5/81

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENNE

U S T H B

2 ex

Remplacer les planches

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

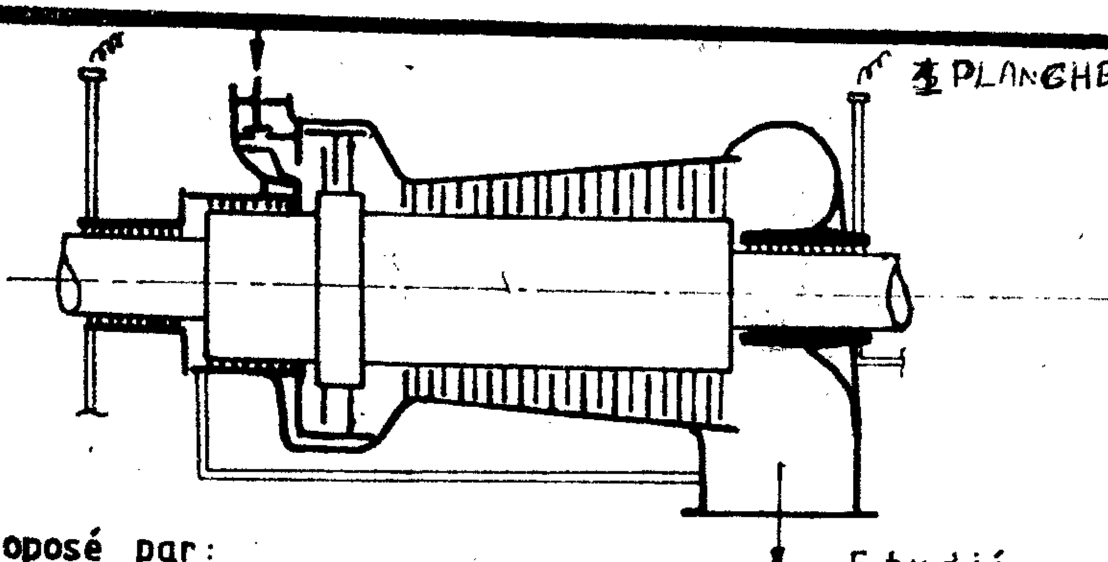
dans la 1re ex.

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

TURBINE A VAPEUR
A CONTRE-PRESSION 6 MW

1 PLANCHE



Proposé par:
Mr. R. SMETNY SOWA
Maître - assistant à l'ENP

Etudié par:
Ali. KATIR

Promotion juin 1981

Remerciements :

Je tiens à remercier vivement tout le corps enseignant pour la formation reçue tout au long de ma scolarité.
Je tiens à remercier particulièrement Monsieur SMETNY SOWA ROMUALD maître-assistant à l'ENP, dont les conseils m'ont beaucoup aidés.
Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde reconnaissance.

Dédicaces :

Je dédie ce modeste travail à :

mes parents,
mes frères et soeurs,
tous mes amis,
toute la promotion "juin 1981"

Ali . KATIR

SUJET

TURBINE A VAPEUR à contre-pression **type à REACTION** monocylindrique

Données techniques :

- pression nominale de vapeur $P_1 = 24$ bar
- température nominale de vapeur $t_1 = 385°C$
- contre-pression $P_2 = 4$ bar
- puissance (sur l'accouplement turbine - générateur) $N = 6MW$
- les tours du générateur $n_g = 3000$ tr. min^{-1}

Entre la turbine et le générateur, construire l'engrenage à simple réduction

Comme l'étage de régulation, prendre l'étage de vitesse (roue curtiss)

- la vitesse de rotation de la turbine à déterminer par le calcul d'optimisation (n_T)

Exécuter

1 Généralités

2 Les calculs et description

2.1 Calcul thermodynamique

2.2 Calcul de resistance

2.3 Calcul divers et description nécessaires pour la construction de la turbine

3 Les dessins

3.1 Coupe longitudinale

3.2 Coupe transversale

3.3 Les dessins de détail

- rotor
- Aubage de la roue curtiss

0 o⊂⊃o 0 o⊂⊃o 0

SOMMAIRE

0. Introduction

La turbine à vapeur a subi un développement fructueux et d'une rapidité sans exemple. Une directive pour la construction de la turbine moderne s'est affirmée, prépondérante et inébranlable, en dépit des changements successifs des opinions et du conflit des conceptions: "la nécessité de l'absolue sécurité d'exploitation".

