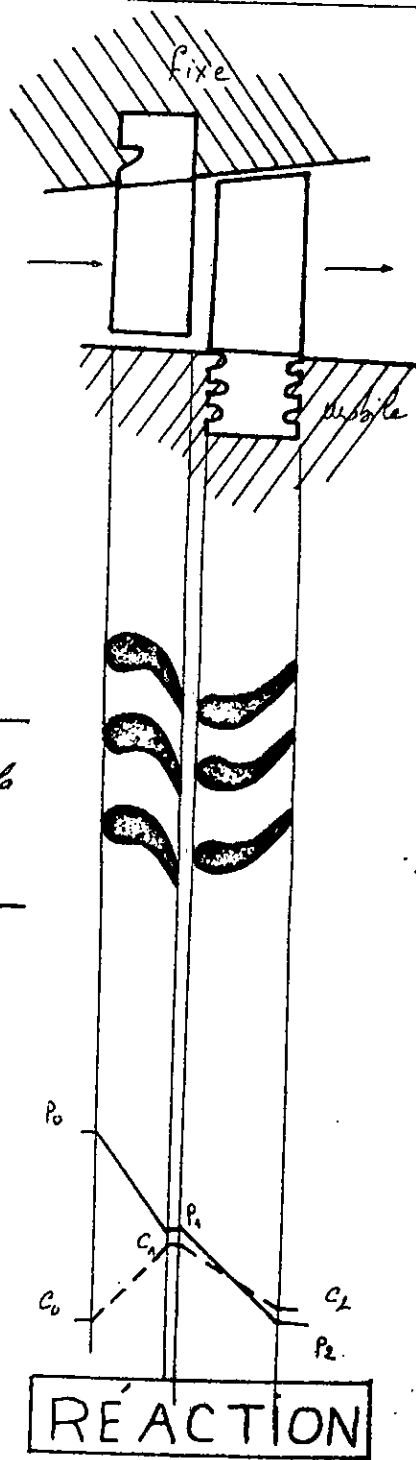


$h' + h'' = H_{ad}$



P et c : pression et vitesse de la vapeur aux divers points de l'aubage

Fonctionnement de l'AUBAGE a :



Les moyens permettant d'améliorer le rendement:

L'augmentation du rendement thermodynamique est liée à la conception, au tracé des circuits de vapeur, aux formes constructives de la machine.

Plus précisément :

- les pertes à l'écartement dépendent de la vitesse de la vapeur de la forme et de la longueur des canaux qui doivent être tracés de manière à éviter frottement excessifs, chocs, déviations de jet, décollement.
- la recherche des vitesses d'écartement modérées conduit à augmenter le nombre d'étages mais on est limité dans cette voie par le prix de revient de la machine.
- les pertes par frottement de roues et ailettes mobiles sont plus grandes dans le cas de l'injection partielle.
- l'élimination de l'eau condensée dans les étages haute pression, un tracé correct des fonds d'échappement contribuent à augmenter le rendement.

L'amélioration du rendement du cycle peut être obtenue par :

- augmentation de la chute d'enthalpie en élevant la pression et température initiales, en abaissant la pression finale à la suite de la turbine.
- Réduction de la perte au condenseur en réchauffant l'eau d'alimentation par le pulvérisage de vapeur.
- par l'emploi de la surpression pure lorsque l'installation le permet.
- la surchauffe.

Dans les turbines à condensation, l'énergie thermique contenue dans la vapeur d'échappement est entièrement livrée à l'eau de refroidissement et par suite perdue. Par conséquent, quel que soit le perfectionnement apporté le rendement de l'installation n'en demeure pas moins très modeste.

Il n'en est plus de même si la chaleur de condensation peut être utilisée pour le chauffage ou des fabrications industrielles.

Une telle installation qui n'est plus soumise ni à de faibles pertes mécaniques, électriques peut offrir, même avec une puissance très réduite, la concurrence des grandes installations thermiques et hydrauliques.

En général l'installation industrielle produit de la vapeur. Est-elle à besoin et l'énergie qui correspond au débit de vapeur et à la chute thermique fixée substituée son produit qui, sans la mesure où il n'est pas utilisé sur place, est fournie à un grand réseau électrique.

Le choix des caractéristiques de sortie (vapeur saturée ou légèrement surchauffée) est fixé par les possibilités d'utilisation de la vapeur d'échappement de la turbine.

La détermination des paramètres initiaux est plus complexe et résulte d'un calcul de rentabilité faisant intervenir de nombreux facteurs.

Commande directe:

si les vitesses les plus favorables pour la turbine et pour la machine entraînée sont en concordance.

- Turbine de type : à ACTION ou à RÉACTION.
- Turbine à un ou plusieurs corps.
- Turbine axiale ou radiale
- Turbine à contrepression ou à condensation
- Turbine à soutirage ou non

Commande indirecte:

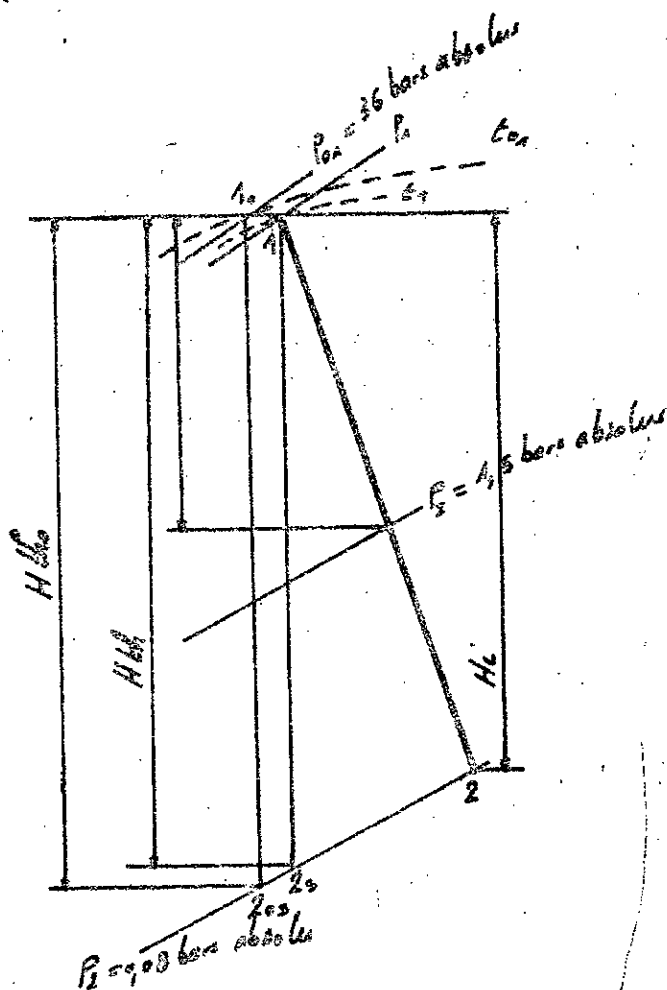
pour ça on utilise des réducteurs pour ramener les vitesses en concordance.

on trouve la même classification.

Notre sujet:

turbine à vapeur monocylindrique, de type à ACTION, axiale, avec soutirage réglé et à condensation.

1 Calcul préliminaire
 1.1 Chutes d'enthalpies
Diagrammes (i, s)



au passage de la vapeur dans les roues, la vapeur perd de sa pression et de sa température. Cette perte qui est isenthalpique est de l'ordre de 5%.

alors P_0 = pression d'entrée à la turbine est:

$$P_0 = (1 - 0,05) P_{0,0} = 0,95 \cdot P_{0,0} = 0,95 \cdot 36 = 34,2 \text{ bars}$$

$$H_{th0} = i_{1,0} - i_{1,0s} = 788,5 - 519 = 269,5 \text{ Kcal/kg}$$

$$H_{th} = i_{1,0} - i_{1,s} = 788,5 - 520 = 268,5 \text{ Kcal/kg}$$

1.2 Facteur de pertes de la vapeur : ζ_{vau}

$$\zeta_{vau} = \frac{H_{th0} - H_{th}}{H_{th0}} = 3,7 \cdot 10^{-3}$$

1.3 Rendement utile de l'aubage : η_u

$$\eta_u = f(\zeta) = f(1000) = 0,825$$

1.4 Rendement inférieur de l'étage : η_{it}

$$\eta_{it} = \eta_u - \zeta_{fr} - \zeta_{fr}$$

ζ_{fr} = coefficient de pertes par frottement internes = 2,5%

ζ_{fr} = pertes par frottement des disques et par ventilation : $0,03 \div 0,04$

$\eta_{lit} = 0,925 - 0,03 - 0,015 = 0,77$
 1.5 Rendement interne de la turbine: η_{lit}

$$\eta_{lit} = \eta_{lit} (1 - \zeta_{rou}) / (1 - \zeta_u) \cdot \mu$$

ζ_u = coefficient d'épanouissement dans la région humide, pour $\alpha = 10^\circ$
 la vapeur surchauffée: $\zeta_u = 0$

ζ_μ = coefficient d'auto-surchauffage: $1,05 \div 1,06$

$$\eta_{lit} = 0,77 (1 - 3,7 \cdot 10^{-3}) / (1 - 0) \cdot 1,06 = 0,8132$$

1.6 Rendement global de la turbine: η_{let}

$$\eta_{let} = \eta_{lit} (1 - \zeta_{vr}) (1 - \zeta_{fe}) \eta_m$$

ζ_{vr} : coefficient de perte par vitesses restantes

$\zeta_{vr} = 0$ dans le cas des paramètres optimaux.

ζ_{fe} = coefficient de fuite axiales = 0,03

η_m : rendement mécanique pour notre cas: $\eta_m = 0,976 \div 0,985$

$$\eta_{let} = 0,8132 (1 - 0) (1 - 0,03) \cdot 0,985 = 0,777$$

1.7 Calcul de la puissance: N_e

$$N_e = \frac{3600 \cdot G_c}{860} \cdot H_s \cdot \eta_{let} (1 - \zeta_{fe})$$

1.7.1 chute réelle de la turbine: H_i

$$\eta_{lit} = \frac{H_i}{H_{th}} \rightarrow H_i = \eta_{lit} \cdot H_{th} = 0,8132 \cdot 268,5 = 218,32 \text{ Kcal/kg}$$

1.7.2 Enthalpie au point 2: i_2

$$H_i = i_1 - i_2 \rightarrow i_2 = i_1 - H_i = 788,5 - 218,32 = 570 \text{ Kcal/kg}$$

1.7.3 Calcul de H_s :

$$H_s = 1 \cdot (i_1 - i_2) + (1 - \alpha) (i_2 - i_2); \quad i_2: \text{enthalpie au saturation.}$$

$$= 1 (788,5 - 657) + (1 - \frac{40}{50}) (657 - 570) = 173,7 \text{ Kcal/kg}$$

d'où $N_e = \frac{3600}{860} \cdot \frac{50000}{3600} \cdot 173,7 \cdot 0,9985 (1 - 0,03) = 19201 \text{ MW}$

2 Calcul de disposition

L'étude portera sur deux parties séparées par un diaphragme: l'une à surpression, l'autre à souspression.

I. LA CONTRE PRESSION

- But:
1. Calcul de la chute d'enthalpie et des dimensions de la roue de régulation qui est de deux couronnes ou Roue de Curtiss. $K=2$
 2. Calcul des diamètres et des longueurs d'aubes du premier et dernier étage de la partie à action.
 3. Calcul du nombre d'étages
 4. Calcul de taille de la partie à action
 5. Etanchéité et tuyauterie (fuites extérieures).

Roue Curtiss:

La détente est complète dans la tuyère, entre les roues à action se trouvent placés les aubes dont le rôle est de redresser le flux de vapeur sans provoquer de chute de pression.

Première disposition:

Les aubes de la roue et du redresseur sont symétriques.

$$\beta_1 = \beta_2 \quad d_1 = d_2 \quad ; \quad \beta'_1 = \beta'_2$$

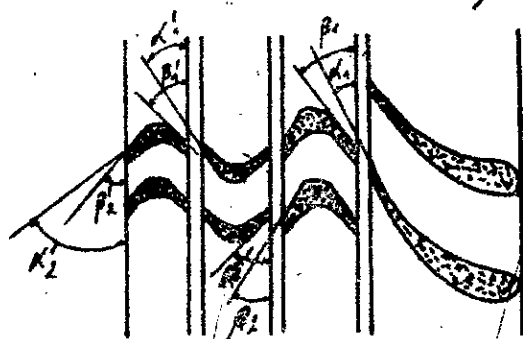
On aura: une répartition inégale des puissances sur chaque couronne.

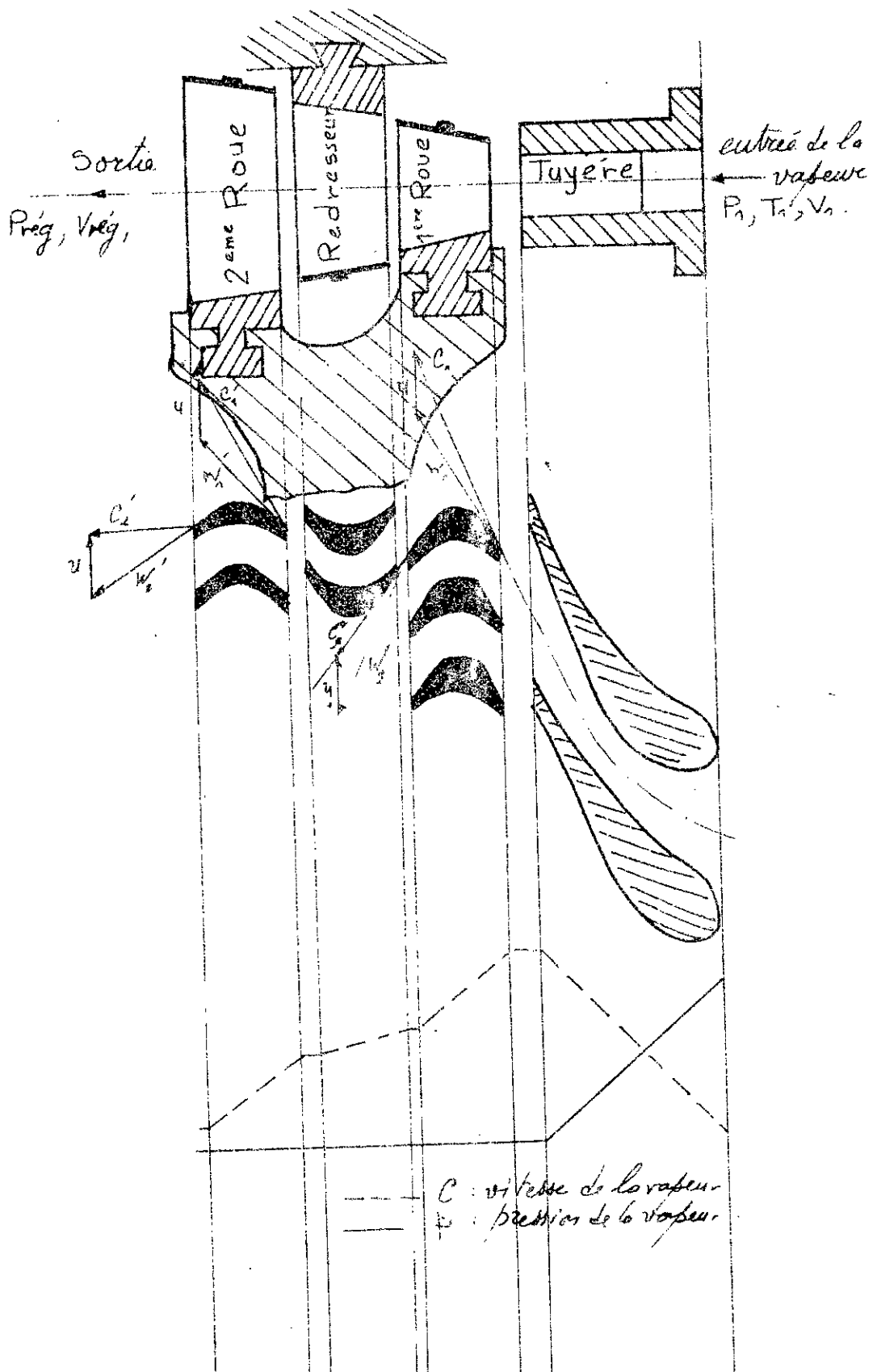
Deuxième disposition:

Roue et redresseur sont à aubes asymétriques, et angles de sortie égaux. $d_1 = d_2 = \beta_1 = \beta_2 = d_1'$.

On aura: un rendement meilleur, mais accogérateur de la hauteur d'aubes à la sortie qui est proportionnelle à $\left(\frac{1}{\sin}\right)$.

Pratiquement, on se situe entre les deux dispositions.





Roue à action à deux étages de vitesses = Roue Curtiss

Caractéristiques de la roue Curtiss.

Rendement: Le rendement utile est inférieur à celui des roues simples, mais les pertes par frottement sont réduites. Les pertes étant proportionnelles au poids spécifique de la vapeur, la place d'une roue Curtiss est alors, dans une turbine multi-cellulaire, en tête.

Fuites: Les fuites à la gorge de l'admission sont proportionnelles à la pression au premier étage, avantage par la roue double qui permet une chute de pression plus élevée.

Avantages pratiques.

Simplicité: par la diminution de la longueur de la turbine ou à longueur égale emploi d'un plus grand nombre de roue de petit diamètre pour effectuer la détente restante d'un gain de rendement (les pertes par frottement au carré de la vitesse)

La température et la pression tombent plus vite qu'avec une roue simple, intérêt au point de vue constructif de l'enveloppe
La surcharge est facile.

Inconvénients pratiques.

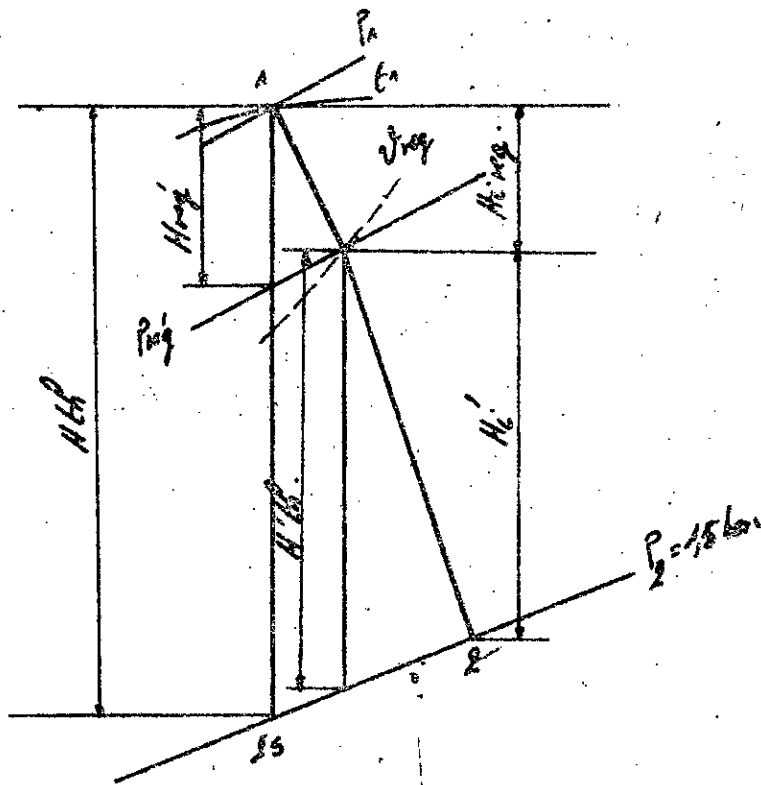
En plus du rendement moindre, érosion du distributeur et de aube due aux grandes vitesses de vapeur

Emploi de la roue Curtiss.

Roue de tête des turbines de grandes puissances, etant à action, elle permet l'injection partielle avec une hauteur d'aube variable.

Intéressant pour les turbines à réaction où l'injection totale serait en général impossible par la pression de la roue.

lorsque le prix de revient est une préoccupation primordiale, on utilise des turbines monocellulaires.



$$H_{reg} = \eta \cdot H_{reg}$$

$$H_i = H_{ls} \cdot \eta$$

Choix de la chute d'enthalpie dans Curtis.

Méthode de calcul:

1.1.1. H_{reg} : adiabatique certaine chute d'enthalpie dans Curtis

1. soit $H_{reg} = 40, 50, 60, 70, 80$ kcal/kg.

et soit $H_{reg} = 70$ kcal/kg pour faire le calcul

2. P_{1reg} : pression de régulation (i,s) soit $P_{1reg} = 12,2$ bars absolu

3. γ : coefficient de ralentissement de la vitesse de la vapeur à l'entrée
soit $\gamma = 0,95$.

4. C_1 : vitesse de la vapeur à la sortie de la tuyère.

$$C_1 = \gamma \cdot 94,53 \cdot \sqrt{H_{reg}} = 727,5 \text{ m/s.}$$

5. C_1/u : adopté 4,2.

6. u : vitesse d'entraînement : $u = \frac{C_1}{4,2} = 173 \text{ m/s}$

7. D_{reg} : diamètre de régulation : $D_{reg} = \frac{u \sqrt{1-\eta}}{0,3}$ avec $n = 3000 \text{ tr/min}$

$$D_{reg} = 1,103 \text{ m.}$$

8. η_{reg} : rendement intérieur de régulation : adopté $\eta_{reg} = 0,65$

9. $H_{reg} = Z_{reg} \cdot H_{reg} =$ chute intérieure de régulateur.

10. v : Volume spécifique de la vapeur. $v = \frac{901 \cdot h - \Delta}{p [kg/cm^2]} = 0,221 \frac{m^3}{kg}$
 Δ, p, h obtenus par (1,5)

1.1.2. Réduction de la rose Curtiss aux étages à action.

11. $(U_{reg})_{red}^2$: Carré de la vitesse périphérique de Curtiss après réduction aux étages à action.

$(U_{reg})_{red}^2: f \cdot H_{reg} \cdot \frac{Z_{reg}}{Z_{act}} = 1800 \cdot 70 \cdot \frac{9,65}{9,77} = 106364 m^2/s^2$

12. ΣU^2 : Somme des carrés des vitesses périphériques de chaque étage à action. $\Sigma U^2 = f \cdot \mu \cdot H_{th}^2 = 1800 \cdot 1,06 \cdot 70^2 = 324360 m^2/s^2$

13. $(\Sigma U^2)'$: Somme des carrés des vitesses périphériques des étages à action en tenant de la réduction aux étages à action de Curtiss. $(\Sigma U^2)' = \Sigma U^2 - (U_{reg})_{red}^2 = 217996 m^2/s^2$

14. H'_t : chute adiabatique de la porte à action (1,5): $H'_t = 107 \frac{Kcal}{kg}$

15. μ' : coefficient d'auto-surchauffage de la vapeur de la porte à action. $\mu' = \frac{\mu \cdot H_{th} - H_{reg}}{H'_t} = 1,29$

16. f' : nombre de passages de la porte à action. $f' = \frac{(\Sigma U^2)'}{\mu' \cdot H'_t} = \frac{217996}{1,29 \cdot 107} = 1580$

1.1.3 Réduction au premier étage de la porte à action.

20. u/c_n : $f(x')$ = 0,5071 voir graphe

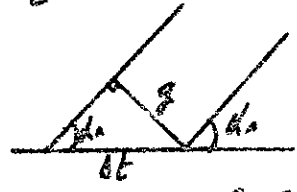
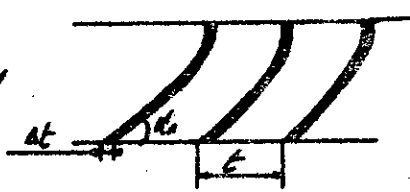
18. α_n : angle d'entrée de la vapeur à la roue mobile
 $\alpha_n = f(x') = 11^\circ 58'$ voir graphe

19. $\sin \alpha_n = 0,2079$

17. τ : coefficient d'obstruction: $\tau = 1 - \frac{\Delta t}{t} = 1 - \frac{g}{\sin \alpha_n} = 0,7829$

soit: $t = 20 \text{ mm}$

$g = 9,9 \text{ mm}$



$g = 0,5 \div 1 \text{ mm}$

21. v_1 : Volume spécifique à l'entrée de l'étage (1). $v_1 = v_{reg}$

22. l_1 : longueur de l'aube qu'il faut adopter, en premier lieu
 $l_1 = 20 \text{ mm}$ avec $l_{min} = 19 \text{ mm}$.