Son importance, s'est encore accrue depuis, par suite de l'emploi de plus en plus répandu des pressions et des températures de vapeur élevées.

On conviendra qu'il faut accorder à la question de la sécurité de marche, non seulement au point de vue technique, mais peut-être plus encore au point de vue économique, cette importance primordiale qui, de l'avis de tous les constructeurs expérimentés, lui revient pleinement depuis toujours.

Il reste dans la construction des turbines à vapeur encore de nombreux problèmes à résoudre, qui sont à la fois délicats et intéressants. Ils relèvent de toutes les branches de l'art de l'ingénieur.

Le projet d'une turbine à vapeur doit viser les objectifs suivants:

- une haute disponibilité,
- une révision aisée,
- un rendement élevé,
- une haute compétitivité.

La première partie de cette étude traite de la classification des turbines à vapeur

La deuxième partie traite du calcul thermodynamique. Elle donne les bases en vue d'améliorer l'utilisation de l'énergie de la vapeur en optimisant tous les paramètres.

La troisième partie traite du calcul de résistance : profil d'aubage, vitesse critique du rotor, ...

La quatrième partie donne un aperçu descriptif des organes principaux de la turbine.

1 Généralités

11 Principe de fonctionnement

Dans la turbine à vapeur, l'énergie contenue dans la vapeur sous forme d'énergie de pression et de chaleur, se transforme en ENERGIE MECANIQUE de rotation du rotor de la turbine.
La somme de ces deux formes d'énergie exprimée en kcal/Kg de fluide est caractérisée par l'enthalpie de la vapeur, fonction de la pression et de la température.
En créant une différence de pression et une chute de température on réalise une chute d'enthalpie entre la source chaude (générateur de vapeur) et la source froide (condenseur, atmosphère)
La turbine placée entre ces deux sources assure la transformation en énergie mécanique de rotation avec le minimum de pertes possibles.
Dans un premier stade, la vapeur se détend dans la tuyère (distributeur) totalement (ou en partie) où son énergie calorifique est transformée en partie en énergie cinétique.
Du fait de sa vitesse le courant de vapeur s'écoulant dans les rangées d'ailettes mobiles agit sur celles-ci.
Le déséquilibre dynamique qui en résulte de cette action agit sur la face où la force est la plus grande (INTRADOS) et met en rotation la rangée d'ailettes fixées sur un disque (tambour) du rotor

12 Classification des turbines

L'élement constitutif de la turbine à vapeur est la cellule (étage) comprenant :

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

La turbine ne comporte que rarement une seule cellule.
Partant d'une chute d'enthalpie à réaliser entre la source chaude et la source froide, il est nécessaire de fractionner celle-ci en

plusieurs cellules placées en série.
Le premier distributeur est précédé d'un tore d'admission amenant la vapeur aux tuyères précédé lui-même d'une vanne d'arrêt et de une ou plusieurs soupapes de réglage du débit
La dernière roue est suivie d'un tore ou fond d'échappement conduisant la vapeur au condenseur (turbine à condensation) ou vers les appareils d'utilisation (turbine à contre pression)
La puissance mécanique est transmise au récepteur à l'aide d'un arbre supporté par des paliers et immobilisé longitudinalement par une butée appropriée. Des dispositifs d'étanchéité sont prévus au passage de l'arbre dans les parois du stator

- Les turbines peuvent être classées suivant plusieurs critères : on distingue cependant deux grandes catégories de turbines
  - Les turbines à **ACTION**
  - Les turbines à **REACTION**

<u>Dans les turbines à action</u>, la vapeur se détend complètement dans les tuyères fixées sur un diaphragme fixe ou bien solidaire du corps de la turbine. La pression de la vapeur reste constante lors du passage dans les canaux mobiles (voir schemas)
<u>Dans les turbines à réaction</u>, la détente se fait dans les tuyères et se continue dans les aubages mobiles.

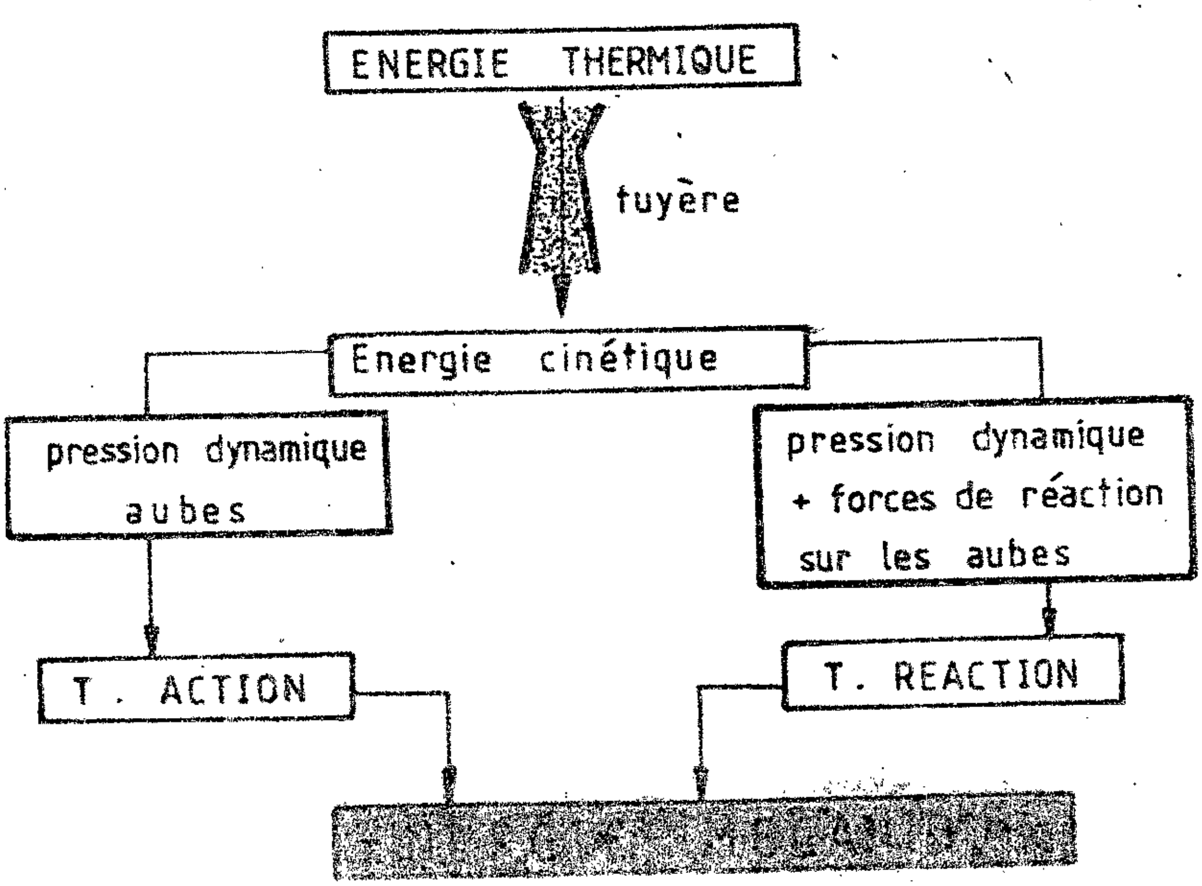
- On classe également les turbines d'après la pression régnant dans le condenseur (pression de sortie).