23. D_1 : diamètre du premier étage qui a pour support la porte à action.
 Equations de la continuité

$$G_1 \cdot v = \pi \cdot D \cdot l \cdot \tau \cdot C_n \cdot \sin \alpha_n = \pi \cdot D \cdot l \cdot \tau \cdot \frac{C_n}{u} \cdot u \cdot \sin \alpha_n$$

$$= \pi \cdot D \cdot l \cdot \tau \cdot \frac{C_n}{u} \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \cdot \sin \alpha_n = \pi^2 \cdot D^2 \cdot \frac{l}{60} \cdot \tau \cdot \frac{C_n}{u} \cdot \sin \alpha_n \cdot n$$

d'où

$$D_1 = \sqrt{\frac{G_1 \cdot v \cdot (u/c_n) \cdot 60}{\pi^2 \cdot l \cdot \tau \cdot n \cdot \sin \alpha_n}} = 9,998 \text{ cm}$$

24. u : vitesse périphérique du premier étage: $u = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60} = 156,8 \frac{m}{s}$

25. $u^2 = 24587 m^2/s^2$

26. Z' : nombre d'étages dans la partie à action de la partie à contrepression.
 $Z' = (ZU^2)/\eta_1 = 8,86$ étages.
27. D_d : diamètre du dernier étage qui est égale à D_1 .
28. V_d : Volume spécifique à l'entrée de l'aube mobile du dernier étage. V_d : Volume à la sortie de la partie à action.
 soit $V_d = 1,226 \text{ m}^3/\text{kg}$; $H_i = \eta_{i,T} \cdot H_{th}$ et D .
29. l_d : longueur d'aube du dernier étage.
 $l_d = L_d \left(\frac{V_d}{V_1} \right) = 0,111 \text{ m}$
30. $(l/d)_d$: rapport de la longueur et du diamètre du dernier étage. $(l/d)_d = \frac{1}{9}$.

1.1.4 Choix de la chute

1. v : vitesse maximum $\approx 200 \text{ m/s}$ suivant la structure.
2. Z' : nombre d'étages le plus petit.
3. $(l/d) < \frac{1}{6}$ pour avoir des aubes non voilées. (simple)
4. $\chi' < 1200$ pour une roue à action

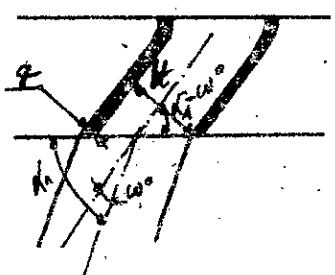
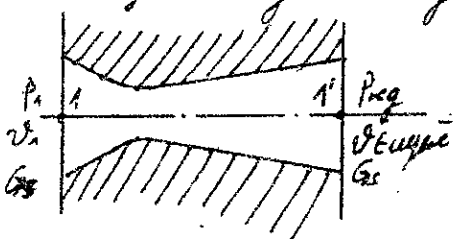
d'où: $H_{req} = 70 \text{ Kcal/kg}$

Une fois la chute choisie, on définit le genre de tuyère à adopter.

On calcule le rapport critique de la vapeur surchauffée $\beta_c = 0,5457$
 on calcule le rapport suivant nos pressions à laval d'où
 l'avant: $\beta = \frac{P_{02}}{P_1} = \frac{12,2}{34,2} = 0,356 < \beta_c$
 alors on a:

une tuyère convergente-divergente, comme on adoptera une tuyère convergente (structure simple), on corrigera l'angle α , et $w^\circ = 6,5^\circ$ voir graphique. $w^\circ = f\left(\frac{P_{02}}{P_1}\right)$.
 Cette correction w° est traduite par les ondes de choc obliques de la vitesse supercritique sans un régime anormal et donne un bon rendement meilleur.

tuyère convergente-divergente



$g = 1,2 \pm 1,6 \text{ mm}$
 $bl = 0,6 \pm 0,7 \text{ le}$

Diagramme: Correction de l'angle α_1

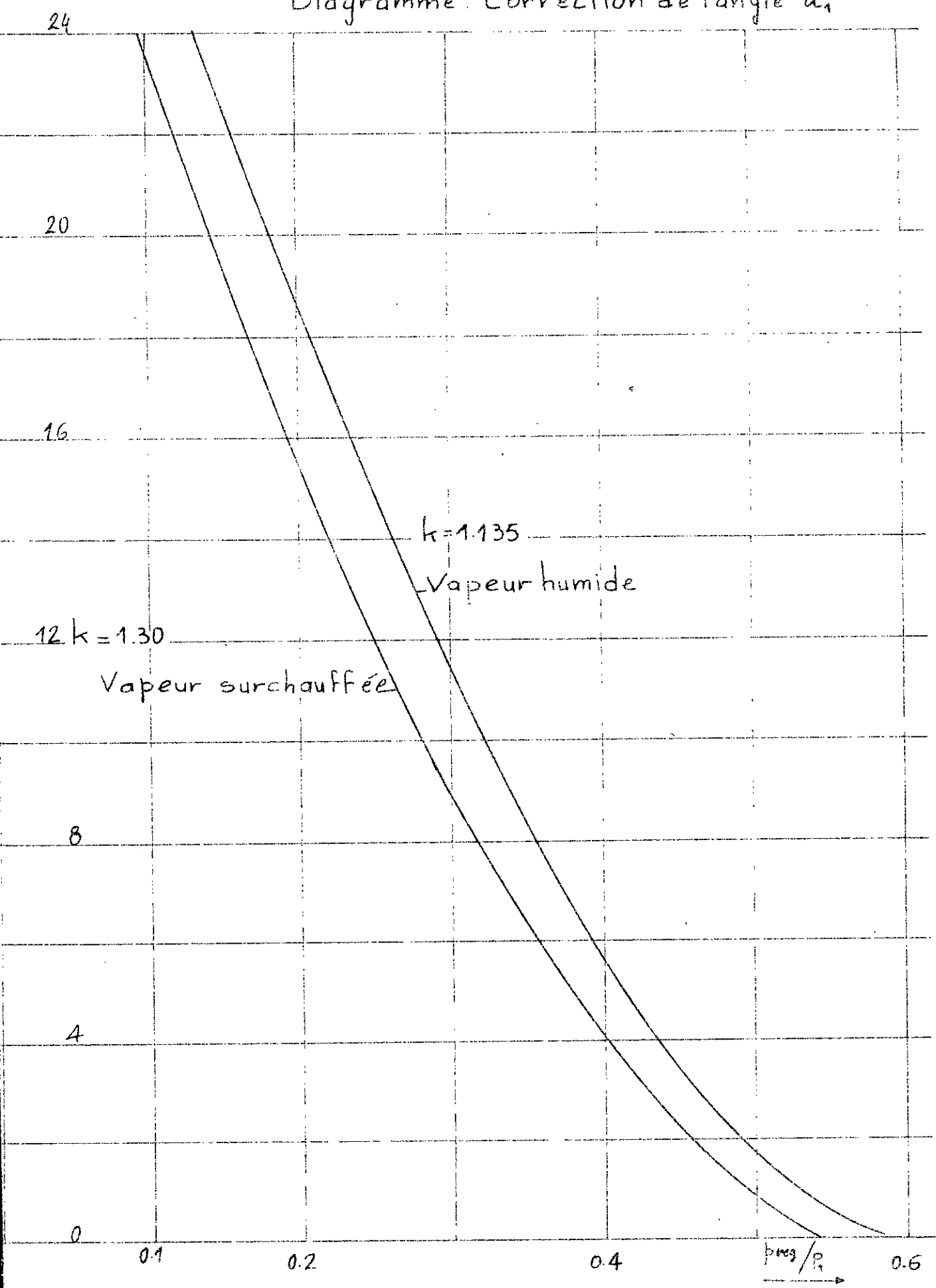


Tableau des résultats

Curtiss

1	H rég	Kcal/kg	adopté	50	60	70	80
2	P rég	bar	(x/s)	17	14,5	11,2	10
3	φ	-	adopté			0,95	
4	C ₁	m/s	φ · 94,53 √ H rég	615	673,5	737,5	777
5	C ₁ /π	-	adopté			4,2	
6	U	m/A	C ₁ / (C ₁ /π)	146	160	172	185
7	D rég	m	60 U / π m	0,932	1,021	1,103	1,178
8	V rég	-	adopté			3,65	
9	H rég	Kcal/kg	V rég · H rég	32,5	39	45,5	51
10	v	m ³ /kg	v = (0,01 · C - δ) / P	0,170	0,195	0,228	0,270

Réduction de Curtiss aux étages à action.

11	(U rég) ² red	m ² /s ²	χ · H rég · V rég / 60	75974	91169	106364	121558
12	Σ U ²	m ² /s ²	u · χ · H rég			324360	
13	(Σ U ²)'	m ² /s ²	Σ U ² - (U rég) ² red	243386	233191	217996	201802
14	H' t	Kcal/kg	(x/s)	125,5	116,5	107	97,5
15	u'	-	(u H t h - H rég) / H t h	1,037	1,031	1,029	1,027
16	χ'	$\frac{m^2 \cdot \text{bar}}{s^2 \cdot \text{kcal}}$	(Σ U ²)' / u' H t h	1909	1941	1990	2024

Réduction au premier étage de la partie à action.

17	γ	-	1 - q / (6 sin α)	0,7856	0,7843	0,7829	0,7805
18	κ ₁	°	f(χ')	12°7'	12°3'	11°58'	11°50'
19	sin α	-		0,2099	0,2087	0,2073	0,205
20	4/ε ₁	-	f(χ')	0,4945	0,4979	0,5041	0,505
21	v ₁	m ³ /kg	2 V rég	0,170	0,195	0,228	0,270
22	l ₁	m	2 l min			0,02	
23	D ₁	m	$[6 \cdot v_1 \cdot (4/\epsilon_1) \cdot 60 / \pi \cdot \gamma \cdot \sin \alpha]^{1/2}$	0,9469	0,910	0,998	1,095
24	U ₁	m/A	π D ₁ / 60	133	143,5	156,5	172
25	U ₁ ²	m ² /s ²		17697	20592	24587	29587
26	Z'	-	(Σ U ₁ ²) / U ₁ ²	14	11,3	9,96	8,85
27	D _d	m	= D ₁	0,9469	0,910	0,998	1,095
28	v _d	m ³ /kg	= v ₁	1,226	1,226	1,226	1,226
29	l _d	m	l ₁ · (v _d / v ₁)	0,1498	0,130	0,111	0,107
30	(l _d / D _d) _d	-		1/5,68	1/6,99	1/9	1/9,17

Sort

1.2 Recherche de (C_p/v) optimal

méthode de calcul.

- 1 (C_p/v) : rapport de la vitesse de la vapeur et de la vitesse d'entraînement ou prend par exemple: $(C_p/v) = 4,0; 4,1; 4,2; 4,3; 4,4$.
et soit $(C_p/v) = 4,3$ pour calculer en exemple une colonne du tableau qu'on dressera.
- 2 α_n : angle d'entrée de la vapeur dans la roue mobile qu'on choisit du tableau des valeurs donnant $\alpha_i; \beta_2; \beta_3$ en fonction de α_n et (C_p/v) .
Soit $\alpha_n = 18^\circ$ pour avoir un rendement meilleur par rapport à l'angle 16° .
- 3 C_1 : vitesse absolue de la vapeur: $C_1 = 4,94,53 \sqrt{4H_g} = 727,5 \text{ m/s}$
- 4 v : vitesse d'entraînement de l'entree: $v = C_1 / (C_p/v) = 169 \text{ m/s}$.
- 5 D_{eq} : diamètre de régulation: $D_{eq} = 60 v / \pi \omega = 1,078 \text{ m}$
- 6 F_t : surface totale des tuyères $F_t = \frac{G_1}{\psi \cdot v_1 \sqrt{\frac{2P_0}{\rho_1}}}$ = $35,67 \cdot 10^4 \text{ m}^2$
avec P_0 = pression d'entrée à la tuyère
 v_1 = vitesse spécifique au point ① (à l'entrée) = $0,0936 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $\psi = 2,03$ pour la vapeur surchauffée (au col de la tuyère)
 G_1 : débit massique par seconde = $13,881 \text{ kg/s}$
Comme le calcul donne une tuyère convergente divergente
 $P_{reg} = 0,3562 P_0$
On adoptera une tuyère convergente et on corrige l'angle $\alpha_n = 18^\circ$ de $w = f(P_{reg}) = 5,5^\circ$
d'où $\alpha_t = \alpha_n - w = 12,5^\circ$
- 7 l_t : longueur de la tuyère, si adopter et soit $l_t \geq 18 \text{ mm} = l_{min}$
 $l_t = 21 \text{ mm}$ (longueur radiale: l_r)
- 8 b_t : largeur de la tuyère: $b_t = (0,6 \div 0,7) l_t = 0,7 l_t = 14,7 \text{ mm}$
- 9 f_t : surface d'une tuyère: $f_t = b_t l_t = 308 \cdot 10^4 \text{ m}^2$
- 10 Z_t : nombre de tuyères pour F_t ; $Z_t = \frac{F_t}{f_t} = 11,55$ tuyères
- 11 Z_t = nombre de tuyères corrigé entier et multiple de 3 (3 tuyères)
 $Z_t = 12$ tuyères.
- 12 b_t : largeur corrigée pour l_t donné: $b_t = 14,1 = 0,67 l_t$
- 13 E : taux d'injection partielle: $E = Z_t (b_t g) / \pi \cdot D_{eq} \cdot \omega$
 $g = 1,2 \div 1,6 \text{ mm}$; $\omega = 7100 \text{ rad/s} \Rightarrow E = 0,267$
- 14 N_{fr} : Pertinence perdue par frottement et régulation sans Curtiss.
STODOLA: $N_{fr} = d_1 \cdot d_2 [1,46 \log + 0,85(1-E) \log \frac{157 U^3}{1510^6}] [v]$
 $d_1 = 1,2$ vapeur surchauffée ($1 \div 1,3$)

$$K_2 = (1 + 2,8) \text{ soit } d_2 = 1$$

1-E : Taux d'injection partielle. mais en utilisant un bac de vent. latéral on aura au lieu de (1-E);

$(0,5/2) + (0,5-E)$; avec 0,5 c'est la moitié supérieure ou inférieure d'un bac réduit de moitié les pertes par ventilation.

Pertes par frottement : $N_f = d_1 \cdot d_2 + 1,66 \cdot D_{eq} \cdot \frac{U^3}{25 \cdot 10^6}$

Pertes par ventilation : $N_v = d_1 \cdot d_2 + 0,83(1-E) D_{eq} \cdot l \cdot \frac{U^3}{25 \cdot 10^6}$

avec l = longueur moyenne d'embogement [cm]

$$\text{soit } l = \frac{l_1 + l_2}{2} = \frac{l_1 + 2l_1}{2} = \frac{3}{2} l_1 = 3,15 \text{ cm}$$

$$N_{fv} = 1,1 + 1 \left[1,66 \cdot D_{eq} + 0,83(0,75-E) D_{eq} \cdot l \cdot \frac{U^3}{25 \cdot 10^6} \right] = 104,32$$

15 Al_{fv} : travail de frottement et ventilation

$$Al_{fv} = A \cdot \frac{75}{427} \cdot N_{fv} = \frac{1}{427} \cdot \frac{75}{1388} \cdot 104,32 = 1,3196 \text{ kcal/dg}$$

17 η_{inj} : rendement utile des injecteurs par le tableau $\eta_u = 0,6850$

18 η_{inj} : rendement intérieur de la vanne de régulation.

$$\eta_{ic} = \eta_{icant} = \eta_u - \zeta_{fr} = 0,6850 - 0,0185 = 0,6665$$

16 ζ_{fr} = coefficient des pertes par frottement et vent. latéral

$$\zeta_{fr} = \frac{Al_{fv}}{H_{inj}} = 0,0185$$

En traçant la courbe $\eta_{ic} = f(c_p/m)$, on déterminera η_{ic} maximum auquel correspond c_p/m optimal.

voir graphe $\eta_{ic} = f(c_p/m)$.

$$1 \text{ kcal} = 1 = \frac{1}{427} \frac{\text{kcal}}{\text{kgm}} = \frac{1}{418} \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Recherche de (u/c_1) optimal

Soit le tableau suivant pour $\frac{C_{p2}}{C_1} = 2$

avec l_c = longueur de la tuyère.

l_{c2} : longueur de la deuxième rampe possible de Curtiss

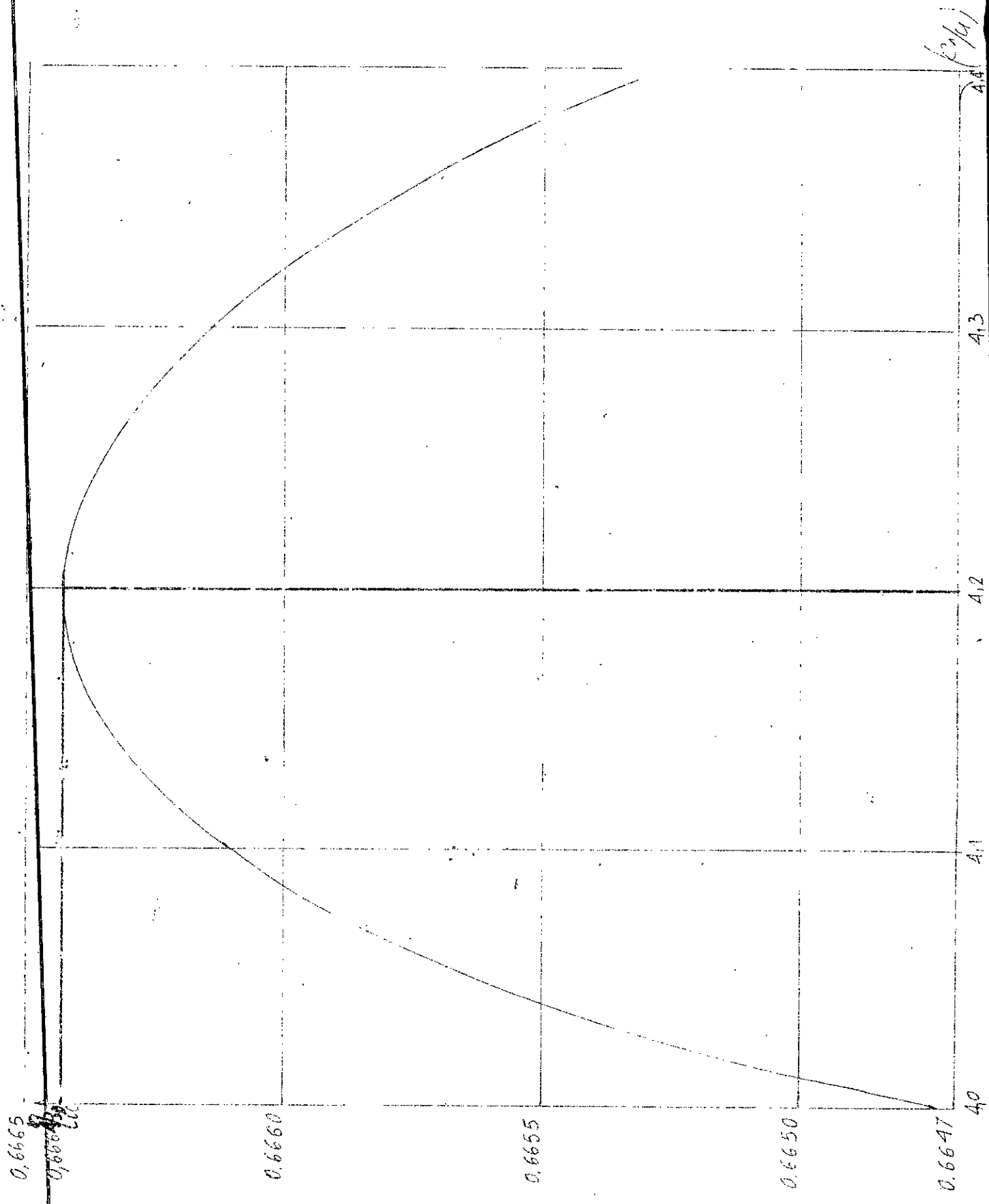
Soit $\alpha_1 = 18^\circ$ ce qui donne un rendement meilleur

$\alpha_1 \backslash C_1/u$		4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
15°	β_2	17°28'	17°21'	17°13'	17°06'	17°
	α_1	26°13'	25°41'	25°10'	24°42'	24°18'
	β_1	52°18'	49°57'	47°39'	45°38'	43°44'
	η_u	0,6872	0,6857	0,6837	0,6823	0,6784
18°	β_2	20°28'	20°20'	20°12'	20°04'	19°58'
	α_1	28°24'	27°50'	27°18'	26°49'	26°22'
	β_1	52°50'	50°37'	49°38'	46°44'	45°
	η_u	0,6914	0,6898	0,6876	0,6850	0,6821

	C_1/u		adopté	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
1	C_1/u	-	adopté					
2	α_1	=	adopté			18°		
3	C_1	m/s	$\varphi \cdot 91,53 \sqrt{H_{reg}}$			727,5		
4	u	m/s	$C_1 / (C_1/u)$	172	177,5	173,2	169	165
5	D_{reg}	m	$60 u / \pi n$	1,157	1,129	1,103	1,077	1,052
6	F_t	m^2	$G_s / 4 \sqrt{P_1 \cdot 10^8}$			$35,62 \cdot 10^4$		
7	l_c	m	adopté $\geq 1 l_{c2}$			0,021		
8	b_c	m	$(0,0 \div 0,7) l_c$			0,017		
9	f_c	m^2	$l_c \cdot b_c$			$308 \cdot 10^{-4}$		
10	Z_c	-	F_t / f_c			11,55		
11	Z_c	-				12		
12	b_c	m	$0,67 l_c$			0,0141		
13	ϵ	-	$Z_c (h+18) / \pi D_{reg} \cdot \sin \epsilon$	0,248	0,254	0,260	0,267	0,273
14	N_{Po}	c.v	STODOLA	147,52	131,25	117,5	104,34	93,25
15	AL_{Po}	kcal/kg	$75 N_{Po} / 427 \cdot G_s$	1,8657	1,6599	1,496	1,3196	1,179
16	ξ_{fr}	-	AL_{Po} / H_{reg}	0,0066	0,0037	0,00212	0,00188	0,00168
17	η_u	-		0,6814	0,6898	0,6876	0,6850	0,6821
18	η_{ic}	-	$\eta_u - \xi_{fr}$	0,66474	0,66610	0,66643	0,66614	0,66525

Courbe d'optimisation de $f(x)$ $\eta = f(x)$

$\eta_{\text{max}} = 0,66643$ ce qui nous donne $(x)_{\text{optimal}} = 4,2$



1.3 Calcul définitif de la roue. Curtiss

1.3.1 Calcul des dimensions caractéristiques et des pertes pour Curtiss.

Dreq

$$H_{req} = 70 \text{ kcal/kg}$$

$$P_{req} = 12,2 \text{ bars}$$

$$\Psi = 0,95$$

$$C_1 = \Psi \cdot 91,53 \sqrt{H_{req}} = 727,5 \text{ m/s}$$

$$C_1/u \text{ (optimal)} = 4,2$$

$$u = 173,2 \text{ m/s}$$

$$D_{req} = 1,103 \text{ m}$$

1.3.2 Triangles des vitesses.

Indices

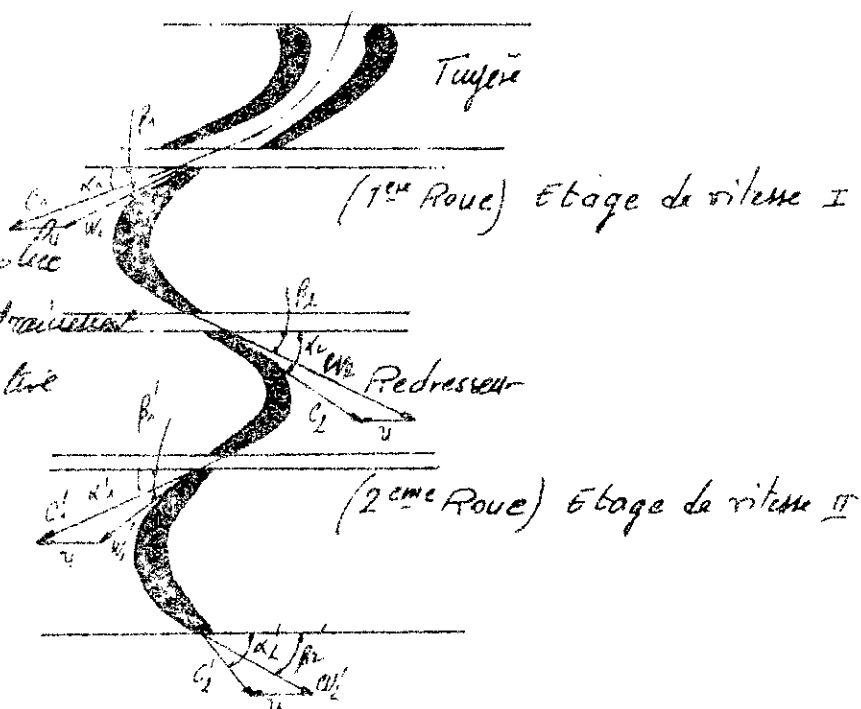
1: Entrée

2: Sortie

C: vitesse absolue

u: vitesse d'entraînement

W: vitesse relative



1.3.2.1 1ère Roue

$$C_1 = \Psi \cdot 91,53 \sqrt{H_{req}} = 0,95 \times 91,53 \sqrt{70} = 727,5 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = 18^\circ \rightarrow \text{tuyère} \quad \text{deuxième} \quad \alpha_1' = 27^\circ 18'$$

$$C_1/u = 4,2$$

$$\beta_2 = 20^\circ 12'$$

$$\beta_2' = 48^\circ 38'$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - u} = \frac{727,5 \times 0,309}{729,5 \times 0,951 - 173,2} = 0,433 \Rightarrow \beta_1 = 23^\circ 43'$$

$$W_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 565,34 \text{ m/s}$$

$$\Psi = f(\beta_1 + \beta_2) = 0,963 \quad \text{voir } \Psi = f(\beta_1, \beta_2): \text{ graphique}$$

$$W_2 = \Psi \cdot W_1 = 487,83 \text{ m/s}$$

$$\tan d_2 = \frac{W_2 \sin \beta_2}{W_2 \cos \beta_2 - U} = 0,589 \rightarrow d_2 = 30,5^\circ$$

25

$$C_2 = \frac{W_2 \sin \beta_2}{\sin \beta_2} = 380,57 \text{ m/s}$$

$\psi = 0,95$	$U = 1732 \text{ m/s}$	$\Psi = 0,863$
$C_A = 727,5 \text{ m/s}$		$W_2 = 497,89 \text{ m/s}$
$\beta_A = 23,43^\circ$		$\alpha_2 = 30,5^\circ$
$W_A = 565,34 \text{ m/s}$		$C_2 = 380,57 \text{ m/s}$
$d_A = 18^\circ$		$\beta_2 = 20,12'$

1.3.2.2. Redresseur:

d'_1 : tableau

$$d'_1 = 27^\circ 18'$$

d_2 :

$$d_2 = 30^\circ 30' \quad \text{graphe } \Psi = f(d'_1 + d_2)$$

$$\Psi' = f(d'_1 + d_2) = 0,889$$

1.3.2.3. 2^{ème} Roue

$$C'_1 = \Psi' C_2 = 293,97 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta'_1 = \frac{C'_1 \sin d'_1}{C'_1 \cos d'_1 - U} = 1,52 \rightarrow \beta'_1 = 56,68^\circ$$

$$W'_1 = \frac{C'_1 \sin d'_1}{\sin \beta'_1} = 160,31 \text{ m/s}$$

$$\Psi'_0 = f(\beta'_1 + \beta'_2) = 0,929$$

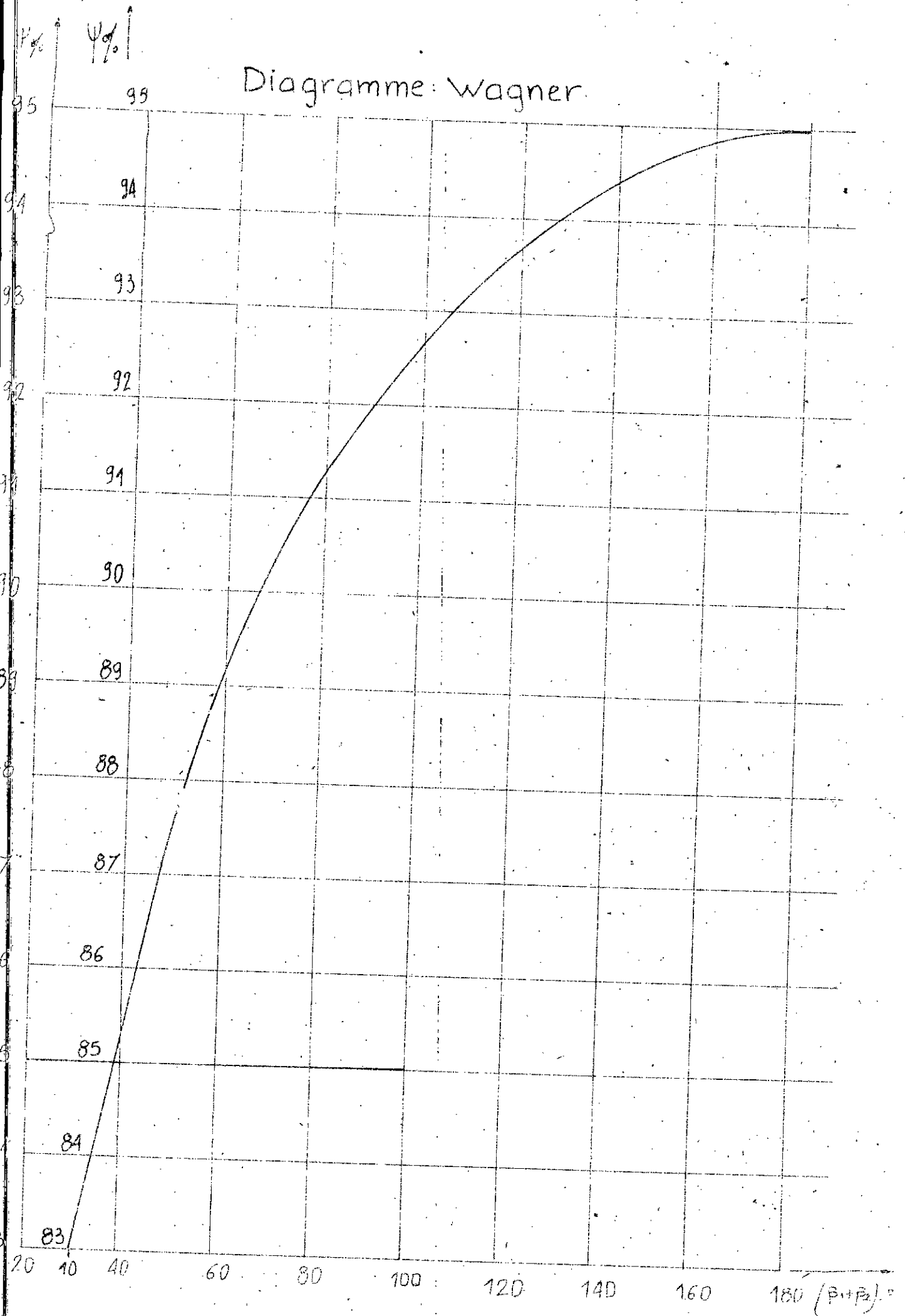
$$W'_2 = \Psi' W'_1 = 148,84 \text{ m/s}$$

$$\tan(180 - \alpha'_2) = \frac{W'_2 \sin \beta_2}{U - W'_2 \cos \beta_2} = 1,48 \rightarrow \alpha'_2 = 123,9^\circ$$

$$C'_2 = \frac{W'_2 \sin \beta_2}{\sin(180 - \alpha'_2)} = 133,71 \text{ m/s}$$

$U = 1732 \text{ m/s}$			
Ψ'	0,889	Ψ'	0,929
C'_1	293,97 m/s	W'_1	160,31 m/s
β'_1	56,68°	d'_2	123,9°
W'_1	160,31 m/s	C'_2	133,71 m/s
d'_1	27° 18'	β'_2	18° 38'

Diagramme: Wagner.

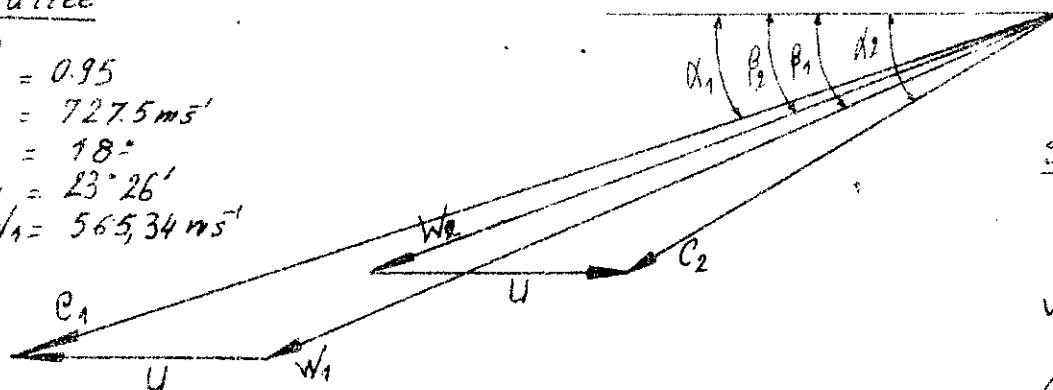


Triangles des vitesses: Roue de Curtiss

Roue: 1

Entrée

$$\begin{aligned}\psi &= 0.95 \\ C_1 &= 727.5 \text{ m.s}^{-1} \\ \alpha_1 &= 18^\circ \\ \beta_1 &= 23^\circ 26' \\ W_1 &= 565.34 \text{ m.s}^{-1}\end{aligned}$$



Sortie

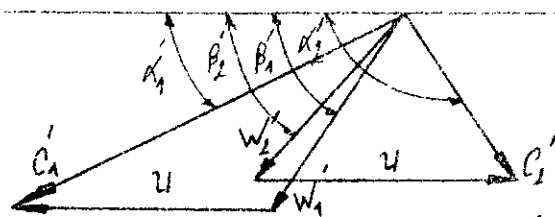
$$\begin{aligned}\beta_2 &= 20^\circ 7' \\ \psi &= 0.863 \\ W_2 &= 487.88 \text{ m.s}^{-1} \\ \alpha_2 &= 30^\circ 30' \\ C_2 &= 330.57 \text{ m.s}^{-1}\end{aligned}$$

$U = 173.2 \text{ m.s}^{-1} = C_{te}$

Roue: 2

Entrée

$$\begin{aligned}\psi' &= 0.989 \\ C_1' &= 293.87 \text{ m.s}^{-1} \\ \alpha_1' &= 27^\circ 41' \\ \beta_1' &= 56^\circ 41' \\ W_1' &= 160.34 \text{ m.s}^{-1}\end{aligned}$$



Sortie

$$\begin{aligned}\beta_2' &= 48^\circ 23' \\ \psi' &= 0.929 \\ W_2' &= 148.44 \text{ m.s}^{-1} \\ \alpha_2' &= 113^\circ 54' \\ C_2' &= 133.71 \text{ m.s}^{-1}\end{aligned}$$

1.3.3. Pertes dans Curtiss.

28

1 Pertes dans la tuyère : Δh_t

$$\Delta h_t = (1 - \psi^2) \cdot H_{req} = [1 - (0,95)^2] \cdot 70 = 6,925 \text{ Kcal/kg}$$

2 Pertes dans la première roue : Δh_{1r}

$$\Delta h_{1r} = \frac{A}{29} [w_1^2 - w_2^2] = \frac{A}{29} [1 - \psi^2] w_1^2 = 9,137 \text{ Kcal/kg}$$

3 Pertes dans le redresseur : Δh_{rd}

$$\Delta h_{rd} = \frac{A}{29} [C_2^2 - C_1^2] = \frac{A}{29} [1 - \psi^2] C_1^2 = 2,73 \text{ Kcal/kg}$$

4 Pertes dans la dernière roue : Δh_{2r}

$$\Delta h_{2r} = \frac{A}{29} [w_1'^2 - w_2'^2] = \frac{A}{29} [1 - \psi'^2] w_1'^2 = 0,42 \text{ Kcal/kg}$$

5 Pertes par vitesse résiduelle : Δh_{vr}

$$\Delta h_{vr} = \frac{A}{29} C_2'^2 = \frac{1}{427} \cdot \frac{(133,74)^2}{2 \times 981} = 2,13 \text{ Kcal/kg}$$

6 Somme des pertes dans Curtiss : Σh_u

$$\Sigma h_u = \Delta h_t + \Delta h_{1r} + \Delta h_{rd} + \Delta h_{2r} + \Delta h_{vr} = 21,83 \text{ Kcal/kg}$$

1.3.4 Rendement utile de la roue Curtiss : η_{uc}

$$\eta_{uc} = \frac{A h_u}{H_{req}} = \frac{H_{req} - \Sigma h_u}{H_{req}} = 0,6881$$

1.3.5 Volume spécifique (l/s)

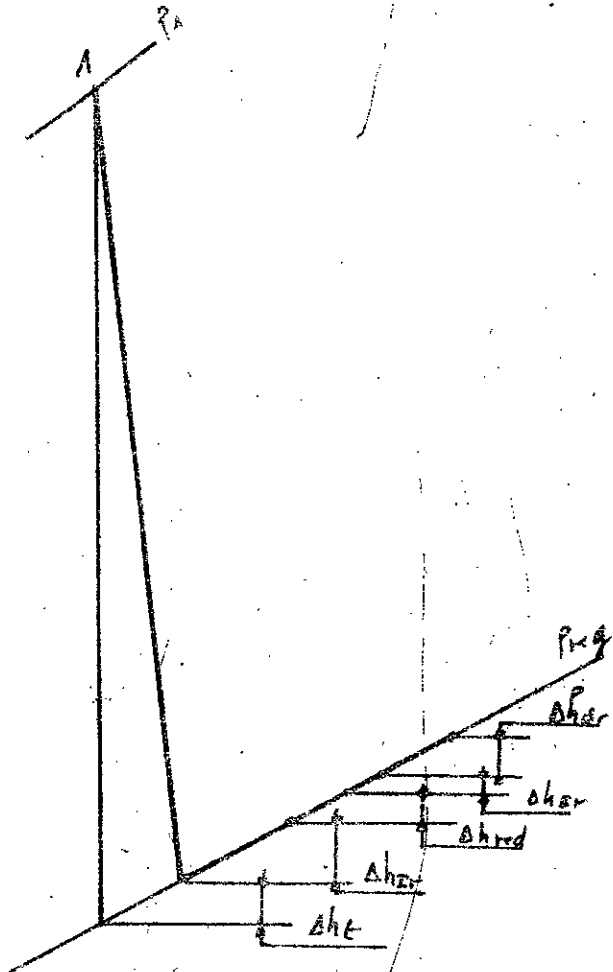
$$v_t = 0,2129 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{1r} = 0,2206 \text{ m}^3/\text{kg}$$

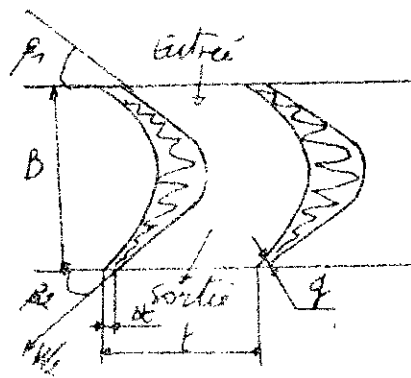
$$v_{rd} = 0,2229 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{2r} = 0,2234 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{vr} = 0,2249 \text{ m}^3/\text{kg}$$



1.3.6 | longueurs des aubes.



$q = 0,5 - 1 \text{ mm}$
 $B \geq 20 \text{ mm}$
 $\text{et } B > \frac{l}{10}$
 soit $q = 0,9 \text{ mm}$
 et $B = 20 \text{ mm}$.

Equation de continuité relative aux aubes représentées ci-dessus.

$$G \cdot V = \pi \cdot D \cdot \text{reg} \cdot E \cdot Z \cdot W_2 \cdot \sin \beta_2$$

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

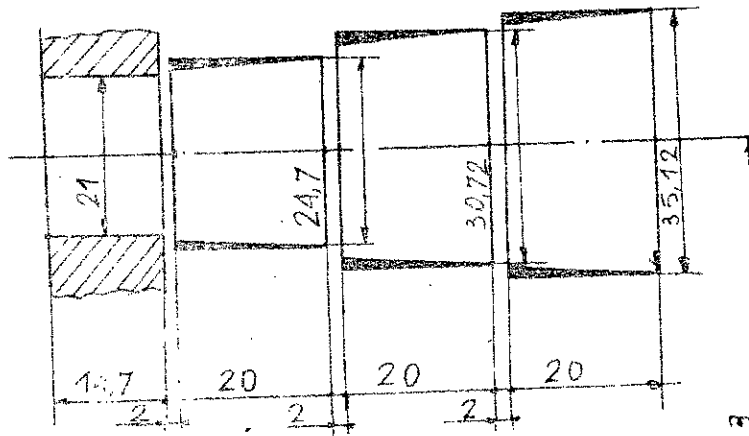
$$Z = 1 - \frac{D \cdot t}{t} = 1 - \frac{q}{\sin \beta_2} = \frac{1}{t}$$

$$l = \frac{G \cdot V}{\pi \cdot D \cdot \text{reg} \cdot E \cdot Z \cdot \sin \beta_2}$$

$$Z = \frac{E \cdot \pi \cdot D \cdot \text{reg}}{t}$$

	Première roue.	redresseur.	deuxième roue
angles	$\beta_1 = 29,43^\circ$ $\beta_2 = 20,12^\circ$	$\alpha_2 = 30,50^\circ$ $\alpha'_1 = 27,18^\circ$	$\beta'_1 = 56,68^\circ$ $\beta'_2 = 48,39^\circ$
pas t	$\frac{B}{2 \sin(\beta_1 + \beta_2)} = 14,53 \text{ mm}$	$\frac{B}{2 \sin(\alpha_2 + \alpha'_1)} = 11,93 \text{ mm}$	$\frac{B}{2 \sin(\beta'_1 + \beta'_2)} = 10,35 \text{ mm}$
Z	$1 - \frac{q}{\sin \beta_2} = \frac{1}{t} = 9,82$	$1 - \frac{q}{\sin \alpha'_1} = \frac{1}{t} = 9,933$	$1 - \frac{q}{\sin \beta_2} = \frac{1}{t} = 9,983$
E	$E = 0,25$	$E = 0,26$	$E = 0,26$
l	$\frac{G \cdot V}{E \cdot \pi \cdot D \cdot \text{reg} \cdot Z \cdot \sin \beta_2 \cdot W_2}$ $l = 24,7 \text{ mm}$	$\frac{G \cdot V}{E \cdot \pi \cdot D \cdot \text{reg} \cdot Z \cdot \sin \alpha'_1 \cdot C'_1}$ $l = 30,72 \text{ mm}$	$\frac{G \cdot V}{E \cdot \pi \cdot D \cdot \text{reg} \cdot Z \cdot \sin \beta'_2 \cdot W'_2}$ $l = 35,12 \text{ mm}$
E'	$E' = 1$	$E' = 0,37 > 0,26$ surcroisement	$E' = 1$
Z (aubes)	$\frac{E' \cdot \pi \cdot D \cdot \text{reg}}{t} = 238,35$ soit: 239 aubes	18 aubes	334,9 aubes soit: 335 aubes

AUBAGES DE LA ROUE CURTISS



voir schéma
d'aubages

Echelle: 1/1

D_{moq} = 110,9

$$\frac{l_{or}}{l_t} = 1,61 \quad \text{valeur proche de 2 (prise)}$$

1.3.7 Pertes par frottement et ventilation

1. Puissance perdue par frottement et par ventilation sous Curtiss.

$$N_{fv} = \alpha_1 + \alpha_2 \left[1,45 D_{moq}^2 + 0,93 (0,75 - \epsilon) D_{moq} \cdot l^{1,5} \right] \frac{U_{moq}^3}{D_{moq} \cdot 10^6} \quad [CV]$$

$$\alpha_1 = 1,2$$

$$\alpha_2 = 1$$

$$l = l_{moq} = \frac{l_{or} + l_{tr}}{2} = \frac{24,7 + 35,12}{2} = 29,9 \text{ cm.}$$

$$v = v_{moq} = \frac{v_{or} + v_{tr}}{2} = 9,222 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

$$U_{moq} = 1,73,2 \text{ m/s.}$$

$$D_{moq} = 1,103 \text{ m}$$

$$N_{fv} = 114,20 \text{ CV.}$$

2 Travail par frottement et ventilation

$$A_{fv} = \frac{75 N_{fv}}{427 \cdot G_s} = \frac{75 \cdot 114,2}{427 \cdot 13,868} = 1,244 \text{ kcal/kg}$$

3 Coefficient de pertes par frottement et ventilation

$$\xi_{fv} = \frac{A_{fv}}{H_{moq}} = 0,0206$$

1.3.8 Rendement intérieur de Curtiss

$$\eta_{ic} = \eta_{ac} - \xi_{fv} = 0,6675$$

1.3.9 Puissance intérieure de la roue Curtiss

$$N_{ic} = \frac{G_h \cdot H_{moq} \cdot \eta_{ic}}{860} = 2,71639 \text{ MW.}$$

2. Correction du calcul de disposition de la partie à béton

avec $H_{req} = 70 \text{ Kcal/kg}$

$$D_{req} = 1,103 \text{ m}$$

$$U = 173,2 \text{ w/m}^2$$

$$\eta_{ic} = 0,6675$$

2.1. Réductions de la rose Curtiss aux étages d'action

$$(U_{req})_{red} = f \cdot H_{req} \cdot \eta_{ic} = 1800 \times 70 \times \frac{0,6675}{9,77} = 109227,2 \frac{\text{w}^2}{\text{m}^2}$$

$$(\Sigma U^2) = f \cdot H_{th} \cdot \eta_{ic} = 1800 \times 170 = 306000 \frac{\text{w}^2}{\text{m}^2}$$

$$(\Sigma U^2)' = (\Sigma U^2) - (U_{req})_{red} = 215132,9 \frac{\text{w}^2}{\text{m}^2}$$

$$\mu' = \frac{\mu \cdot H_{th} - H_{req}}{H_{th}} = \frac{106 \cdot 170 - 70}{107} = 1,03$$

$$\chi' = (\Sigma U^2)' / \mu' \cdot H_{th} = 1952 \text{ w}^2 \text{ kg / kcal} \cdot \text{s}^2$$

2.2. Calcul du premier étage de la partie à béton

$$u/c_n = f(\chi') = f(1952) = 0,507$$

$$L_n = f(\chi') = f(1952) = 12^\circ 2'$$

$$\sin \delta_n = 0,2084$$

$$\tau = 1 - \frac{g}{\epsilon \sin \delta_n} = 1 - \frac{0,8}{20 \cdot 0,2084} = 0,908$$

$$D_n = \sqrt{\frac{60 \cdot G_{req} \cdot U/c_n}{n \cdot \pi \cdot \tau \cdot L_n \cdot \sin \delta_n}} = \sqrt{\frac{60 \cdot 13,988 \cdot 0,2268 \cdot 0,5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,908 \cdot 0,908 \cdot 0,2084}} = 0,973 \text{ m}$$

avec $G_{req} (i, s)$ avec $G_{req} = f(H_{req}) = \eta_{ic} \cdot H_{req} / p_{req}$

3. Calcul du nombre d'étages: Z' et dernier étage.

$$U = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = 152,9 \text{ w/m}^2$$

$$U^2 = 23382,1 \frac{\text{w}^2}{\text{m}^2}$$

$$Z' = (\Sigma U^2)' / U^2 = 9,2 \text{ étages}$$

soit

$$Z = 9 \text{ étages}$$

d'où $U = 154,6 \text{ w/m}^2$

$$D_n = 0,984 \text{ m}$$

$$L_n = 20 \text{ w/m}$$

Calcul du dernier étage

$$V_d = V_{final} = V_e (i, s) = 1,2475 \text{ w}^2/\text{kg}$$

$$D_d = D_n = 0,984 \text{ m}$$

$$V_n = V_{req} = 0,2268 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad L_d = L_n \left(\frac{V_d}{V_n} \right) = 107,66 \text{ w/m}; \quad \frac{L_d}{D} = \frac{1}{9,8}$$

4 Calcul de la partie à contrepression à action 32

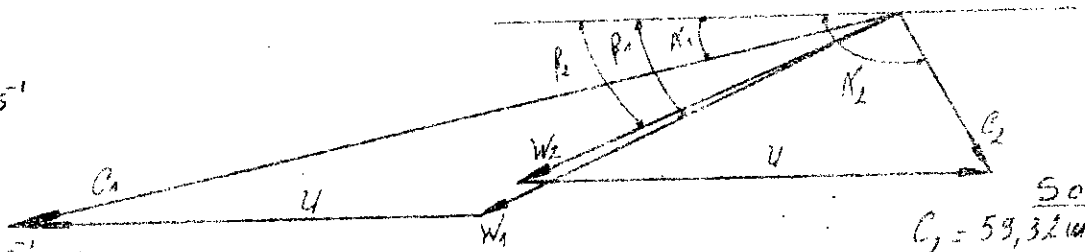
Soit à calculer la première étage à action comme exemple de calcul valable pour tous les autres étages.