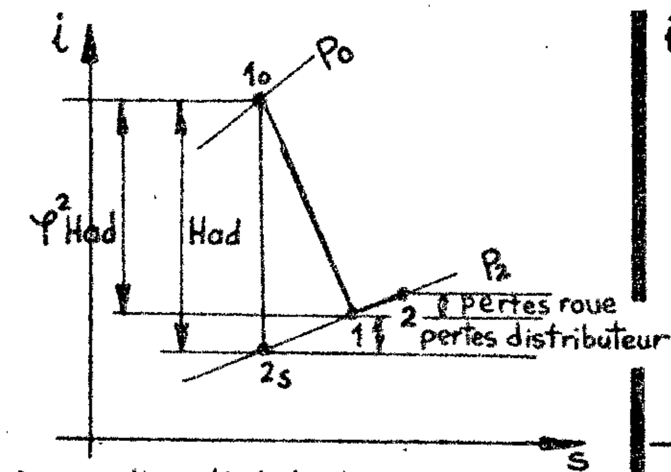
On distingue les turbines à condensation : pression de sortie de l'ordre <u>de 0,04 bar</u> et les turbines à contrepression dont la pression du condenseur est supérieure à <u>1 bar</u>
La turbine peut être avec ou sans soutirage. Dans le cas d'une turbine à soutirages, on effectue un prélèvement de vapeur pour son utilisation à l'extérieur.

- Aussi les turbines peuvent être classées selon le sens de déplacement de la vapeur :
  - Turbines axiales
  - Turbines radiales
- D'autre part, on peut classer les turbines suivant leur mode d'utilisation en deux catégories :

1°/ La turbine à vapeur entraine un alternateur. Le groupe ainsi constitué sert surtout à la production d'énergie électrique.
Cette catégorie représente les grosses unités dont la puissance est chiffrée en milliers de Watt
2°/ L'énergie développée par la turbine est utilisée exclusivement par une installation industrielle. La turbine peut alors entrainer une machine (compresseur ou pompe), ou servir à l'obtention d'énergie électrique combinée avec une consommation de vapeur

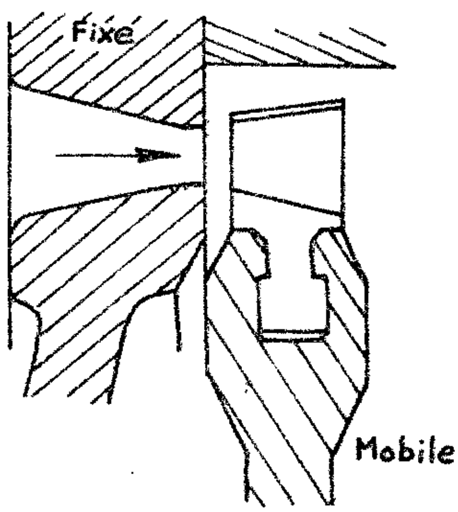
Nous aurons à étudier une turbine à vapeur axiale monocylindrique (à un seul corps).
C'est une turbine à contre-pression à réaction
Une roue curtiss à deux étages de vitesses est placée avant les étages à réaction, qui est prise comme l'étage de régulation (action).

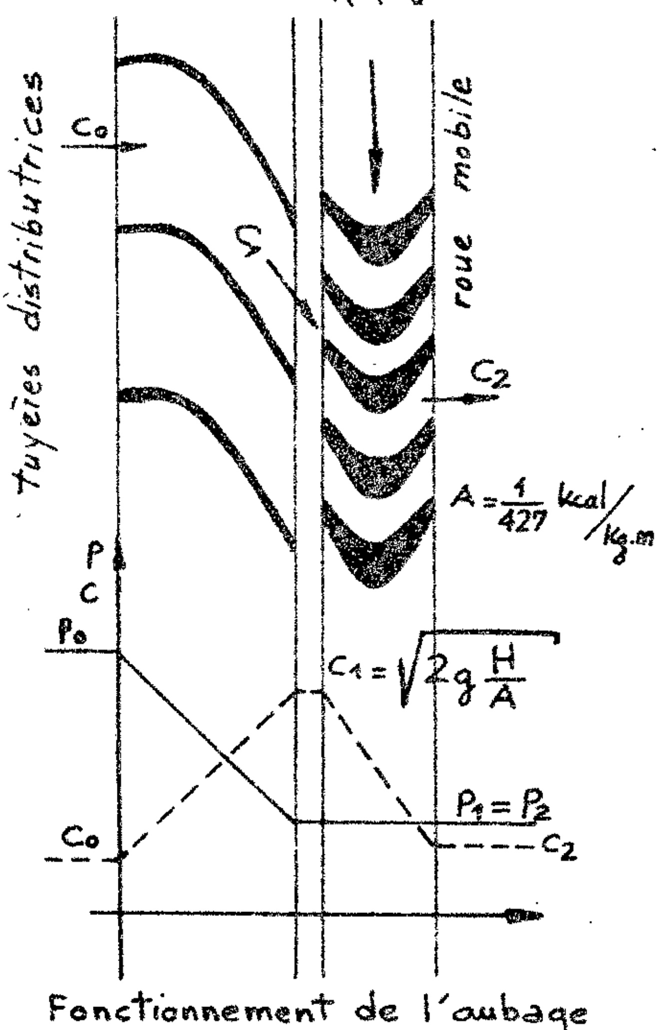




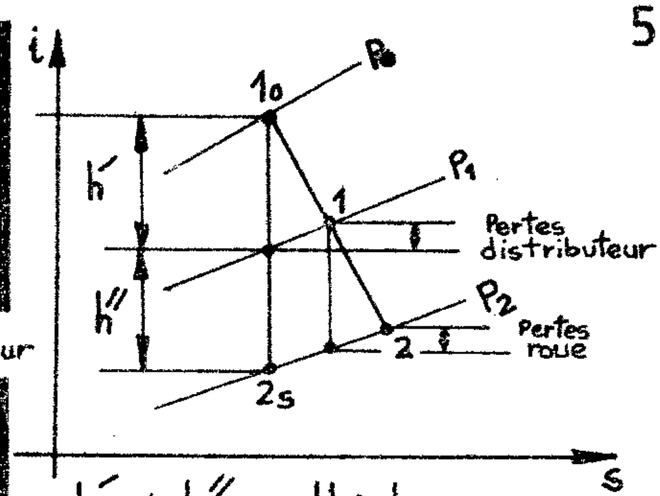
1 : sortie distributeur

2 : sortie roue



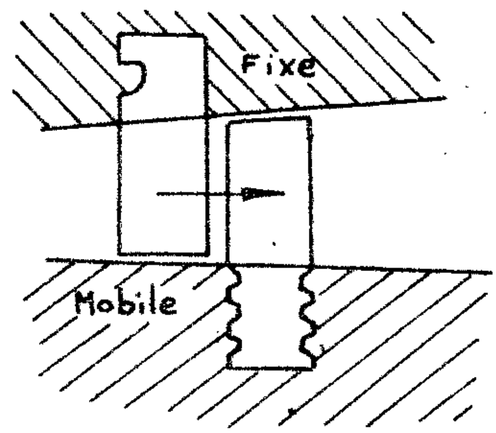


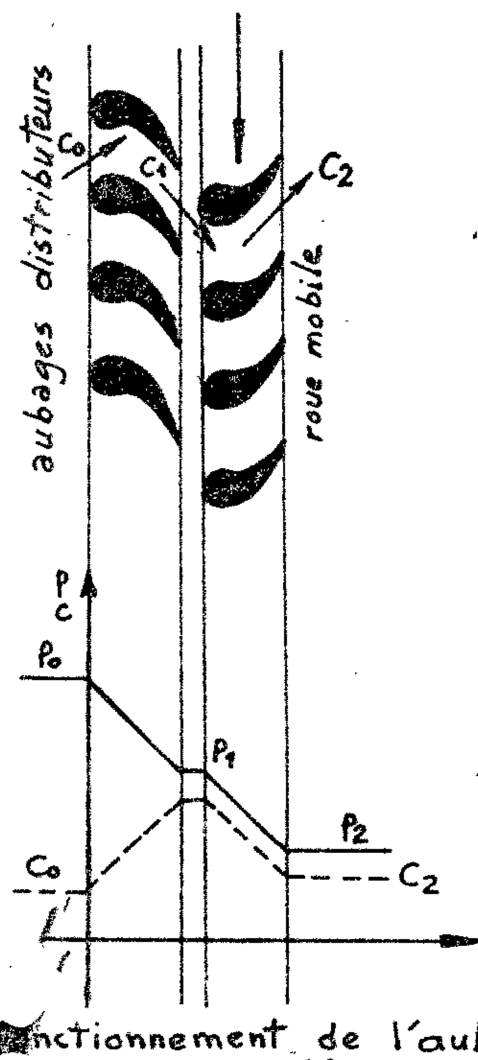
Fonctionnement de l'aubage <u>à action</u>



$h' + h'' = Had$

degré de réaction $\rho = \frac{h''}{Had}$