1. D_1 : Diamètre de l'étage qui est le même pour tous les autres étages. $D_1 = 0,984 \text{ m}$ déjà calculé
2. U : vitesse périphérique de l'étage: $U = \frac{\pi D_1 n}{60} = 154,6 \text{ m/s} = \text{cte}$
3. i_1 : enthalpie à l'entrée de l'étage (i, s); $i_1 = 742,75 \text{ Kcal/kg}$
4. p_1 : pression d'entrée de l'étage (i, s); $p_1 = 12,2 \text{ bars absolues}$
5. v_1 : volume spécifique à l'entrée de l'étage (i, s); $v_1 = 0,2263 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
6. λ' : facteur de qualité; $\lambda' = 1952 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{Kcal} \cdot \text{s}^2}$
7. h_{et} : chute de l'étage; $h_{et} = \frac{U^2}{\lambda'} = 12,24 \text{ Kcal/kg} = \text{cte}$
8. σ : coefficient de récupération de la vitesse restante $\sigma = 0$
($\sigma = 0,75$ pour les autres étages)
9. $A_{h_{et}}$; Travail de l'étage; $A_{h_{et}} = h_{et} + \sigma h_{or}$; $h_{or} = \frac{A C_1^2}{2g}$
10. $A_{h_{et}} = 12,24 + 0 \cdot \frac{A C_1^2}{2g} = 12,24 \text{ Kcal/kg}$
10. P_2 ; pression de sortie de l'étage (i, s); $P_2 = 10 \text{ atms}$
11. C_1 : vitesse absolue de la vapeur; $C_1 = 4 \cdot 91,53 \sqrt{A_{h_{et}}} = 304,21 \text{ m/s}$
12. D_{ht} : pertes dans la tuyère; $D_{ht} = (1 - \psi^2) A_{h_{et}} = 1,1921 \text{ Kcal/kg}$
13. v_t : volume spécifique après détente dans la tuyère (i, s)
 $v_t = (0,01 \cdot \frac{2}{\lambda} - 0) / p = 0,2254 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
14. α_1 : angle d'entrée de la vapeur aux aubes mobiles; $\alpha_1 = f(\lambda')$
 $\alpha_1 = 12^\circ 03' = \text{cte}$
15. $\sin \alpha_1 = 0,2084 = \text{cte}$
16. Z_t : nombre de tuyères, à adapter pour notre diamètre $Z_t = 52$
17. t_t : pas des tuyères; $t_t = \frac{\pi D_1}{Z_t} = 59,44 \text{ mm} = \text{cte}$
18. g_t : épaisseur de la tuyère ($g = 1,2 \div 1,5 \text{ mm}$) soit $g = 1,6 \text{ mm}$
19. Z_c : coefficient d'obstruction; $Z_c = \frac{1 - D_{ht}}{t_t} = 1 - \frac{g_t}{t_t \cdot \sin \alpha_1} = 0,9704 = \text{cte}$
20. D_r : diamètre extérieur des rotor: soit $D_r = 400 \text{ mm}$
21. S_{fi} : épaisseur de fuite interne; $S_{fi} = \frac{D_r}{500} = 0,8 \text{ mm}$
22. f_{fi} : surface de fuite interne: $f_{fi} = \pi D_r \cdot S_{fi} = 1005,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
23. Z_{lab} : nombre de labyrinthes sur le diaphragme $Z_{lab} = 8$ labyrinthes
($Z_{lab} = 6$ labyrinthes pour tous les autres étages)
24. G_{fi} : débit de fuite interne: formule de Stodola.
si $p_K = \frac{p_1 \cdot 0,95}{\sqrt{Z+1,5}} < p_2$ on applique: $G_{fi} = \sqrt{\frac{(p_1 - p_2) \cdot Z \cdot 10^6 \cdot f_{fi}}{p_1 \cdot v_1 \cdot Z_c}} \cdot (\text{kg/s})$
si $p_2 < p_K$ on applique: $G_{fi} = f_{fi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot p_1 \cdot 10^6}{(Z+1,5) \cdot v_1}} \cdot (\text{kg/s})$
soit: $p_K = 12,2 \cdot \frac{0,95}{\sqrt{8+1,5}} = 3,36 \text{ atms} \Rightarrow G_{fi} = 0,45 \text{ kg/s}$

- 25. G_{set} = débit de vapeur par étage et passant par les tuyères
 $G_{set} = G_s - G_f = G_s(1 - \beta_2) = 13,98(1 - 0,03) = 13,471 \text{ kg/s}$
 $G_{set} = 13,471 - 0,4637 = 13,007 \text{ kg/s}$
- 26. l_t : longueur de la tuyère (longueur radiale)
 $l_t = (G_{set} \cdot v_2) / (\pi \cdot D_2 \cdot \tau_f \cdot C_2 \cdot \sin \alpha_2) = 20,23 \text{ mm}$
- 27. β_1 : angle d'entrée relatif à la vitesse relative W_1 .
 $\beta_1 = \text{Arctg} \left(\frac{C_2 \sin \alpha_2}{C_1 \cos \alpha_1 - u} \right) = 23,91^\circ$
- 28. $\sin \beta_1 = 0,4053$.
- 29. β_2 : angle de sortie pour W_2 ; $\beta_2 = \beta_1 - 1,5^\circ$; q_2 donne un petit degré de réaction, ce qui conduit au guidage de l'ensemble
- 30. $\sin \beta_2 = 0,3813$.
- 31. ψ : coefficient de ralentissement de la vitesse relative W_1 ; $\psi = f(\beta_1 + \beta_2) = 0,87$.
- 32. W_1 : vitesse relative à l'entrée; $W_1 = C_1 \cos \alpha_1 / \sin \beta_1 = 156,42 \text{ m/s}$
- 33. W_2 : vitesse relative à la sortie; $W_2 = \psi \cdot W_1 = 136,08 \text{ m/s}$
- 34. Δh_r : perte dans la roue mobile; $\Delta h_r = \frac{A}{2g} [W_1^2 - W_2^2] = 0,7099 \text{ kcal/kg}$
- 35. v_r : volume spécifique après la perte dans la roue; (l/s) $\Rightarrow v_r = 0,266 \text{ m}^3/\text{kg}$
- 36. τ_r : coefficient d'absorption; $\tau_r = 1 - 2q \sin(\beta_1 + \beta_2) / \sin \beta_2 = 0,9241$
avec $q = 0,5 + 0,7 \cos \alpha_2 = 0,5 \text{ mm}$; $B = 25 \text{ mm}$
- 37. l_r : longueur radiale de l'aube mobile; $l_r = l_t (W_1 C_2 \sin \alpha_2 \tau_r) / (W_2 \sin \beta_2)$
 $l_r = 27,35 \text{ mm}$
- 38. α_2 : angle de sortie de la vapeur d'eau; $\alpha_2 = \text{Arctg} \left(\frac{W_2 \sin \beta_2}{u} \right) = -61^\circ$
- 39. C_2 : vitesse absolue de la vapeur à la sortie - l'aube mobile
 $C_2 = (W_2 \sin \beta_2) / \sin \alpha_2 = 59,02 \text{ m/s}$
- 40. Δh_{vr} : perte par vitesse restant; $\Delta h_{vr} = \frac{1}{2} C_2^2 = 0,82 \text{ kcal/kg}$
- 41. N_{fo} : puissance perdue par frottement; $N_{fo} = 1,46 \times 10^{-4} D_2^2 u^2 / \rho \cdot 10^6 = 21,57 \text{ CV}$
- 42. Δh_f : perte par frottement; $\Delta h_f = 75 \text{ N/m}^2 / 1000 \cdot G_{set} = 0,2910 \text{ kcal/kg}$
- 43. Δh_{fi} : perte par frotte interne; $\Delta h_{fi} = \frac{G_{fi}}{G_{set}} [\Delta h_t - \Delta h_r - \Delta h_{vr} - \Delta h_f] = 0,3777 \text{ kcal/kg}$
- 44. Al_{int} = Travail interne de l'étage
 $Al_{int} = [\Delta h_t - \Delta h_r - \Delta h_{vr} - \Delta h_f - \Delta h_{fi}] = 9,2548 \text{ kcal/kg}$
- 45. η_{int} = Rendement interne de l'étage; $\eta_{int} = \frac{Al_{int}}{\Delta h_t} = 0,7561$
- 46. i_2 = enthalpie à la sortie de l'étage; (l/s) avec $i_2 = f(Al_{int}, \beta_2)$
 $i_2 = 738,58 \text{ kcal/kg}$
- 47. N_{iet} = Puissance interne de l'étage; $N_{iet} = \frac{Al_{int} \cdot G_{set}}{1,35 \cdot 75} = 503,77 \text{ kW}$
- 48. ΣC_u : $C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2 = 258,72 \text{ m/s}$
- 49. η_{act} = rendement utile de l'étage
 $\eta_{act} = (A - u \cdot \Sigma C_u) / g \cdot h_{act} = 0,8102$

Entrée

$C_1 = 304,21 \text{ m/s}$
 $\alpha_1 = 12^\circ 14'$
 $\psi = 0,95$
 $\beta_1 = 23^\circ 54'$
 $W_1 = 156,42 \text{ m/s}$



Sortie

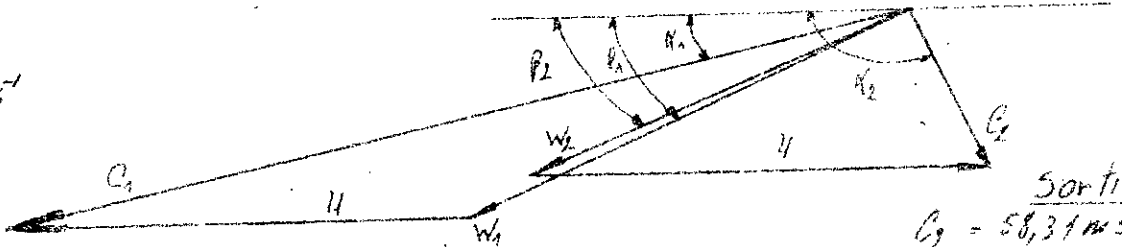
$C_2 = 59,32 \text{ m/s}$
 $\alpha_2 = 119^\circ$
 $W_2 = 136,09 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,870$
 $\beta_2 = 22^\circ 28'$

ÉTAGE 1

$U = 154,56 \text{ m/s} = C^{te}$

Entrée

$C_1 = 308,78 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,95$
 $\alpha_1 = 12^\circ 14'$
 $W_1 = 169,3$
 $\beta_1 = 23^\circ 37'$



Sortie

$C_2 = 58,31 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,870$
 $\alpha_2 = 115^\circ 42'$
 $W_2 = 139,45 \text{ m/s}$
 $\beta_2 = 26^\circ 7'$

ÉTAGE 2, 3, ..., 9.

Triangles des vitesses:
PARTIE CONTRE-PRESSION

II PARTIE A CONDENSATION

Paramètres d'entrée :

$$\underline{P_1} : P_1 = P_{E5} \times (1 - 0,03) = 1,47 \times 0,97 = 1,426 \text{ bars}$$

avec P_{E5} = pression de sortie du dernier étage à contrepression

0,03 = pertes par laminage dans les vannes de régulation de la deuxième partie

débit : $G_h = 30 \text{ t/h} = 8,333 \text{ kg/s} = G_s$

Comme la turbine à condensation a pour fonction principale la production de l'énergie électrique et la production (dans notre cas) de chaleur et un sous-produit, alors il faut avoir en règle les 30 tonnes par heure passant dans la partie à condensation

Roue de régulation : on prend une roue à une seule couronne ($\kappa=1$) parce qu'elle a plus grand rendement que Curtiss.

Pour le calcul thermodynamique de cette partie, on calculera de la même manière que la partie à contrepression.

A noter : Comme on se trouvera dans la région humide alors on aura un titre x qui est donné par (e/s).

on calculera le volume par :

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'}$$

v' : volume en eau ($x=0$)

v'' : volume en vapeur saturée ($x=1$)

d'où $v = x v'' + (1-x) v'$ on négligera $(1-x) v'$ par sa très petite valeur.

$$v = x v''$$

v'' est donnée par les tables de constantes de vapeur d'eau.

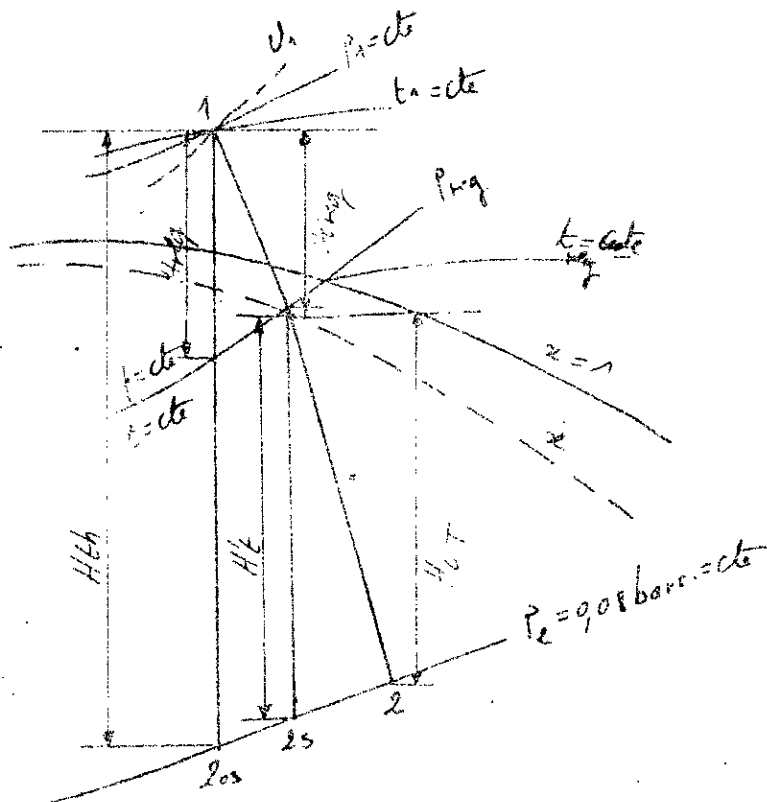
$$\eta_u = 2 \varphi^2 \left(1 + \varphi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left(\cos \beta_1 - \frac{\varphi}{c_1} \right) \frac{\varphi}{c_1} \quad \text{avec } \beta_1 = \beta_2$$

$$\eta_u = 2 \varphi^2 \left(1 + \varphi \right) \left(\cos \alpha - \frac{\varphi}{c_1} \right) \frac{\varphi}{c_1}$$

1. Roue de régulation à une seule couronne (K=1).

1.1 Choix de la chute d'enthalpie dans la roue (K=1)

1.1.1 adoption de certaines chutes d'enthalpie dans la roue



1	Hreq	Kcal/kg	adopté	40	45	50	55
2	C1	m/s	$C_1 = 91,53 \sqrt{H_{req}}$	549,92	583,3	614,85	644,85
3	U/c1	-	adopté		0,36		
4	U	m/s	$(U/c_1) \times C_1$	197,97	209,98	221,34	232,15
5	Dreq	m	$60 \cdot U / \pi \cdot 3000$	1,261	1,3375	1,4098	1,4786
6	η_{ireq}	-	adopté		0,68		
7	Hireq	Kcal/kg	$H_{req} \cdot \eta_{ireq}$	27,2	30,6	34	37,4
8	Preq	barr	(U, s)	0,537	0,47	0,41	0,36
9	x	-	table (U, s)	0,99	0,987	0,982	0,978
10	v''	m ³ /kg	table	3,111	3,4556	4,0712	4,5336
11	η_{ict}	-			0,77		
12	vreq	m ³ /kg	$v'' \cdot x$	3,079	3,4106	3,998	4,431

1.1.2 Réduction de la roue (K=1) à la portée à action

13	ΣU^2	m ² /s ²	$\chi \cdot H_{6h} \cdot U$	635844	71532,4	79480,5	87428,5
14	$(U_{req})^2_{red}$	m ² /s ²	$\chi \cdot H_{req} \cdot \eta_{ireq} / \eta_{ict}$		200340		
15	$(\Sigma U^2)'$	m ² /s ²	$\Sigma U^2 - (U_{req})^2_{red}$	436755,6	121803,5	120859	112911
16	H'E	Kcal/kg	(U, s)	66	60	54	51
17	u'	-	$(U \cdot H_{6h} - H_{req}) / H'E$	1,0803	1,086	1,092	1,1039
18	χ'	m ² /kg	$(\Sigma U^2)' / u' \cdot H'E$	1918	1943	1972	2006

1.1.3 Réduction du premier étage à action.

1	α_1	°	$f(\alpha')$	12°6'	12°3'	11°58'	11°53'
2	Scid_1	-		0,2096	0,2087	0,2073	0,2055
3	u/c_1	-	$f(\alpha')$	0,4366	0,4379	0,500	0,5078
4	Z	-	$1 - q/t \text{ Scid}_1 / \begin{matrix} q=0,7 \text{ mm} \\ t=2,0 \text{ mm} \end{matrix}$	0,933	0,9322	0,8311	0,83
5	v_1	m/kg	$= v_{req}$	3,079	3,4106	3,998	4,434
6	l_1	m	l_{min}		0,1		
7	D_1	m	$\frac{\sqrt{G_s \cdot G_s \cdot D_1 \cdot U_1}}{U_1 \cdot \text{Scid}_1 \cdot C_1} ; G_s = 3,32 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	1,2159	1,284	1,3995	1,4915
8	U_1	m/s	$\pi D v / 60$	1,91	204,6	219,73	234,18
9	U_2			36481	40642,56	48291,27	58840,27
10	Z'	étage		3,75	3,169	2,503	2,05

1.1.4. choix de la chute :

$Z = 3 \text{ étages avec } U = 207 \text{ m/s} \rightarrow D_1 = 1,32 \text{ m}$
 $H = 45 \text{ kcal/kg.}$

1.2 Calcul et tracé de $v_{req} = f(u/c_1)$

1	(u/c_1)	-	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41	0,42	0,43
2	U_{req}	m/s	204,15	210	215,8	221,65	227,48	233,22	239,15	245
3	D_{req}	m	1,3003	1,3375	1,3746	1,4118	1,4489	1,4861	1,5232	1,560
4	ϵ	-	0,4113	0,409	0,3995	0,3975	0,3975	0,3681	0,3591	0,3506
5	$\tan \beta_1$	-	0,5799	0,5899	0,6002	0,6110	0,6221	0,6338	0,6456	0,658
6	$\beta_1 = \beta_2$	°	30,11°	30,55°	30,97	31,42	31,88	32,37	32,84	33,5°
7	ψ	-	0,89	0,891	0,893	0,895	0,896	0,897	0,8985	0,899
8	η_{curv}	-	0,7039	0,7122	0,7201	0,7273	0,7335	0,7390	0,7440	0,7480
9	Nf	CV	35,03	39,64	45,61	52,13	59,54	67,64	76,33	85,91
10	$\xi_{f.}$	-	0,0164	0,01756	0,0186	0,0196	0,0208	0,03168	0,03575	0,0402
11	$Q_{i req}$	-	0,68749	0,69363	0,69973	0,70283	0,70561	0,70731	0,70824	0,70926

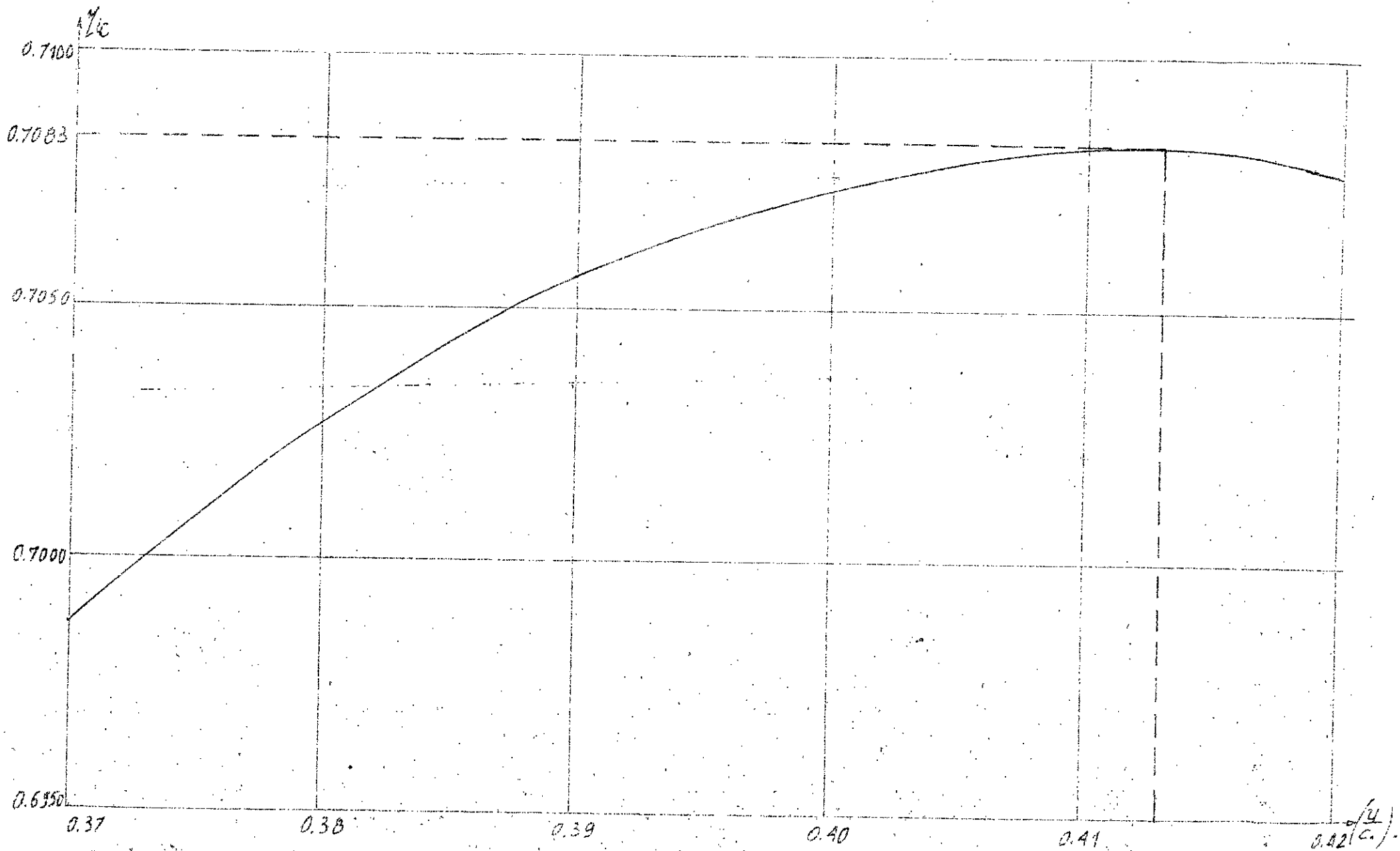
Soit

$\epsilon = \frac{Z \epsilon (b \epsilon + g \epsilon)}{\pi \cdot D_{req} \cdot \text{Scid}_1} ; F_t = \frac{G_s}{\gamma_{max} \sqrt{\frac{P_1 \cdot 10^9}{V_1}}} = 38756,3 \text{ mm}^2 ; f_t = l_t \cdot b_t$

$f_t = \text{nombre de tuyères} : \frac{F_t}{f_t} = 5 \Rightarrow l_t = 190 \text{ mm et } b_t = 0,7 l_t = 133 \text{ mm}$
 $g_t = 1,2 \text{ mm.}$

genre de tuyère : $\frac{P_{req}}{P_1} = \frac{0,47}{1,526} = 0,49 < 0,5457 \Rightarrow \text{tuyère convergente-divergente.}$

$\alpha = 20^\circ \rightarrow \text{locus de } \epsilon = \alpha - \omega^\circ = 20 - 8^\circ = 12^\circ$



Courbe $\eta_c = f(\frac{u}{l_1})$

η_c minimum = 0.7083, ce qui donne $(\frac{u}{l_1})_{optimal} = 0.413$

$$\eta_{\text{reg}} = 2 \cdot \psi^2 (1 + \psi) \left(\cos \alpha_1 - \frac{\psi}{c_1} \right) \frac{\psi}{c_1}$$

$$N_{fr} = 111 \left[1,46 D_{\text{reg}}^2 + 0,93 (0,75 - E) D_{\text{reg}} \cdot l^{1,5} \right] \frac{\psi^3}{D_{\text{reg}}} \cdot 10^6 \quad [\text{CV}]$$

$$\xi_{fr} = \frac{45 \cdot N_{fr}}{427 \cdot G_0 \cdot H_{\text{reg}}} \quad \text{avec } l = 10 \text{ cm}$$

$$\eta_{\text{ling}} = \eta_{\text{reg}} - \xi_{fr}$$

Résultats: Courbe d'optimisation de $\left(\frac{\psi}{c_1}\right)$. Louve

$$\eta_{\text{ling max}} = f\left(\frac{\psi}{c_1}\right) = 0,3093$$

$$\text{avec } \left(\frac{\psi}{c_1}\right)_{\text{optimal}} = 0,413$$

$$\text{taux d'injection de } 0,3565$$

1.3 Calcul définitif de la roue de régulation.

1.3.1. Dimensions caractéristiques de la roue ($\psi=1$)

$$H_{\text{reg}} = 45 \text{ kcal/kg}$$

$$c_1 = \psi \cdot 91,53 \sqrt{H_{\text{reg}}} = 583,3 \text{ m/s}$$

$$u = \left(\frac{\psi}{c_1}\right) \cdot c_1 = 241 \text{ m/s}$$

$$D_{\text{reg}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = 1,5336 \text{ m}$$

$$p_{\text{reg}} = 0,47 \text{ bars absolus}$$

1.3.2 Triangles des vitesses

Une seule roue

$$\psi = 0,95$$

$$c = 583,3 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = 20^\circ$$

$$\tan \beta_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{c_1 \cos \alpha_1 - u} = 0,6485 \quad \text{donc } \beta_1 = \arctan \frac{c_1 \sin \alpha_1}{c_1 \cos \alpha_1 - u} = 33^\circ$$

$$\beta_2 = \beta$$

$$\psi = \frac{p_1}{p_2} = 0,9985$$

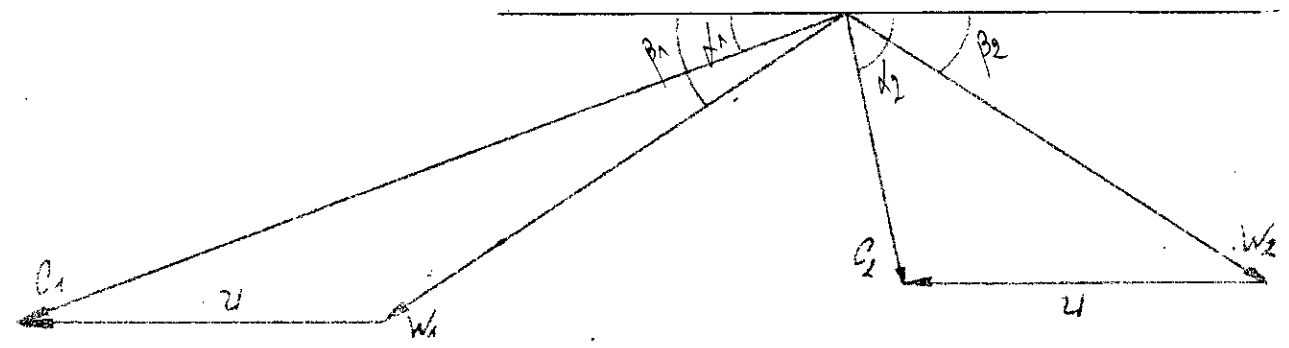
$$w_1 = \quad \quad \quad w_1 \sin \beta_1 = 366,12 \text{ m/s} \Rightarrow w_2 = \psi w_1 = 329,05 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{w_2}{u} = 5,12 \Rightarrow \beta_2 = 78,96^\circ$$

$$c_2 = w_2 \cdot \sin \beta_2 / \sin \alpha_2 = 182,6 \text{ m/s}$$

Entrée
 $\alpha_1 = 20^\circ$
 $C_1 = 583,33 \text{ m s}^{-1}$
 $\psi = 0,95$
 $\beta_1 = 33^\circ$
 $W_1 = 366,22 \text{ m s}^{-1}$

Sortie
 $\alpha_2 = 79^\circ$
 $C_2 = 182,6 \text{ m s}^{-1}$
 $W_2 = 329,05 \text{ m s}^{-1}$
 $\psi = 0,9805$
 $\beta_2 = 33^\circ$



$U = 241 \text{ m s}^{-1} = C^b$

Triangles des vitesses:

Roue de régulation une seule couronne,
pour: partie à condensation

1.3.3 Pertes dans la roue de régulation (K=1)

1. Pertes dans la tuyère: Δh_t

$$\Delta h_t = (1 - \psi^2) H_{reg} = 4,3875 \text{ Kcal/kg.}$$

2. Pertes Roue: Δh_r

$$\Delta h_r = (1 - \psi^2) W_1^2 = 3,0848 \text{ Kcal/kg.}$$

3. Pertes par vitesse restreinte: Δh_{or}

$$\Delta h_{or} = \frac{A}{19} \cdot C_2^2 = 3,97 \text{ Kcal/kg} \quad A = \frac{1}{427}$$

4. Fourniture des pertes: Σh_{hu}

$$\Sigma h_{hu} = 11,452 \text{ Kcal/kg.}$$

1.3.4 Rendement utile de la roue de régulation.

$$\eta_{u,reg} = \frac{H_{reg} - \Sigma h_{hu}}{H_{reg}} = 0,7455$$

1.3.5 Volécues spécifiques: pour $p = 0,47$ bars ca: $v'' = 3,4556 \text{ m}^3/\text{kg}$

v_c	=	3,3488		
v_r	=		3,3678	
v_{ur}	=			3,3933
x	=	0,969	0,9746	0,982

} [m³/kg]

1.3.6 Longueur d'arêtes: roue

continue $\rightarrow L = \frac{G_2 v_{roue}}{E \cdot \pi \cdot D_{reg} \cdot \tau \cdot W_2 \cdot \sin \beta_2}$

$$\tau = 1 - \frac{2 \cdot g \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2)}{B \cdot \sin \beta_2} \quad g = 0,8 \text{ m/s} \quad B = 20 \text{ cm}$$

$$\tau = 0,8658$$

$$L_r = 105,28 \text{ cm.}$$

1.3.7 Pertes par frottement et ventilation dans la roue (K=1)

1.3.7.1 $N_{fr} = K_1 \times K_2 [1,46 D_{reg}^2 + 0,23 (0,75 - E) D_{reg} \cdot L^{1,5}] \frac{U^3}{v \cdot 10^6} \text{ CV}$
 $= 1 \times 1 [1,46 \times (1,5336)^2 + 0,23 (0,75 - 0,3565) \cdot 1,5336 \cdot (105)^{1,5}] \frac{20^3}{3367870}$
 $= 81,84 \text{ CV.}$

1.3.7.2. Travail par frottement et ventilation: A_{fr}

$$A_{fr} = (75 N_{fr}) / 427 \cdot G = 1,32 \text{ Kcal/kg.}$$

1.3.7.3 Coefficient de pertes par frottement et ventilation.

$$\zeta_{fr} = \frac{A_{fr}}{H_{reg}} = 0,03816$$

1.3.8 Rendement interne de la roue de régulation:

$$\eta_{i,reg} = \eta_u - \zeta_{fr} = 0,7073$$

1.3.9. puissance de la roue de régulation (interne)

$$N_{i,reg} = (G \cdot h \cdot H_{reg} \cdot \eta_{i,reg}) / (860) = 1,11014 \text{ MW.}$$

2. Correction de calcul de disposition de la partie à action

2.1. Réduction de la rosée de régulation aux étages à action

$$(U_{reg})_{red} = \chi \cdot H_{reg} \cdot M_{reg} / \rho_{air} = 1800 \times 45 \times 0,70^{13} / 0,77 = 74397 \text{ m}^2 \text{ s}^{-2}$$

$$\Sigma U^2 = \chi \cdot \mu \cdot H_{th} = 1800 \times 1,06 \times 105 = 200340 \text{ m}^2 \text{ s}^{-2}$$

$$(\Sigma U^2)' = \Sigma U^2 - (U_{reg})_{red} = 125943 \text{ m}^2 \text{ s}^{-2}$$

$$\mu' = (\mu \cdot H_{th} - H_{reg}) / H_{th} = [(1,06 \times 105) - 45] / 105 = 1,0868$$

$$\chi' = (\Sigma U^2)' / \mu' H_{th} = 1899,5 \text{ m}^2 \text{ kcal} / \text{kg} \cdot \text{s}^2$$

2.2. Calcul du premier étage de la partie à action.

$$(u/c_1) = f(\chi') = f(1899,5) = 0,4979$$

$$\alpha_1 = f(\chi') = 12^\circ 9' = 12,15^\circ$$

$$\sin \alpha_1 = 0,21047$$

$$\tau_1 = 1 - g / (v \sin \alpha_1) = 1 - 9,8 / (20 \times 0,21047) = 0,9099$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_{gs} \cdot 60 \cdot V_1 \cdot (u/c_1)}{\pi^2 \cdot n \cdot \tau_1 \cdot L_1 \cdot \rho_{air}}} = 1,2871 \text{ m avec } L_1 = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

$$u = \pi D_1 n / 60 = 202,18 \text{ m} / \text{s}$$

$$\tau_1' = (\Sigma U^2)' = 3,08 \text{ étages}$$

$$\text{soit } \underline{\tau_1' = 3} \text{ étages } \Rightarrow u = 204,7 \text{ m} / \text{s} \text{ et } D = 1,3043 \text{ m}$$

$$L_1 = 0,099 \text{ m} = 99 \text{ mm}$$

soit alors

$$\text{une chute d'étage de } h_{et} = \frac{u^2}{\chi'} = 22,08 \text{ kcal} / \text{kg} \text{ étage}$$

3. nombre d'étage pour la partie à condensation est calculé

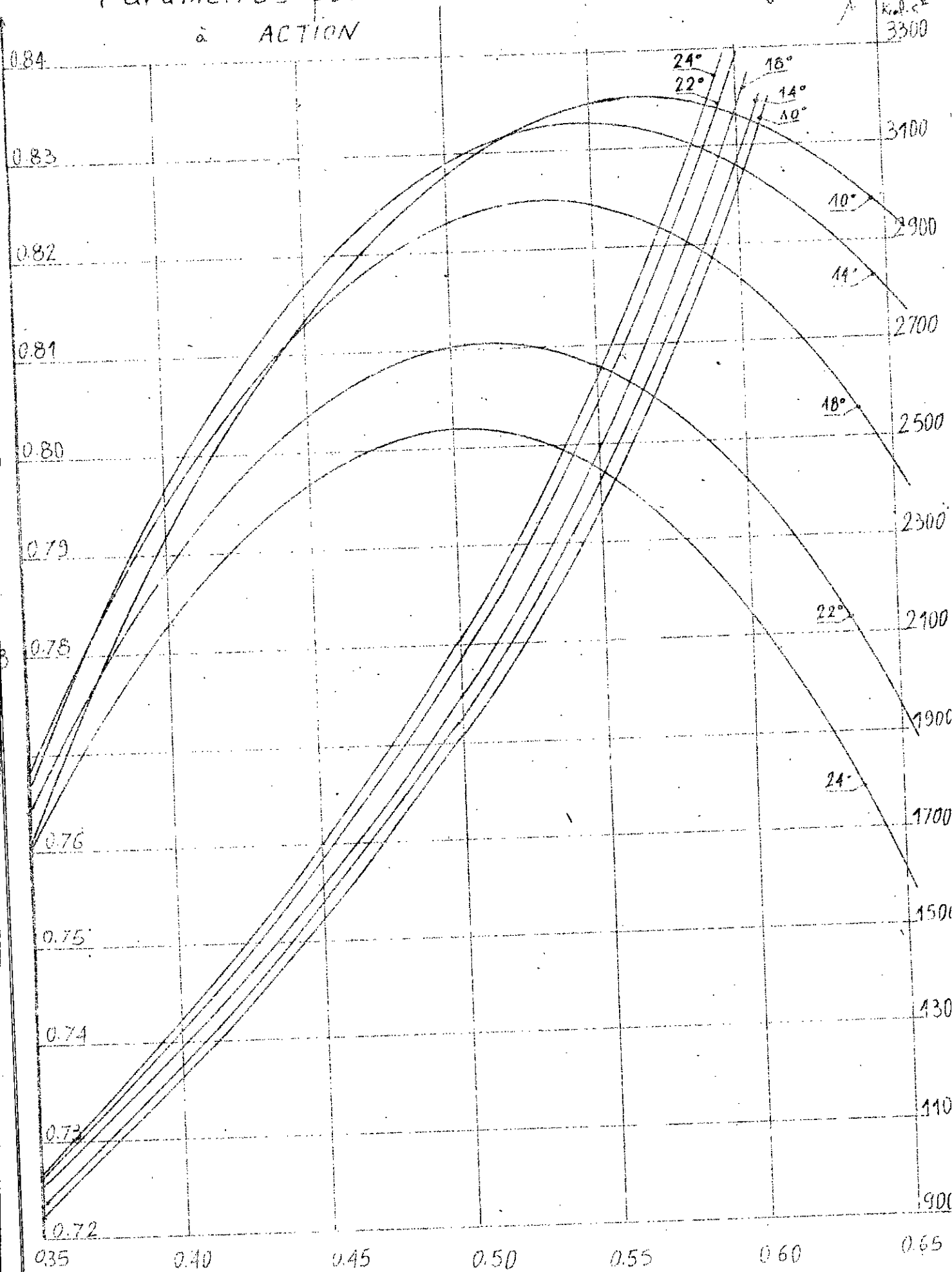
comme suite :

Comme la chute est de 22,08 kcal/kg, et pour les 3 étages on tombera par (e)s trop loin de $\beta = 0,08$ bon absolu. ce qu'il ne faut pas. Donc on peut augmenter $\chi' > \chi'$ et recalculer h_{et} alors on aura une chute plus petite pour les étages qui suivent le premier étage ce qui se admet pas. d'où la méthode de calcul des étages après les arrosés choisis.

Comme le point de partie de régulation est très bien connue, qui est aussi l'entrée du premier étage à action, on fera le calcul pour se rendre de ce qui est avant ce point: pour cela; on mesure la chute adiabatique jusqu'à $\beta = 0,08$ bon absolu et on multiplie par μ le coefficient d'auto-surchauffage et on divise par 3 étages ou par 4 étages. On fera un calcul pour le choix du nombre d'étages.

Paramètres pour le calcul des derniers étages à ACTION

f_w kg
Kil. cm²
3300



Dans notre partie à condensation, on calcule le dernier étage comme ayant des aubes vieillées et le premier étage, non vieillées. Pour les étages intermédiaires on fera un calcul d'approche et on verra si ils font à aubes vieillées ou non.

Pour le calcul des aubes vieillées, on emploie un diagramme pour les paramètres du dernier étage à action. tableau page 44

1^{er} étage: voir calcul détaillé des étages après leur choix
2^{em} étage: on le calcul comme ayant des aubes non vieillées

$$U = 204,87 \text{ W/p}$$

$$D = 1,3043 \text{ m}$$

$$h_{tet} = 20,943 \text{ Kcal/kg}$$

$$F = 0,75$$

$$A_{tet} = h_{tet} + F h_{ot} = 20,943 + 0,75 + 0,7572 = 21,5109 \text{ Kcal/kg}$$

$$\beta_2 = 0,1467 \text{ atem}$$

$$v'' = 10,558 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$C_1 = 0,95 \times 91,53 \sqrt{A_{tet}} = 403,24 \text{ W/p}$$

$$o_{ht} = (1 - \beta_2^2) A_{tet} = 2,097 \text{ kcal/kg}$$

$$x_t = 0,9113$$

$$v_t = x v'' = 9,9489 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$d_n = f(x) = 11,9^\circ$$

$$\sin d_n = 0,2062$$

$$u/c_1 = 0,5067 = f(x)$$

$$z_t = 52 \text{ tours}$$

$$t_t = \text{pas des freins} = \pi D / z_t = 78,89 \text{ mm}$$

$$r_t = 1,6 \text{ mm}$$

$$T_t = 1 - r_t / t_t \sin d_n = 0,9015$$

$$G_{fi} = f(r_t) = \frac{r_t^2 v_t}{t_t} = 0,035 \text{ kg/p}$$

$$G_{tot} = G_{fi}^2 - G_{fi} = 8,292 \text{ kg/p}$$

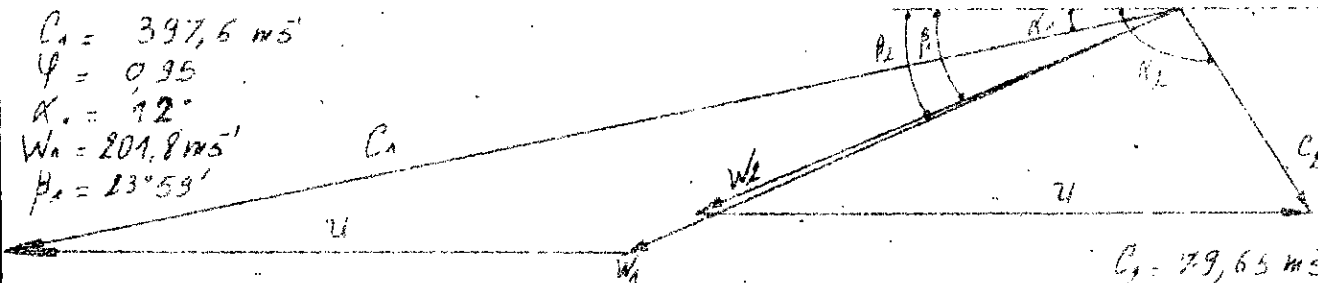
$$l_t = (G_{tot} v_t) / (\pi \cdot D \cdot z_t \cdot C_1 \cdot \sin d_n) = 2637 \text{ mm} = \left(\frac{l}{D}\right) = \frac{1}{4,85} \approx \frac{1}{5}$$

Ce calcul montre que le deuxième étage doit être calculé avec des aubes vieillées ainsi que le dernier étage.

$$U = 204,87 \text{ m/s} = C_{12}$$

ÉTAGE 1

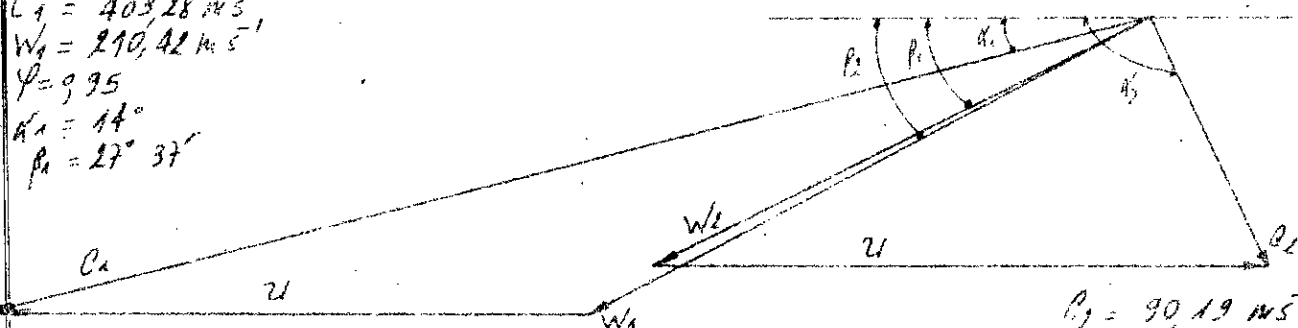
$C_1 = 397,6 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,95$
 $\alpha_1 = 12^\circ$
 $W_1 = 201,8 \text{ m/s}$
 $\beta_1 = 23^\circ 53'$



$C_2 = 39,65 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,866$
 $W_2 = 174,75 \text{ m/s}$
 $\alpha_2 = 123^\circ$
 $\beta_2 = 22^\circ 29'$

ÉTAGE 2

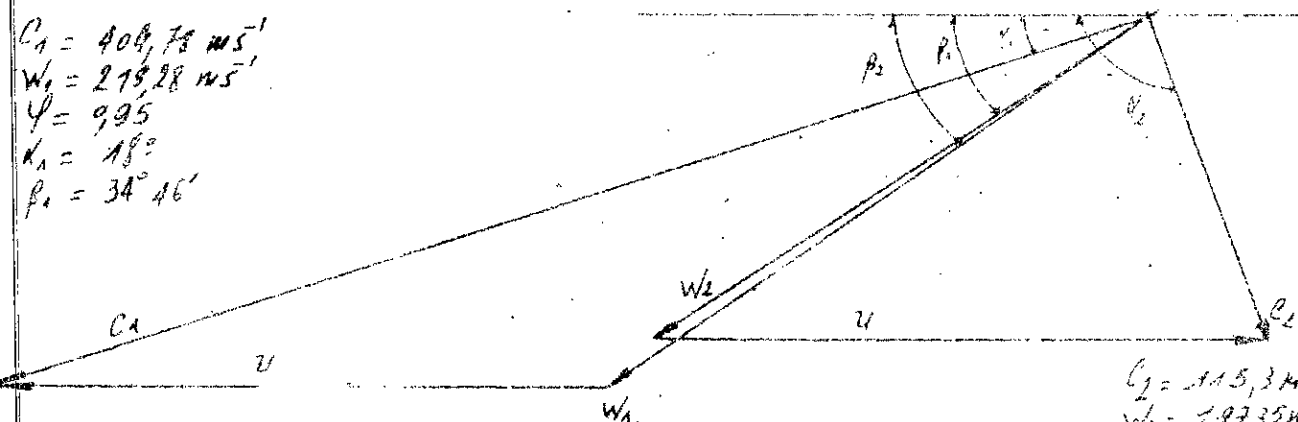
$C_1 = 403,28 \text{ m/s}$
 $W_1 = 210,42 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,95$
 $\alpha_1 = 14^\circ$
 $\beta_1 = 27^\circ 37'$



$C_2 = 90,19 \text{ m/s}$
 $W_2 = 185,17 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,880$
 $\alpha_2 = 115^\circ 21'$
 $\beta_2 = 26^\circ 7'$

ÉTAGE 3

$C_1 = 409,78 \text{ m/s}$
 $W_1 = 219,28 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,95$
 $\alpha_1 = 18^\circ$
 $\beta_1 = 34^\circ 46'$



$C_2 = 115,3 \text{ m/s}$
 $W_2 = 197,35 \text{ m/s}$
 $\psi = 0,900$
 $\alpha_2 = 110^\circ 13'$
 $\beta_2 = 33^\circ 16'$

PA

A CONDENSATION

indices: 1: entrée
2: sortie.