Fonctionnement de l'aubage <u>à réaction</u>

13 Les moyens permettant d'améliorer le rendement

L'augmentation du rendement thermodynamique est lié à la conception, au tracé du circuit de vapeur, aux formes constructives de la turbine.

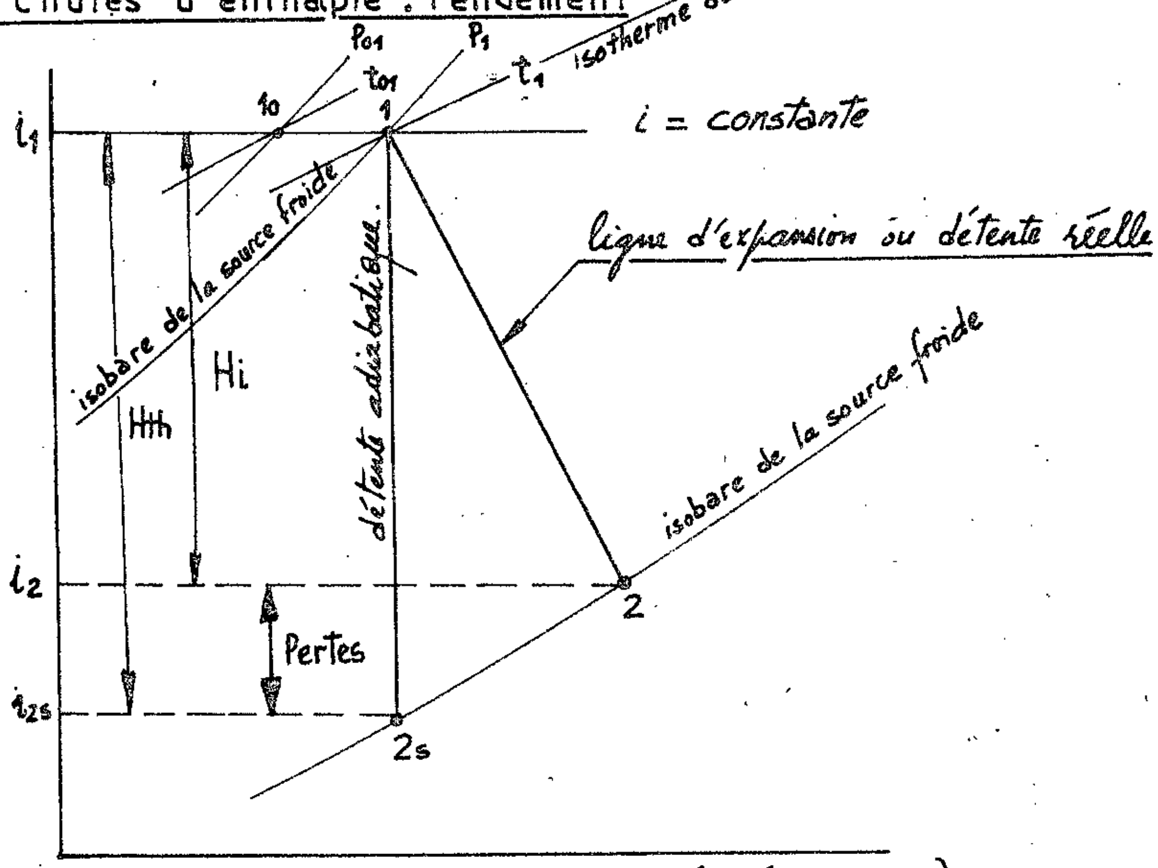
Signalons simplement que :