				ETAGE avec Z = nombre d'étages			
				Calcul du premier étage et choix de Z.		Etage 2	Etage 3
				Z = 3	Z = 4		
N°	Symbole	unité	méthode de calcul				
1	P ₁	kg/cm ²	(x, s)	0,47	0,47	0,262	0,1467
2	D	m	Calculé	1,3043	1,1424	1,3043	1,3043
3	v	m/s	$\pi D n / 60$	204,87	179,44	204,87	204,87
4	heat	Kcal/kg	à Hth/Z avec u = 103	20,94	15,41	20,94	20,94
5	X'	$\frac{m^2 \cdot kg}{s^2 \cdot kcal}$	$U^2 / heat$	2004	2049	2004	2004
6	F	-	donnée	0	0	0,75	0,75
7	Allet	kcal/kg	heat + F hor. avec hor = $\frac{A \cdot C_2^2}{29}$	20,94	15,41	21,51	21,57
8	P ₂	kg/cm ²	(x, s)	0,262	0,3075	0,1467	0,0772
9	v ₁	m ³ /kg	tables	-	-	6,072	10,558
10	x ₁	-	(x, s)	-	-	0,966	0,9467
11	v ₁	m ³ /kg	$x_1 v_1''$	1,2	1,2	5,8655	9,9952
12	i ₁	Kcal/kg	(x, s)	622,67	622,67	606,25	589,91
13	C ₁	m/s	$0,95 \times 91,53 \sqrt{Allet}$	397,8	344,64	403,28	404,78
14	shc	Kcal/kg	$(1 - \psi^2) Allet$	2,04	1,53	2,1	2,1128
15	v ₂	m ³ /kg	(p ₁ - p ₂) tables	6,072	5,234	10,558	19,167
16	x _t	-	(x, s)	0,961	0,967	0,942	0,9231
17	v _t	m ³ /kg	v ₁ · x _t	5,8335	5,061	9,948	17,693
18	Z _t	tuyères	donnée	52	52	52	52
19	t _t	mm	$\pi D / Z_t$	78,79	69	78,79	78,79
20	α ₁	degré	f(x')	11° 54'	11° 17'	14°	18°
21	sin α ₁	-	.	0,2062	0,1956	0,2419	0,309
22	τ _c	-	$1 - q t / t_c \sin \alpha_1$ avec q = 1,2 ÷ 1,6 mm	0,9015	0,8814	0,916	0,9507
23	u/c ₁	-	f(x')	0,5067	0,5145	0,505	0,5
24	Z _{lob}	Labyrinthe	donnée	8	8	6	6
25	G _{fi}	kg/s	$f_{fi} [(P_1^2 - P_2^2) g \cdot 10^4 / P \cdot V \cdot Z_{lob}]^{1/2}$ avec D _r = 500 mm	0,053	0,0488	0,035	0,0205
26	G _{set}	kg/s	G ₁ - G _{fi} = 8,333 - G _{fi}	8,2793	8,284	8,2978	8,312
27	t _c	mm	$(V_c \cdot G_{set}) / (\pi \cdot D \cdot \tau_c \cdot \sin \alpha_1 \cdot C_1)$	159	196,6	225	302
28	β ₁	degré	$\text{Arctg} \left(\frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - U} \right)$	23° 98'	23° 03'	27,62	34,77
29	sin β ₁	-		0,4064	0,3912	0,4636	0,5704
30	β ₂	degré	β ₁ - 1,5°	22,48°	21,53°	26,12	33,27
31	sin β ₂	-		0,3823	0,3670	0,4402	0,5487
32	ψ	-	f(β ₁ + β ₂) (Worgeler)	0,866	0,865	0,88	0,900
33	w ₁	m/s	C ₁ sin α ₁ / sin β ₁	201,8	172,23	210,42	219,28
34	w ₂	m/s	w ₁ · ψ	174,75	149	185,17	197,35
35	Δhr	Kcal/kg	$\frac{A}{2g} [1 - \psi^2] w_1^2$	1,2154	0,8923	1,192	1,09
36	x _r	-	(x, s)	0,9636	0,9685	0,944	0,925
37	v _r	m ³ /kg	x _r · v ₁ '' (α = β = β ₂)	5,8509	4,90	9,9667	17,729
38	τ _r	-	$1 - q + 2 \sin(\beta_1 + \beta_2) / B \sin \beta_2$ B = 50 et q = 0,5 mm	0,9367	0,9362	0,9389	0,9436
39	l _r	mm	$\frac{l_c \cdot V_r \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \tau_c}{V_c \cdot w_1 \cdot \sin \beta_2 \cdot \tau_r}$	184	220,9	257	352
40	D/l _t	-		8,2	5,81	5,79	4,31
41	α ₂	degré	$\text{Arctg} \left(\frac{w_2 \sin \beta_2}{(w_1 \cos \beta_2 - U)} \right)$	57°	53,24°	64,65	69,78
42	C ₂	m/s	w ₂ sin β ₂ / sin α ₂	79,65	68,24	90,19	115,3
43	sh _{or}	Kcal/kg	A/2g · C ₂ ²	0,7572	0,55	0,971	1,589
44	Nf	CV	1,1 × 1,46 · v ³ · D ² · v ₁ · 10 ⁶	4,009	2,47	2,357	1,325
45	Δhf	Kcal/kg	75 Nf / 427 · Grad	0,085	0,052	0,0498	0,028
46	Δh _{fi}	Kcal/kg	$\frac{G_{fi}}{G_{set}} [heat - shc - shf - sh_{or}]$	0,1156	0,0799	0,0751	0,0425
47	Allet	Kcal/kg	Allet - shc - sh _r - sh _{or} - Δhf - Δh _{fi}	16,73	12,60	17,116	16,807
48	Z _{it_o}	-	Allet/heat	0,7988	0,8023	0,8173	0,8025
49	x	-	(x, s)	0,9653	0,970	0,9463	0,9264
50	Z _{it_e}	-	Z _{it_o} · (1 + x)	0,7849	0,7903	0,7953	0,7729
51	Allet _x	Kcal/kg	Z _{it_e} · heat	16,43	12,41	16,553	16,18
52	i ₂	Kcal/kg	(x, s)	606,25	540,99	589,91	574
53	N _{heat}	KW	(427/1,36 · 75) Allet _x · Grad	569,68	430,56	578,6	563,24
54	Σ C _u	m/s	C ₁ cos α ₁ - C ₂ cos α ₂	345,87	297,14	352,68	345,11
55	η _{heat}	-	(A · v · Σ C _u) / q · heat	0,8077	0,8102	0,8236	0,8059

non choisi

Note: Pour tenir compte des pertes de puissance par humidité on a ajouté les lignes 49, 50, 51.

PM001/82 p. 48
 LIGNE
 de DETENTE de la VAPEUR
 d'EAU
 dans la TURBINE

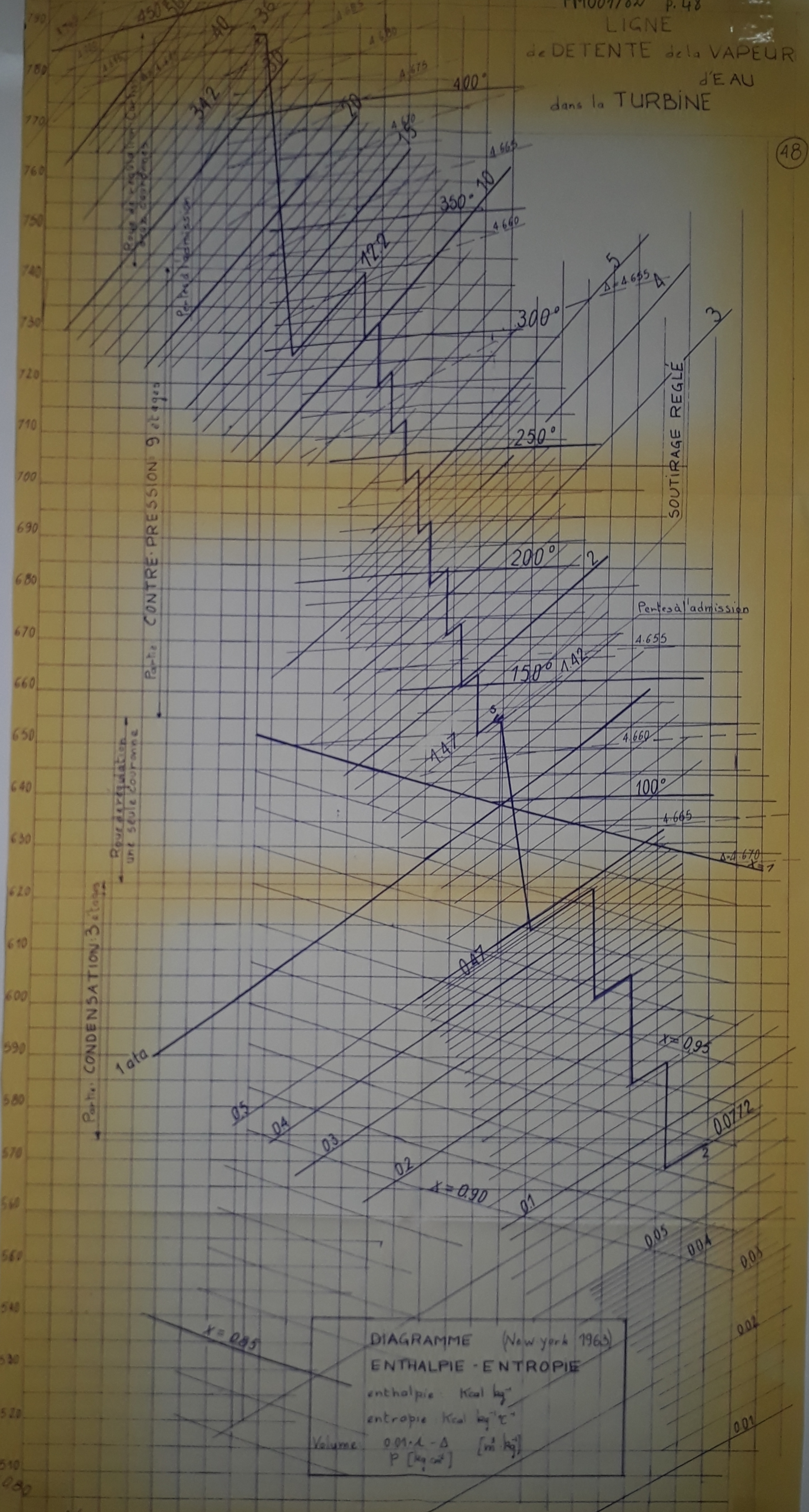


DIAGRAMME (New York 1963)
 ENTHALPIE - ENTROPIE
 enthalpie: Kcal/kg
 entropie: Kcal/kg°C
 Volume: $0.01 \cdot \Delta - \Delta$ [m³/kg]
 P [kg/cm²]

S. ENTROPIE: [Kcal. kg⁻¹. °C⁻¹]

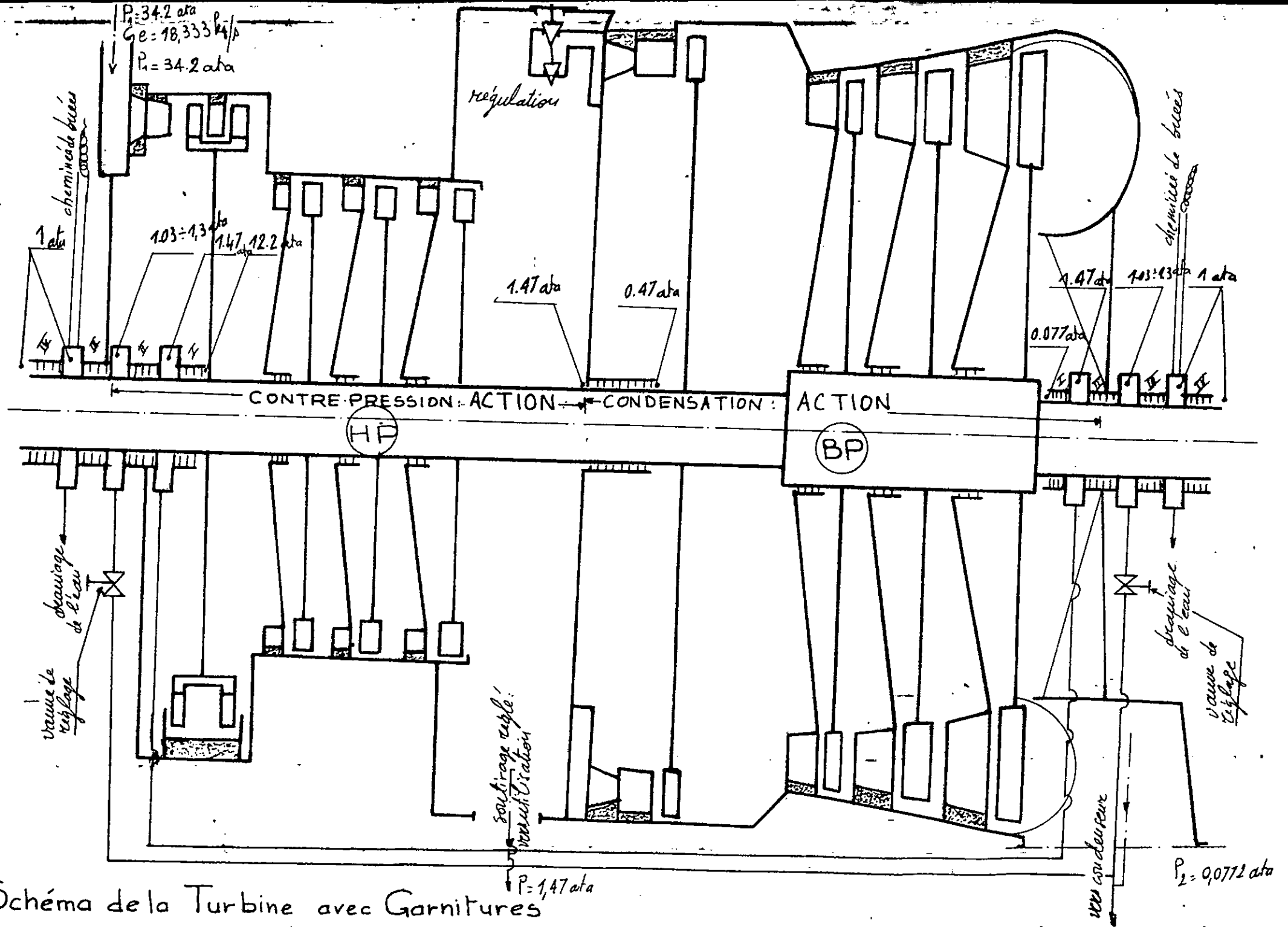


Schéma de la Turbine avec Garnitures

ÉTANCHEÏTE

Garnitures d'étanchéité:

Leur objet est de limiter les pertes par les fuites qui se produisent au passage des éléments mobiles dans les parties fixes de la machine, d'une région de haute pression élevée à une région de moindre pression.

Calcul des garnitures d'étanchéité extérieures:

Les formules utilisées pour le calcul des garnitures font souvent appel à STODOLA.

On distingue bas les ports intérieurs et les ports extérieurs sans le calcul.

Mais, on distingue deux formules:

si la pression de sortie des garnitures est supérieure ou inférieure à la pression critique qui sera calculée par une formule de STODOLA.

pression critique $P_k = \frac{0,85}{\sqrt{Z+1,5}} \cdot P_e$ avec Z : nb de Labyrinthes
 P_e : pression d'entrée

P_k : pression critique

P_s : pression de sortie

S_f : Surface de fuite = $\pi D_f \cdot S_f$

si $P_s > P_k$: Formule I: pour débit de fuite G_{fe} en kg/s

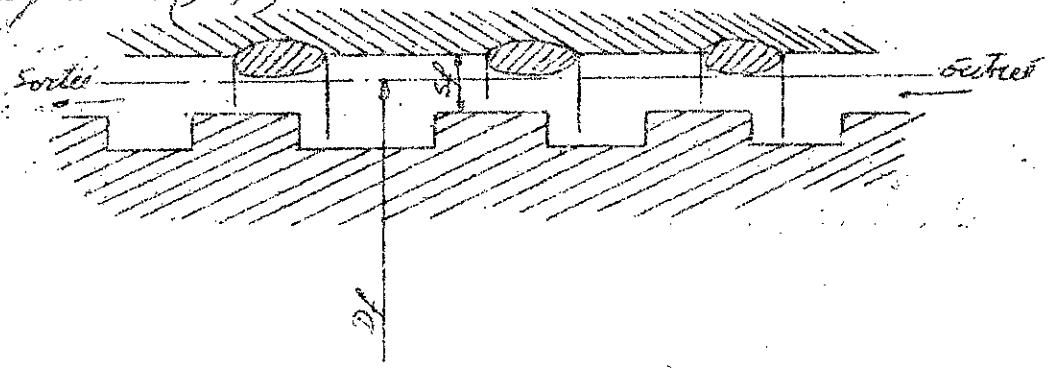
$$G_{fe} = \frac{P_e \cdot S_f \cdot \sqrt{(P_e^2 - P_s^2) \cdot 2 \cdot 10^4}}{P_e \cdot V_e \cdot Z} \quad [\text{kg/s}]$$

si $P_s < P_k$ on a: Formule II:

$$G_{fe} = \frac{P_e \cdot S_f \cdot \sqrt{P_e \cdot 2 \cdot 10^4}}{(Z+1,5) \cdot V_e} \quad [\text{kg/s}]$$

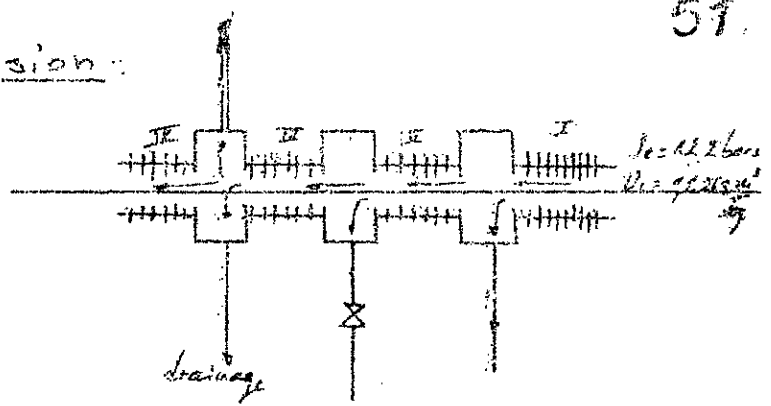
L'obtention de solutions de l'état (e) est essentielle à l'état (s), au diagramme (x, s)

Schéma



5.1 Partie haute pression :

schéma :



Garnitures I

$Z_I = 35 \div 50$ labyrinthes

$P_e = 12,2$ bars

$P_s = 1,47$ bars

$Z_{II} = 40$ labyrinthes

$V_{II} = 0,2868$ m³/kg

$$P_K = \frac{P_e \times 0,95}{\sqrt{4,5}} = \frac{12,2 \times 0,95}{\sqrt{4,5}} = 1,61 \text{ bar}$$

$P_s < P_K$: formule II : $G_{f_{II}} = \pi D_p S_p \sqrt{\frac{P_e - 0,10^4}{(4,5 + 1,5) V_{II}}} = \pi \times 0,4193 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{12,2 - 0,10^4}{(4,5 + 1,5) \cdot 0,2868}}$
 $G_{f_{II}} = 3,5870$ kg/s

coefficient des pertes : $f_{f_{II}}$

$$f_{f_{II}} = \frac{G_{f_{II}}}{S} = \frac{3,587}{13828} = 2,5\% + 3\% \text{ légèr utilis.}$$

Garnitures II

$Z_{II} = 20 \div 30$ labyrinthes

$P_e = 1,47$ bars

$P_s = 1,1$ bars

$V_{II} = 1,886$ m³/kg

$Z_{II} = 30$ labyrinthes

$$P_K = \frac{1,47 \times 0,95}{\sqrt{30 + 1,5}} = 0,228 \text{ bars}$$

$P_s > P_K$: formule I

$$G_{f_{II}} = \pi \times 0,4193 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{(1,1 - 0,10^4) \cdot 10^4}{1,886 \cdot 30}} = 0,0336 \text{ kg/s}$$

$$f_{f_{II}} = \frac{G_{f_{II}}}{G_{f_{I}}} = 9,4\%$$

Garnitures III

$Z_{III} = 12 \div 16$ labyrinthes

$P_e = 1,1$ bars

$P_s = 1$ bar

$Z_{III} = 16$ labyrinthes

$V_{III} = 2,52$ m³/kg

$$P_K = \frac{1,1 \times 0,95}{\sqrt{16 + 1,5}} = 0,223 \text{ kg/s}$$

$P_s > P_K$: formule I : $G_{f_{III}} = \pi \times 0,4193 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{(1,1 - 0,10^4) \cdot 10^4}{2,52 \cdot 16}} = 0,0216 \text{ kg/s}$

$$f_{f_{III}} = \frac{G_{f_{III}}}{G_{f_{II}}} = 64\%$$

Garnitures IV

$Z_{IV} = 4 \div 5$ labyrinthes. soit $Z_{IV} = 4$ labyrinthes

5.2

Partie basse pression : BP

Schéma

Caractéristiques I.

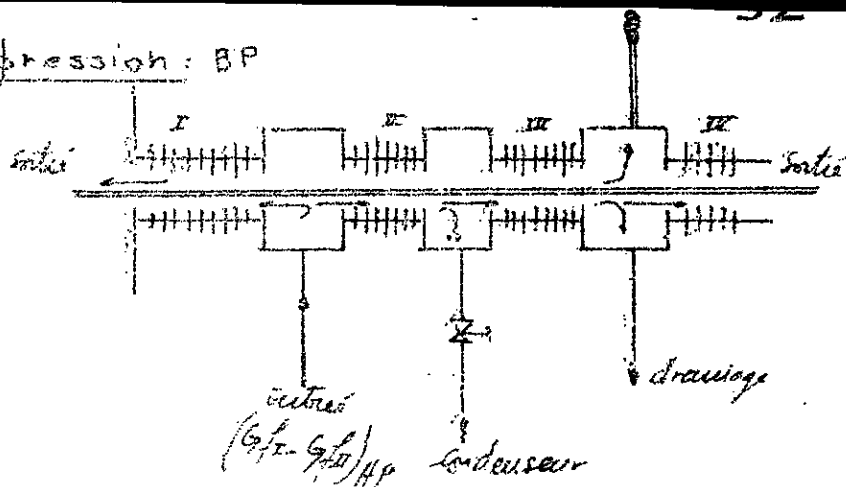
$$P_e = 1,47 \text{ bar}$$

$$P_s = 0,0772 \text{ bar}$$

$$Z_I = 40 \text{ labyrinthes}$$

$$V_I = 1,886 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_K = \frac{1,47 \times 9,85}{\sqrt{40+1,5}} = 0,2 \text{ bar}$$



$$P_e < P_K : \text{formule II} : G_{f/II} = \pi \times 0,4 \times 0,8 \times \sqrt{\frac{1,47 \times 9,85 \times 10^9}{(0,2, 1) \times 1,886}} = 0,0431 \text{ kg/p}$$

$$Z_{f/II} = \frac{G_{f/II}}{(G_{f/I} - G_{f/II})_{HP} - G_{f/II, BP}} \quad \text{soit à calculer } G_{f/II, BP} \text{ (caractéristiques II BP)}$$

Caractéristiques II

$$P_e = 1,47 \text{ bar}$$

$$P_s = 1,1 \text{ bar}$$

$$V_{II} = 2,826 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Z_{II} = 30 \text{ labyrinthes}$$

$$P_K = \frac{1,47 \times 9,85}{\sqrt{31,5}} = 0,222 \text{ bar}$$

$$P_e > P_K : \text{formule I}$$

$$G_{f/II} = \pi \times 0,4 \times 0,8 \sqrt{\frac{(1,47 - 1,1) \times 10^9}{1,47 \times 2,826 + 1,176}} = 0,0336 \text{ kg/p}$$

$$\Delta \text{ ou } Z_{f/II} = \frac{G_{f/II, BP}}{(G_{f/I} - G_{f/II})_{HP} - G_{f/II, BP}} = \frac{0,0431}{(0,323 - 0,0336) - 0,0336} = 16,8\%$$

et soit Caractéristiques III : 16 labyrintheset Caractéristiques IV : 4 labyrinthesCalcul de l'étalement entre les deux parties HP et BP.

$$P_e = 1,47 \text{ bar}$$

$$P_s = 0,47 \text{ bar}$$

$$Z = 24 \text{ labyrinthes}$$

$$V = 1,2 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (1,3)$$

$$P_K = (P_e \cdot 9,85) / (\sqrt{24+1,5}) = 0,207 \text{ bar}$$

$$P_e > P_K : \text{formule I} : G_{f/I} = \pi \times 0,4 \times 0,8 \times \sqrt{\frac{(1,47 - 0,47) \times 10^9}{1,47 \times 1,2 + 1,2}} = 0,067 \text{ kg/p}$$

$$\frac{G_{f/I}}{G_s} = \frac{0,067}{13,88(1,2 - 32,52)} = 0,49\%$$

Il faut reporter le débit $G_{f/I}$ au débit d'entrée à la BP = 2,353 kg/p.

5.3 CALCUL DE LA TUYAUTERIE

Equation de continuité:

$$C \cdot F = G \cdot V$$

C: vitesse d'écoulement du fluide

F: section d'écoulement

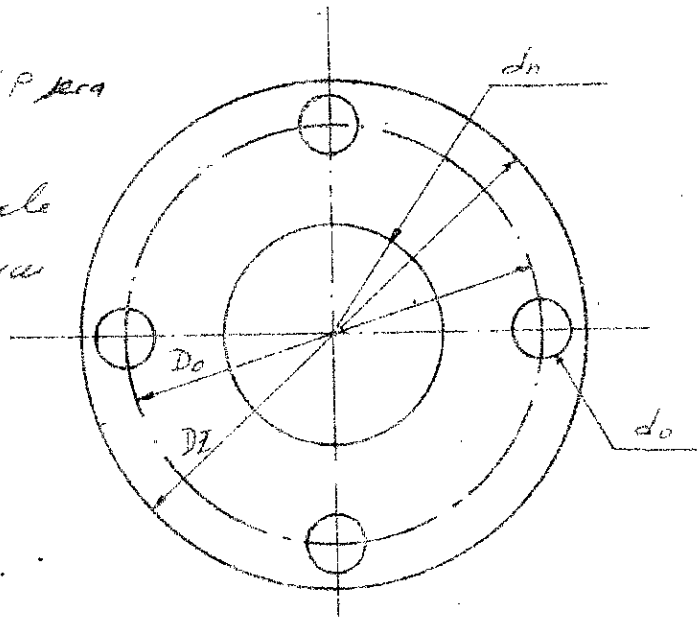
G: débit exigé

V: volume spécifique du fluide.

Et soit le tableau suivant pour la réalisation qui a été établie par une norme, par rapport à celle que nous utilisons.

Diamètre nominal du	D ₁	D ₂	V ₁		D ₀
			n	diamètre	
10	75	60	4	M10	12
15	80	55	4	M10	12
20	95	65	4	M10	12
25	100	75	4	M10	12
32	120	90	4	M12	14
40	130	90	4	M12	14
50	140	110	4	M12	14
65	150	130	4	M12	14
80	175	150	4	M16	18
100	205	170	4	M16	18
125	235	200	8	M16	18
150	260	225	8	M16	18
(175)	280	255	8	M16	18
200	315	280	8	M16	18
(225)	340	305	8	M16	18
250	370	335	12	M16	18
300	435	385	12	M20	23
350	485	435	12	M20	23
400	535	485	16	M20	23
(450)	590	540	16	M20	23
500	640	600	16	M20	23
600	755	705	20	M24	27
(1 1/2)	840	810	24	M24	27

La tuyauterie calculée en H.P. sera
la même que la S.P.
avec un diamètre nominale
au drainage adopté à 25 mm



Tuyauterie I:

pour l'injection de la
vapeur dans la partie S.P.

$$d_I = \sqrt{\frac{4 \cdot G \cdot V}{\pi \cdot C}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (0,358 - 0,0336) \times 1,886}{\pi \cdot 60}} = 41,4 \text{ mm soit } d_n = 42,5 \text{ mm}$$

Tuyauterie II: pour le réglage des tuées:

$$d_{II} = 31 \text{ mm soit } d_n = 32 \text{ mm}$$

Tuyauterie III: pour le drainage de l'eau soit $d_n = 25 \text{ mm}$

5.4 Calcul de la tubulure de soutirage:

débit de soutirage : débit à la sortie du dernier étage de la
partie à contrepression moins le débit qui entre dans la partie
à condensation car ce débit est plus important dans notre
machine qui est productrice de l'électricité et que la chaleur
est un sous produit.

$$\text{d'où } G_{\text{soutirage}} = G_{\text{étage}} - G_{\text{condensation}}$$

$$G_{\text{soutirage}} = 13,788(1 - 0,025) - 8,333 + 0,067 \text{ kg/s} = 5,2748 \text{ kg/s}$$

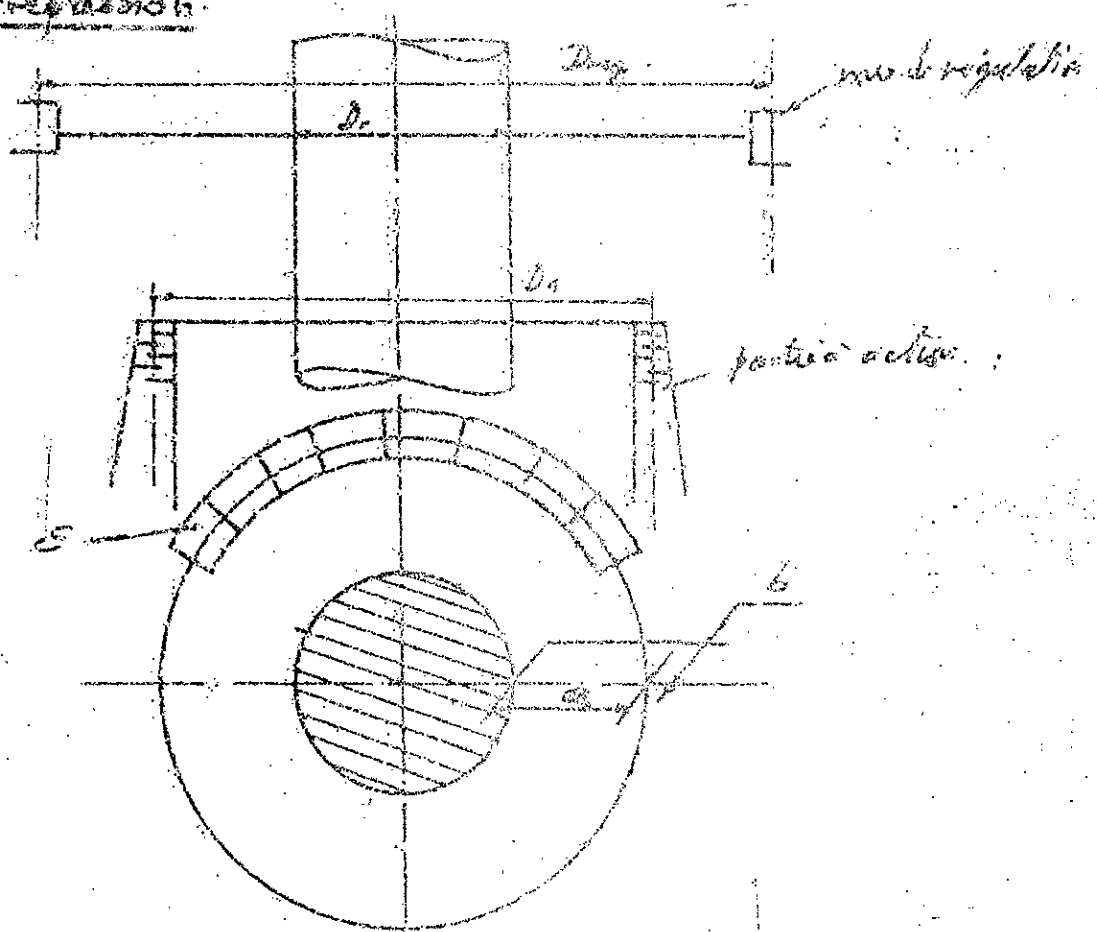
$$\text{d'où } d_{\text{sout}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G \cdot V}{\pi \cdot C}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,2748 \times 1,2}{\pi \times 50}} = 40,1 \text{ mm soit } d_n = 40 \text{ mm}$$

5.5 Distance entre le dernier étage de la contrepression et la
diaphragme séparant les deux parties:

$$\text{soit la distance égal à : } l = 0,75 d_n = 300 \text{ mm}$$

5.6 Calcul de disposition des roces de régulation et respectivement de chaque section d'axe:

Partie à contre-pression:



$F = 2f = \frac{0,5 \cdot G \cdot v}{C}$ avec G : débit passant par $C = 4,888109315 \text{ kg/s}$
 on considère que la vapeur subissant l'axe C (l'axe ①) est directement prise de la section couronne supérieure de la lame de régulation. Alors, on aura forcément le passage de (100%) G qui passant par la section $f = 2f = 2(a \times b)$

d'où $b = \frac{0,5 \cdot G \cdot v}{2 \cdot C \cdot a}$ avec $a = \frac{D2 - D1}{2} = \frac{1403 - 124}{2} = 640 \text{ mm}$
 $v = 0,275 \text{ m/s}$

$b = 56,8 \text{ mm}$ soit $b = 60 \text{ mm}$

Partie à condensation:

même chose :

$G = 8,338 + 9,062 = 17,4 \text{ kg/s}$
 $b = \frac{0,5 \times G \cdot v}{2 \times C \times a} = \frac{0,5 \times 17,4 \times 3,103}{2 \times 53 \times (14,0336 - 0,5)} = 240 \text{ mm}$

Puissance effective (indiquée) de la turbine: $N_{i,T}$

$N_{i,T} = N_{i1} + N_{i2} + N_{i3} + N_{i4} + N_{i5} + N_{i6} + N_{i7} + N_{i8} + N_{i9} + N_{i10}$
 $= 2,71633 + 9,852846 + 1,110115 + 9,71134 = 10,3907 \text{ MW}$

$N_{i,T} = 10,3907 \text{ MW}$

1. Calcul de la vitesse critique: de l'arbre de la turbine

Définition: La fréquence propre de vibration de l'arbre est la première vitesse critique.

C'est la plus importante de point de vue danger par sa grande amplitude.

Alors quand elle se confond avec la fréquence de régime, on observe le phénomène de résonance qui accroît brusquement l'amplitude de vibration et conduit parfois à la rupture de l'arbre.

but:

Elle nous permet de dimensionner les arbres en vue de satisfaire aux conditions exigées de résistance.

méthode de calcul: RAYLEIGH-STODOLA.

Cette méthode, par son caractère de convergence rapide, n'est pratique que pour la détermination de la première fréquence propre. Et deux approximations sont suffisantes pour avoir la précision suffisante.

Cette méthode est analytique-graphique.

méthode:

1.1 - Soit notre arbre avec ces différents diamètres, placé sur deux appuis et chargé par des forces extérieures considérées comme des charges concentrées.

et soit l'échelle pour le dessin de l'arbre : $a = \frac{10 \text{ cm réel}}{1 \text{ cm dessin}}$

1.1.1 On divise l'arbre en un certain nombre de tronçons dont les poids seront appliqués au centre de gravité respectif.

1.1.2 Calcul des poids des tronçons de l'arbre et les valeurs des forces extérieures (disques + aubes). avec $\rho_{\text{acier}} = 7,85 \text{ kg/dm}^3$

et soit le tableau suivant:

P	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇	P ₈	P ₉	P ₁₀	P ₁₁	P ₁₂	P ₁₃	P ₁₄	P ₁₅
Kgf	37	83	534	652	328	1086	337	599	723	339	607	1225	410	58	35

- 1.1.3 Placer les vecteurs des poids et forces extérieures sur le dessin et admettre une échelle: $b = \frac{200 \text{ Kg}}{1 \text{ cm}}$.
- 1.2 Tracer le polygone des forces, admettre H_1 (pôle) de centre O_1 et tracer le polygone funiculaire.
soit $H_1 = 2,5$ qui donne $\widehat{AO_1B} = 70^\circ \div 80^\circ$.
- 1.3 Diviser ce diagramme en un certain nombre de tronçons. Les limites des tronçons sont données par les positions des forces P et les changements de diamètres. Calculer pour chaque bord de tronçon la grandeur corrigée du moment de flexion.

La base de calcul est l'équation de la déformée:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{E J_i} = \frac{1}{E J_0} \left[\frac{J_0}{J_i} M \right] = \frac{1}{E J_0} \cdot M_{\text{corr.}}$$

M = moment de flexion réel.

M_{corr} : moment de flexion corrigé

J_0 : moment d'inertie de la section d'arbre (moment de base).
Etre souvent pour le diamètre maximum

$$J_0 = \frac{\pi d_0^4}{64} \text{ [cm}^4\text{]}$$

J_i : moment d'inertie pour le diamètre du tronçon considéré.

$$J_i = \frac{\pi d_i^4}{64} \text{ [cm}^4\text{]}$$

- 1.4 Calculer les surfaces S des tronçons du diagramme corrigé des moments de flexion.

On considère le diagramme corrigé des moments comme un diagramme de charges fictives accrochées au centre de gravité de chaque tronçon.

le centre de gravité est trouvé graphiquement.

Tronçon	diamètre cm	M moment TLE cm	$J_0/J_i = (d_0/d_i)^4$	M _{corr} = (cm) moment corrigé	Sur face S _i (cm ²)	Force fictive F _i = $\frac{S_i}{\Sigma} [cm]$
1	2,0	0,6	39,06	23,43	9,38	0,47
2	$\frac{2,0}{3,0}$	1,0	$\frac{39,06}{7,716}$	$\frac{39,06}{7,716}$	21,87	1,09
3	3,0	1,6	7,716	12,345	8,02	0,401
4	$\frac{3,0}{3,8}$	2,0	$\frac{7,716}{2,99}$	$\frac{15,43}{5,09}$	10,41	0,52
5	3,8	4,1	2,99	12,29	27,43	1,37
6	$\frac{3,8}{4,6}$	5,85	$\frac{2,99}{1,39}$	$\frac{17,534}{8,165}$	44,75	2,23
7	4,6	6,5	1,39	9,075	10,34	0,517
8	$\frac{4,6}{4,0}$	7,0	$\frac{1,39}{2,44}$	$\frac{9,77}{17,08}$	10,36	0,518
9	4,0	7,5	2,44	18,3	22,99	1,19
10	4,0	8,5	2,44	20,74	48,8	2,44
11	4,0	8,85	2,44	21,59	52,91	2,64
12	$\frac{4,0}{4,4}$	9,0	$\frac{2,44}{1,66}$	$\frac{21,96}{14,94}$	28,31	1,41
13	4,4	9,2	1,66	15,282	34,76	1,73
14	$\frac{4,4}{4,8}$	9,15	$\frac{1,66}{1,17}$	$\frac{15,189}{10,705}$	36,57	1,92
15	4,8	9,1	1,17	10,647	11,74	0,58
16	$\frac{4,8}{5,0}$	8,9	$\frac{1,17}{1}$	$\frac{10,41}{8,9}$	10,53	0,52
17	5,0	8,75	1 *	8,75	9,7	0,485
18	$\frac{5,0}{4,0}$	8,45	$\frac{1}{2,44}$	$\frac{8,45}{20,618}$	9,46	0,473
19	4,0	7,7	2,44	18,788	61,02	3,05
20	4,0	7,65	2,44	18,66	3,74	0,187
21	$\frac{4,0}{3,2}$	5,95	$\frac{2,44}{5,96}$	$\frac{14,518}{35,462}$	46,47	2,32
22	3,2	4,15	5,96	24,73	93,3	4,66
23	$\frac{3,2}{2,5}$	2,0	$\frac{5,96}{16}$	$\frac{11,92}{32}$	56,81	2,84
24	2,5	1,5	16	24	19,6	0,98
25	$\frac{2,5}{2,0}$	1,0	$\frac{16}{39,06}$	$\frac{16}{39,06}$	15,00	0,75
27	2,0	0,5	39,06	19,53	20,5	1,0275
28	2,0	0	39,06	0	6,8355	0,341

Tableau des M_{corr} et F_i.note: * d₀ = 5,0 cm. diamètre de base.

1.5 Dessiner l'arbre supplément ($d = d_o = d_a$)
porter les vecteurs de charges fictives
et soit l'échelle des vecteurs: $C = \frac{20 \text{ cm}^2}{1 \text{ cm}}$

1.6 Tracer le polygone des forces fictives, admettre H_2 (pôle)
 $H_2 = 25 \text{ cm}$
et tracer le polygone funiculaire.
le funiculaire représente la déformée dynamique de l'arbre.
et soient y_i les flèches dynamiques.

Tableau des valeurs.

P_i	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	P_9	P_{10}	P_{11}	P_{12}	P_{13}	P_{14}	P_{15}	Σ
Kgf	37	83	534	652	328	1086	337	599	723	339	607	1225	410	58	35	7053
$y_i \text{ cm}$	0,4	1,4	3,5	5,4	6,2	7	7,4	7,6	7,5	7,25	6,4	6,3	4	1,6	0,6	/
$P_i \cdot y_i$	14,8	116,2	1869	3529,8	2033,6	7602	2497,8	4552,1	5422,5	2453,25	3884,8	7717,5	1640	92,8	21	43438,95
y_i^2	0,16	1,96	12,25	29,16	38,44	49	54,76	57,76	56,25	52,56	40,96	39,69	16	2,56	0,36	/
$P_i \cdot y_i^2$	5,92	162,68	6541,75	19012	12609,28	53224	18454,12	34097,16	40659,37	17997,75	24862,08	18620,25	6560	149,12	12,6	283377,975

1.8 Calcul de l'échelle totale: d .

$$d = \frac{H_1 \times H_2 \times a^3 \times b \times c}{E \cdot J_0}$$

avec: $H_1 = 25 \text{ cm}$

$H_2 = 25 \text{ cm}$

$a = 10 \text{ [cm/cm]}$

$b = 200 \text{ [kgf/cm]}$

$c = 20 \text{ [cm}^2\text{/cm]}$

$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$

$$J_0 = \frac{\pi d_o^4}{64} = \pi \times \frac{5^4}{64} \text{ [cm}^4\text{]}$$

$d_o = \text{vrai grandeur.}$

$$\text{soit } d = 3,88035 \cdot 10^3$$

1.9 Calcul de la fréquence de rotation critique du premier ordre

$$n_{c1} = 300 \sqrt{\frac{\Sigma P_i \cdot y_i}{d \Sigma P_i \cdot y_i^2}} \text{ [tr/min]} = 300 \sqrt{\frac{43438,95}{283377,975 \times 3,88035 \cdot 10^3}}$$

$$n_{c1} = 1885 \text{ tr/min}$$

Comme $n_{c1} < n_{\text{réelle}}$ avec une marge de 37%, l'arbre est hypercritique.
voir à la suite le paragraphe arbre.

2 Calcul de l'arbre à la résistance:

Calcul du diamètre de l'arbre pouvant transmettre la puissance totale de la turbine avec une marge de sécurité suffisante.

On a :

Puissance calculée: $P_e = 10,35 \text{ MW}$.

On prend $P = 10,5 \text{ MW}$.

Couple sur l'arbre: C

$$C = \frac{P}{\pi \cdot n} = \frac{P}{\omega}$$

On adopte une $\frac{C}{W_0} = 2,50 \text{ daN/cm}^2$

$$W_0 = \frac{\pi d^4}{32} \cdot \frac{1}{\frac{d}{2}} = \frac{\pi d^3}{16}$$

Alors

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{P}{\omega}\right) \left(\frac{\pi d^3}{16}\right) \left(\frac{C}{W_0}\right)}$$

$$\text{ou } d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot 10^6 \cdot 30 \cdot 16}{\pi^2 \cdot n \cdot \frac{C}{W_0} \cdot 10^5}} = \sqrt[3]{\frac{10,5 \cdot 10^6 \cdot 30 \cdot 16}{\pi^2 \cdot 3000 \cdot 2,50 \cdot 10^5}} = 0,189 \text{ m}$$

soit $d = 200 \text{ mm}$

et soit ce diamètre, le diamètre approximatif de la portée du palier, qui sont déterminées, normalement, en fonction des pressions admissibles et avec le minimum de portée de diamètre dans ces paliers.

C ÉTUDE DESCRIPTIVE

61

1 Matériaux utilisés

1.1 Comme les turbines travaillent à haute température et sous de hautes pressions, les matériaux sont sollicités donc se trouvent fortement modifier:

Le fluage: phénomène caractérisé par un écoulement visqueux et continu du métal sous charge constante. Il apparaît à 400°C et croît avec.

La Résistance et la résilience: se trouvent modifier et le module d'élasticité décroît notablement.

Et, en se conservant, cette résilience, à froid, d'un phénomène de relaxation.

1.2 Les matériaux doivent satisfaire également à certaines conditions chimiques:

- bonne stabilité structurale aux températures élevées et long temps.
- bonne résistance à l'oxydation plus généralement à la corrosion et à l'érosion.
- La soudabilité: si c'est le cas du mode d'assemblage et ne soit pas rendu fragile.

1.3 Pour améliorer les caractéristiques des aciers qui entre pour beaucoup dans la turbine à vapeur; On ajoute des éléments d'addition (Cr; Mn; Ni; V; W; Mo, Ti, Nb...) pour garantir aussi la sécurité demandée.

1.4 On pratique des contrôles des pièces.

- Les essais non destructifs pour juger le comportement des pièces livrés.
- essai de survitesse des rotors
- pression hydraulique pour l'enveloppe.

2 Aubage distributeur

Les aubages distributeurs qui transforment la chute de chaleur en énergie cinétique doivent être conçus non seulement pour assurer un écoulement de la vapeur avec des pertes réduites, mais également résister à l'influence du fluide en mouvement et celle de la température et aussi les contraintes développées avec une précision suffisante.

2.1 Aubage de réglage:

L'injection est en général partielle, l'étage étant habituellement constitué par une roue à action ou une roue Curtiss.

Les tuyères sont souvent groupées en un ou plusieurs blocs. Les blocs peuvent être constitués d'éléments assemblés par rivets, soudure ou rapportés par un canal faisant partie de l'enveloppe.

2.2 Aubage des étages suivant (après l'étage de régulation)

2.2.1 Turbine à action

Les aubages sont fixés par le diaphragme.

- a - en constituant des boîtes distributrices rapportées.
- b - par éléments usinés fixés par rivets à la périphérie d'un disque.
- c - par groupe de tuyères moulés en cire perdue et rapportés par soudure.
- d - par prise à la volée d'ailettes en tôle dans le diaphragme en fonte. (B.P)
- e - par éléments engagés dans des rainures en T.

2.2.2 Turbine à réaction.

Les distributeurs sont constitués par des ailettes fixées dans des rainures fournies dans le corps.

2.3 Matériaux constitutifs des tuyères:

En H.P: les matériaux présenteront une bonne résistance à l'usure et à la chaleur.

En B.P: les matériaux présenteront une bonne résistance à l'usure et à l'oxydation.

En utilise entre autres: a) Résistance sous charge prolongée:

- à 450°C ; $\sigma = 20$ hbars

- à 550°C ; $\sigma = 16$ hbars.

b) Utilisation au dessus de 500°C : Acier au Cr (14%) ou bain B.P

c) Acier inoxydable : Cr 18 ; $R_s = 63$ hbars.

3 Diaphragmes des turbines à action.

Ce sont des disques en deux pièces à joint diamétral, portant les aubages distributeurs à leur périphérie. On les réalise soit en fonte soit en acier moulé soit en tôles soudées.

Il faut assurer la concordance des axes des deux éléments malgré la dilatation.

Les diaphragmes sont soumis à des poussées importantes dues à la différence de pression régnant de part et d'autre des aubages distributeur.

4 Aubage mobile

Les ailettes mobiles comportent les parties suivantes:

- le pied qui assure la liaison avec le disque ou le tambour.
- le corps qui reçoit l'action du corps.
- La tête liée généralement aux ailettes voisines.

4.1 Mode de fabrication

- a- usinées dans la masse par fraisage ou robotage (ailettes courtes moyennes)
- b- forgées ou matricées puis usinées (ailettes longues)
- c- provenant de barres étirées au profil prévu, pied formé par refoulement à froid.

4.2 Mode de liaison en tête:

Afin de limiter les amplitudes de vibration éventuelle, les ailettes sont généralement reliées en tête:

- liaison par bossage venu de forge.
- liaison par bandage.
- liaison par fil

4.3 Sollicitation:

Resistance: chaque ailette est soumise à l'action du jet de vapeur et la force centrifuge.

On détermine généralement la contrainte résultante à l'encastrement, pour le choix de la résistance pratique.

5 Disques des turbines à action:

Les ailettes mobiles sont généralement fixées sur les disques qui sont:

- emmanchés et soudés
- clavetés
- venus de forge avec l'arbre puis usinés.

6 Arbres

les arbres sont dimensionnés pour satisfaire aux conditions exigées par la présence de la vitesse critique.

Cette fréquence critique peut se trouver au dessus ou au dessous de la fréquence de régime.

d'où deux types d'arbres: flexible ou hypercritique.
rigide ou subcritique.

l'arbre hypercritique:

demande moins de matière, plus facile à fabriquer, s'échauffe uniformément au démarrage et il se produit une auto-tranquillisation après passage, à faire le plus rapidement possible, de la vitesse critique. De plus le centre de gravité du mobile tend à se rapprocher de l'axe de rotation.

l'arbre subcritique:

Ne présente pas de danger de point de vue rétroaction, mais il est lourd, difficile à réaliser, long à s'échauffer ou à se refroidir.

Équilibrage des rotors.

l'équilibrage statique permet de placer le centre de gravité sur son axe, mais ce n'est pas suffisant, il faut en plus que l'axe de rotation coïncide avec l'un des axes principaux d'inertie du mobile, c'est l'objet de l'équilibrage dynamique. D'où le rotor, porteur de rainures en queue d'arronde sur les faces extérieures et extrêmes dans lesquelles on place des masses additionnelles.

Remarque: l'équilibrage d'un rotor flexible n'est valable que pour la vitesse à laquelle, l'équilibrage a été pratiqué.

7 Enveloppe - brides.

L'enveloppe d'une turbine est constituée de deux ou plusieurs parties.

La construction de l'enveloppe des turbines conduit à étudier plus particulièrement :

- Accessibilité
- Emploi des aciers spéciaux et des épaisseurs suffisantes.
- l'utilisation des fortes légères pour ne pas soumettre la partie HP aux hautes températures et pressions élevées.
- Recherche de forme géométrique simple.
- bonne étanchéité au joint des demi-enveloppes.
- Problème de dilatation (hautes températures) qui par leur inégalité provoquent le gauchissement des enveloppes ou du contact entre pièces mobiles et fixes.

On résout le problème en recherchant les formes symétriques et un choix judicieux des emplacements des points fixes et la butée.

La dilatation ne doit pas détruire la concordance des axes de l'enveloppe et du rotor.

- Les grands corps basse pression des turbines à condensation doivent être suffisamment rigide pour résister aux déformations provoquées par la pression atmosphérique et le poids du rotor appliqué aux paliers, qui généralement solidaire de la partie inférieure de l'enveloppe.

Les conduits de décharge demandent à être judicieusement tracés pour évacuer avec le minimum de pertes, les volumes considérables de vapeur qui les traversent.

Brides:

Les brides des enveloppes HP doivent être robuste et les goujons d'assemblage très près les uns des autres et aussi rapprochés que possible de la paroi de l'enveloppe, parce qu'il s'échauffent moins et lentement.

8 Condenseur à surface

Un bon condenseur ne doit pas seulement fournir un vide élevé, un condensat pur et une température aussi élevée que possible ; mais en outre présenter en même temps un pouvoir d'échange unitaire élevé.

avec un faible encombrement de faible besoin de matière avec la plus petite consommation d'énergie possible.

Le vide dépend :

- de la température, du débit et de la vitesse de l'eau de refroidissement.
- de la grandeur de la surface refroidissante
- du coefficient de transmission thermique

machines auxiliaires au condenseur

- les machines à l'extraction de l'air et de l'eau condensée
- les pompes de circulation

9 Paliers

L'arbre ou ligne d'arbre est habituellement supportée par autant de paires de paliers que la turbine a de corps.

On utilise des paliers radiaux (simples) constitués par deux demi-coussinets. Ces paliers ont un contact sphérique avec les cages des demi-enveloppes qui permet la flexion de l'arbre sans déformation de l'enveloppe.

et des paliers à butée ou paliers radiaux-axiaux pour absorber la force axiale qui existe toujours et que cette butée assure le point fixe stator-rotor : ce sont des paliers de type Michell.

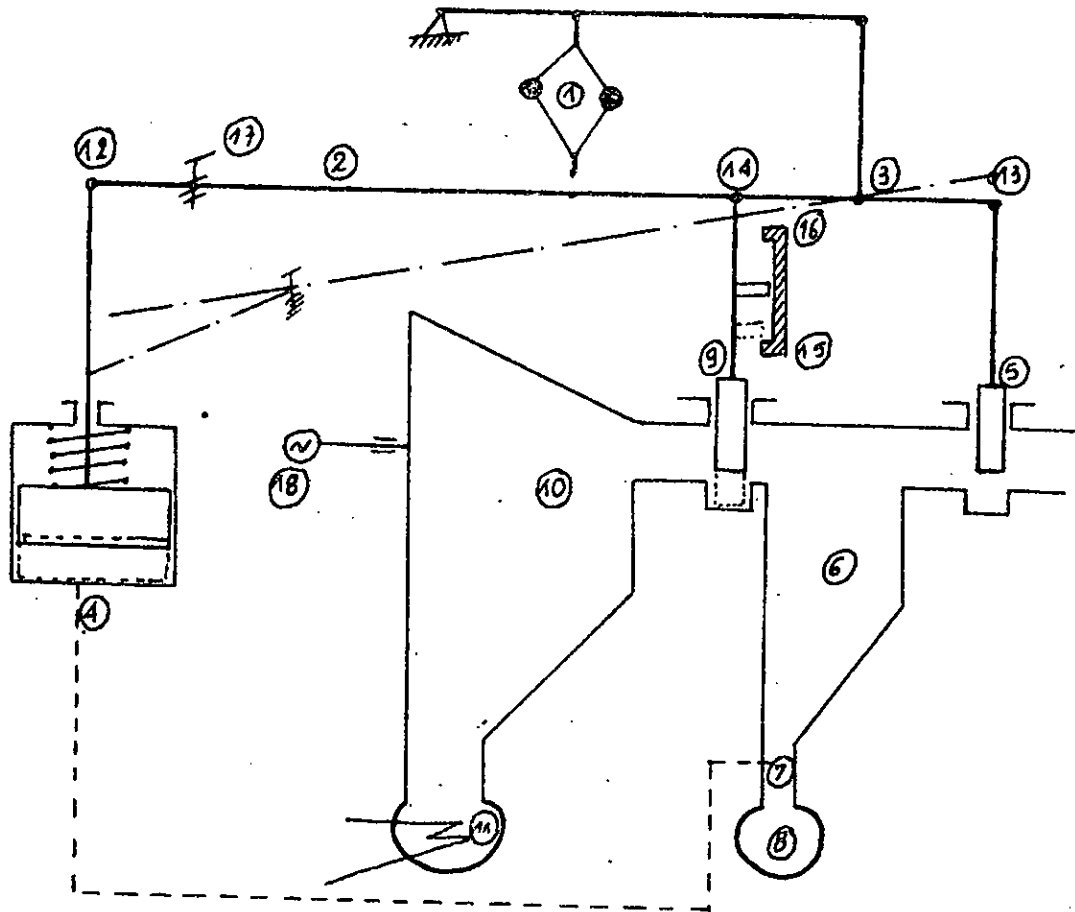
Leur graissage est du type hydrodynamique c.à.d les surfaces frottantes sont séparées, en marche, par un film d'huile, sous pression, suffisamment épais pour éviter tout contact entre parties métalliques.

10. Accouplement - Vireur.

- 10.1. l'Accouplement rigide est le plus simple et le plus sûr.
Il n'exige aucun graissage, ne présente aucune usure.
- 10.2. Les turbines de grande et moyenne importance sont pourvues d'un vireur du rotor qui sert à maintenir la machine en rotation lente afin d'éviter les inégalités de contraction et de dilatation du rotor.
Le vireur doit être embrayé seulement à l'arrêt de la machine et se débraye automatiquement lorsque la vitesse est suffisante.

11. Régulation

- 11.1. Mode de réglage: Pour adapter la puissance de la turbine, à une vitesse constante, à la demande de la machine réceptrice; utilise l'un des deux modes de réglage suivants:
- 11.1.1 variation de pression à l'admission que l'on peut obtenir:
soit - par laminage dans les soupapes d'admission, soit
- par variation de pression à la chaudière.
- 11.1.2 variation du nombre de tuyères actives à l'admission sur la première roue (réglage par admission partielle).
- 11.2. Problème de la régulation des turbines à vapeur.
Le premier contrôle de la vitesse que l'on désire et de la maintenir à une valeur déterminée.
Il est impératif de la limiter à un maximum acceptable dans tous les cas.
- 11.3. Schéma de régulation par notre cas:
c'est: turbine à vapeur à condensation à soutirage réglé voir page suivante le schéma.

Schéma de régulation :Turbine à vapeur à condensation et à soutirage réglé

- 1- Régulateur de vitesse
- 2- levier flottant
- 3- point d'articulation du régulateur au levier flottant
- 4- régulateur de pression de soutirage
- 5- Soupape de réglage de la vapeur vire.
- 6- turbine : partie haute pression
- 7-8 Conduite de soutirage - consommateur de vapeur
- 9- Soupape réglant l'admission à la B.P.
- 10- turbine : partie basse pression.
- 11- Condenseur
- 15-16. butée de fin de course.
17. Genouillère
- 18- Génératrice.

Voit description à la suite.

Description

Lorsque le besoin en énergie est supérieur à la puissance correspondant au débit de vapeur de chauffage, la soupape ③ est ouverte de façon à envoyer la vapeur additionnelle, qui traverse les deux corps de la turbine, au condenseur sans influencer la pression de soutirage. Les distances entre les divers points d'articulation :

②, ⑫, ⑬, ⑭ du levier ② sont choisis de manière à remplir les deux conditions suivantes :

1. À débit et pression de vapeur de soutirage constants, toute variation de vitesse provoque un déplacement des soupapes ⑤, ⑨ de telle manière que les débits additionnels circulant dans chacun des corps de la turbine satisfont à la relation :

$$\Delta G_{HP} = \Delta G_{BP}$$

2. À puissance et vitesse constantes : toute variation de la contrepression provoque un déplacement des soupapes ③ et ⑨ de façon que les écarts de puissance provoqués dans chacun des corps satisfont à la relation :

$$\Delta P_{HP} = -\Delta P_{BP}$$

Une turbine à soutirage réglé et à condensation ne peut garder constantes la vitesse et la pression de soutirage que si les soupapes d'admission à la partie B.P. ne sont ni ouvertes ni entièrement fermées. Dès que l'une des positions extrêmes est atteinte, un dispositif appelé GENOUILLÈRE ⑭ met le régulateur de pression hors circuit plaçant ainsi la turbine exclusivement sous l'action du régulateur de vitesse.

Il y a un autre régulateur dit de sécurité qui permet l'arrêt total de la turbine, par la fermeture des vannes à fermeture rapide, en cas de sur vitesse (environ 10%).

Cette présente étude montre les différents problèmes qui se posent même au niveau d'un projet de fin d'études d'une turbine à vapeur. Malgré l'utilisation de beaucoup de données expérimentales, nous avons seulement trouvé une méthode très générale de calcul et seulement le calcul de quelques parties qui composent un avant projet de turbine à vapeur.

Alors, on est loin de la dite « absolue sécurité » qui pour l'avoir, il faut des spécialistes dans chaque domaine concernant la turbine à vapeur, il faut aussi toute les données expérimentales cumulées durant des années de recherche et tirer partie des progrès de la science dans les domaines touchant à la turbine à vapeur.

Je dirai qu'il faut encourager les projets de fin d'étude et les spécialisations dans les turbines par sa importance incontestable dans le développement de pays.

BIBLIOGRAPHIE

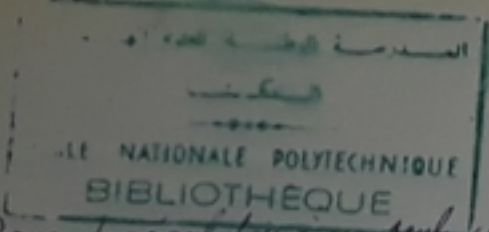
71

- 1 La turbine à vapeur moderne
E. A. Kraft.
 - 2 Turbine à vapeur et à gaz
L. Vivier.
 - 3 Mechanik Poradnik Techniczny
Tome IV CZĘŚĆ 1
 - 4 Thèses : turbine à vapeur (3 thèses) Juin 81
KATIR - NABTI - SERAY.
 - 5 Revues: BBC
 - 6 Elements de construction à l'usage de l'ingénieur.
tome IX
 - 7 Résistance des matériaux
 - 8 Les turbines
P. CHAMBADAL
-

G. Melani pro

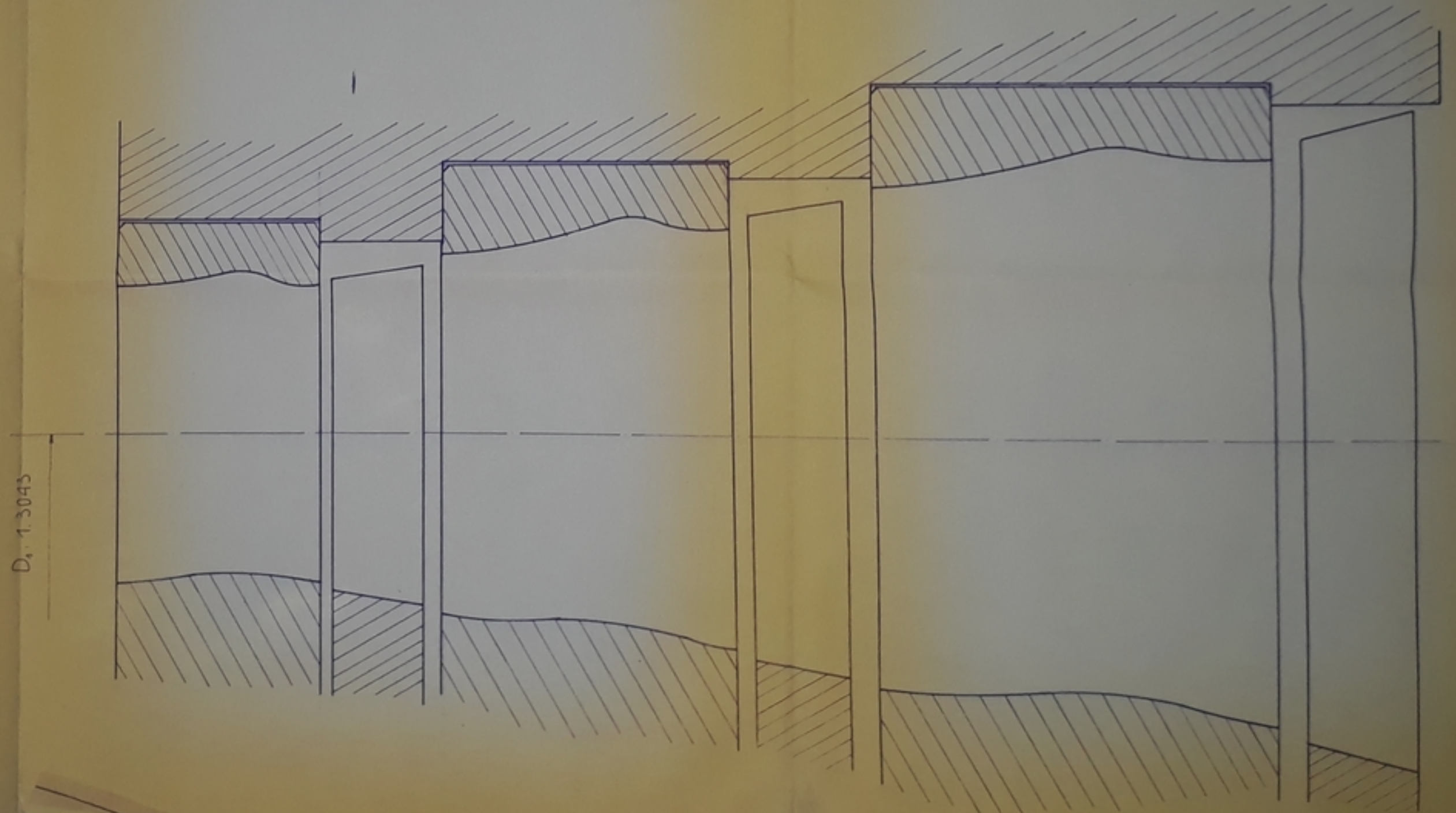
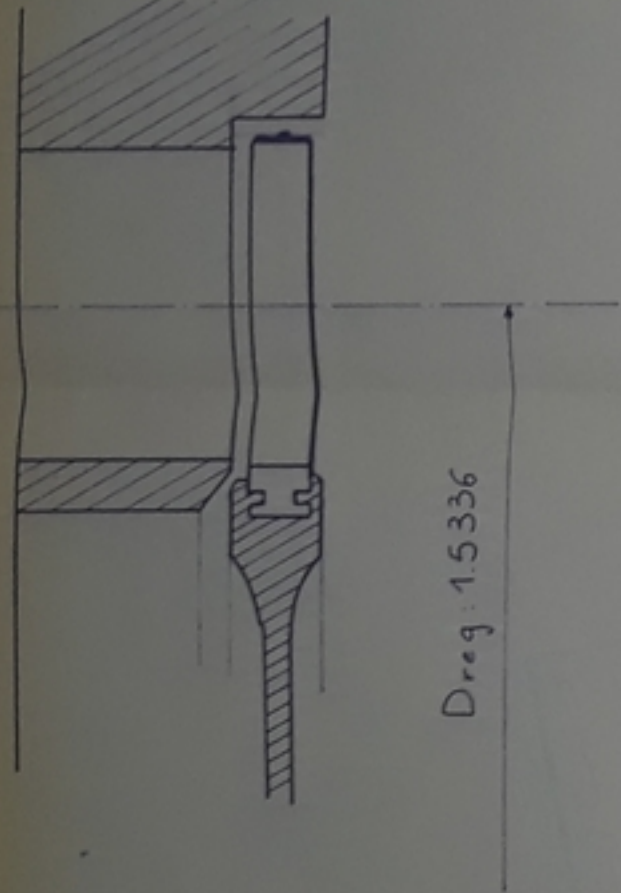
Etude par S. L. ABDELLAOUI

1982



Roue de régulation à six dents courbes

SCHEMA D'AUBAGES Partie Condensation 3 étages



PM001/82

Annexe (A)

$R_A = 3560 \text{ kgf}$
 $R_B = 3520 \text{ kgf}$

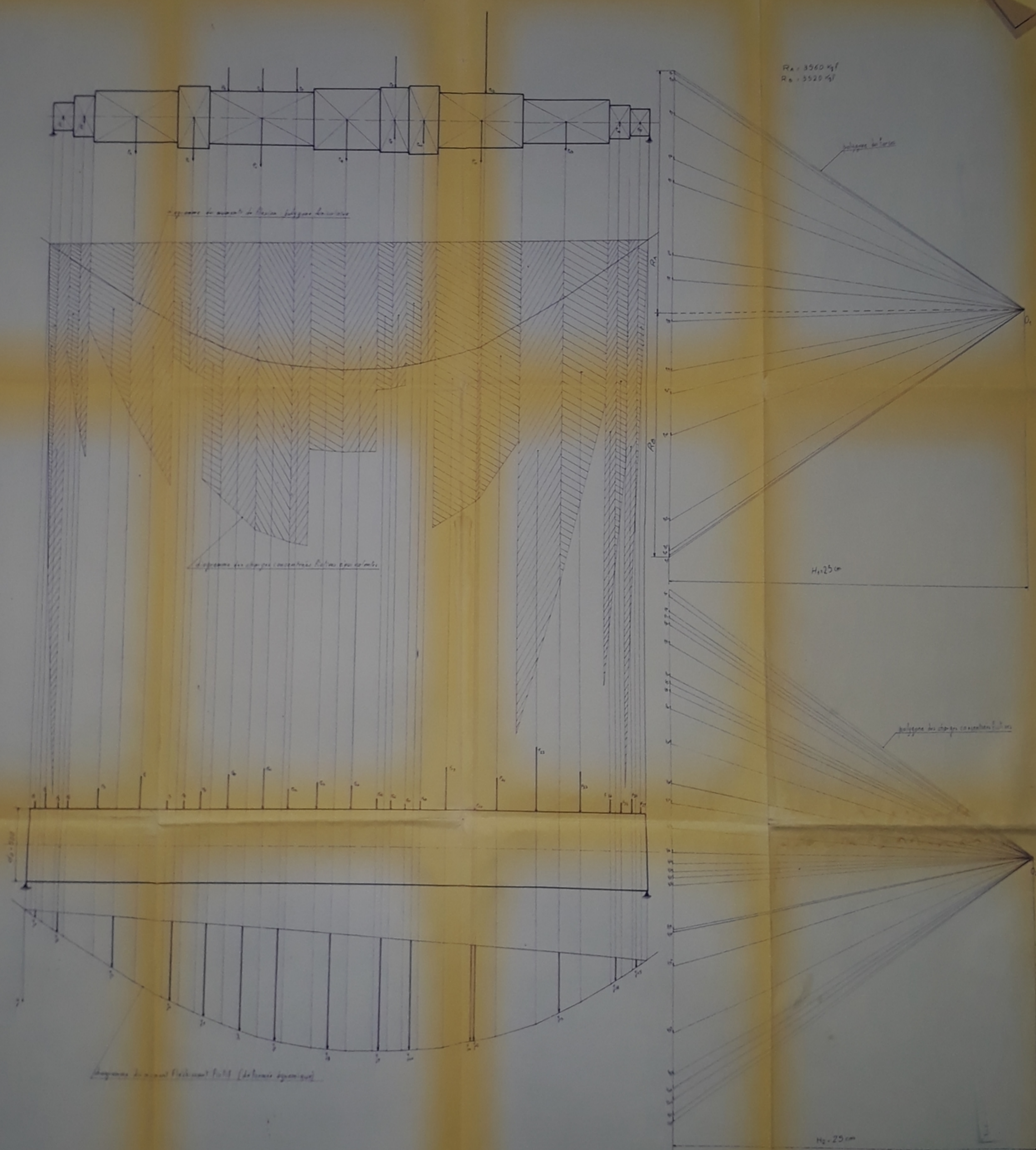


Diagramme de moments de flexion polygonaux déformés

Diagramme des charges concentrées RA et RB déformés

Diagramme des moments flexionnels P(1) (deformés déformés)

$H_1 = 25 \text{ m}$

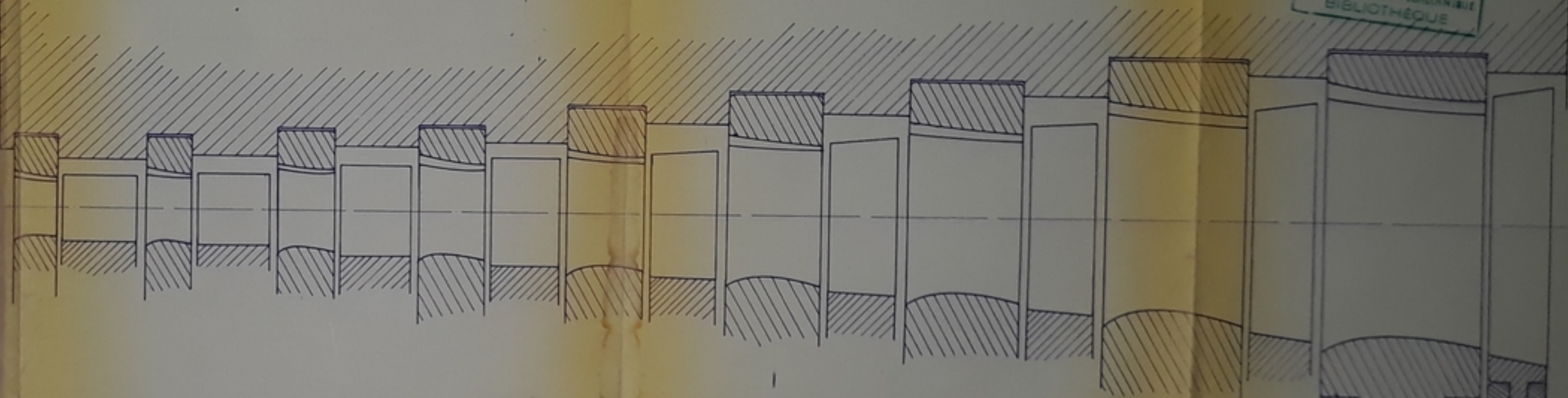
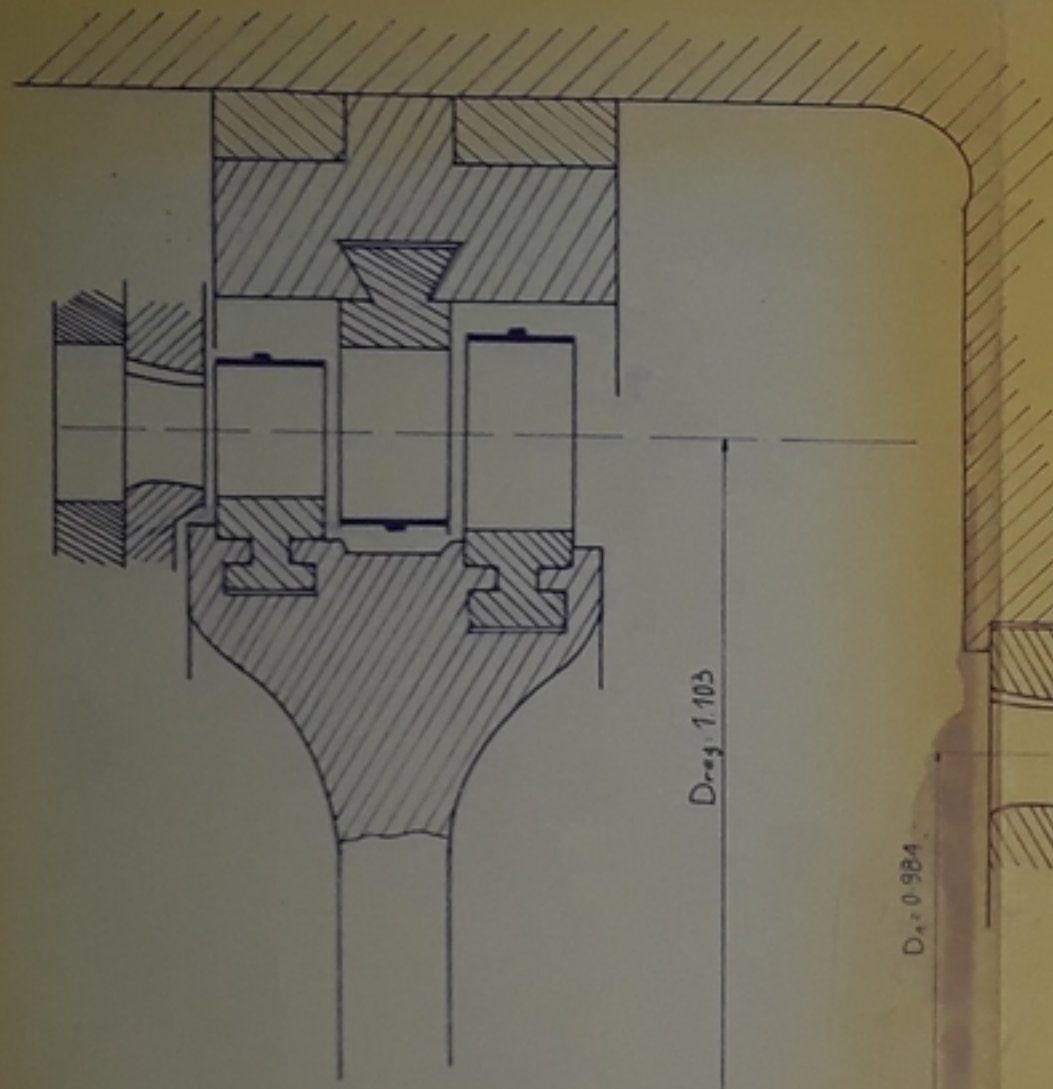
$H_2 = 25 \text{ m}$

PM001/81
Annexe (3)

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER	
Échelle	
DETERMINATION de la VITESSE CRITIQUE	
Classement	ENPA
Remarque	de

Roue de régulation à deux couronnes Roue de Carter



SCHEMA D'AUBAGES Partie Contrepression: 9 itées.

G. Melampyris
Etude par: L. ABDELLAOUI
1982
المعهد الوطني للبحوث والدراسات
العلمية
مركز البحوث والدراسات
الهندسية
CENTRE NATIONAL POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

PM00A/82
Année (4)