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

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

– Les pertes par frottements des roues et ailettes mobiles sont plus le cas de l'injection partielle.

14 Chutes d'enthalpie . rendement



P_{01} = 24 bar pression nominale de surchauffe
t_{01} = 385°C température nominale de surchauffe } point 10

Le laminage de la vapeur sous $i = const$ au passage dans la vanne d'alimentation entraine une diminution de la pression et de la température d'où le point 1 de paramètres P_1 et t_1

Le point 2 situé sur l'isobare $P_2 = 4$ bar (contre pression) représente l'état de la vapeur à la sortie de la turbine, donc ce point correspond à l'énergie effectivement transformée $(i_1 - i_2)$ inférieure à l'énergie mise à la disposition de la turbine.
$(i_2 - i_{2S})$ représente l'énergie dissipée dans les aubages par frottement, ventilation, chocs, rayonnement.
D'où la définition d'un rendement thermodynamique ou indiqué de la turbine.

$$\boxed{\eta_{thermody} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{2S}} = \frac{H_i}{H_{th}}}$$

Ce rendement n'est pas le même dans tous les aubages. sa valeur moyenne est de 70 à 90 %. Il varie en particulier avec les caractéristiques de la vapeur et les hauteurs d'aubages.

o 0 o

15 La production combinée d'énergie et de la chaleur.

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, quels que soient les perfectionnements apportés, le rendement de l'installation n'en deumeure 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 grevée que de modiques pertes mécaniques, électriques et thermiques peut affronter, même avec une puissance très réduite, la concurrence des grandes centrales thermiques et hydrauliques.

En général l'installation industrielle produit la vapeur dont elle a besoin et l'énergie qui correspond au débit de la vapeur et à la chute thermique fixée constitue un sous-produit qui, dans la mesure où il n'est pas utilisé sur place, est fourni à un grand réseau électrique (réseau général)

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

Les caractéristiques initiales sont de détermination plus complexe. Cette détermination résulte d'un calcul de rentabilité faisant intervenir de nombreux facteurs réels tels que : consommation propre de l'exploitant, pourcentage d'utilisation annuelle, prix de revient du courant, montant des investissements....

Dans notre présente étude nous supposons que les données iniatiales (P_1, t_1) ont été déterminées sur la base d'un calcul de rentabilité.

La turbine à contre-pression fonctionne donc sans condenseur et la vapeur sortante peut encore être utilisée dans d'autres appareils

Ces turbines trouvent leur application dans certaines industries (teintureries, sucreries, papeteries) qui utilisent de grandes quantités de vapeur pour le chauffage, la cuisson, le séchage. On rencontre encore de telles turbines dans le cas de la modernisation d'installations anciennes.

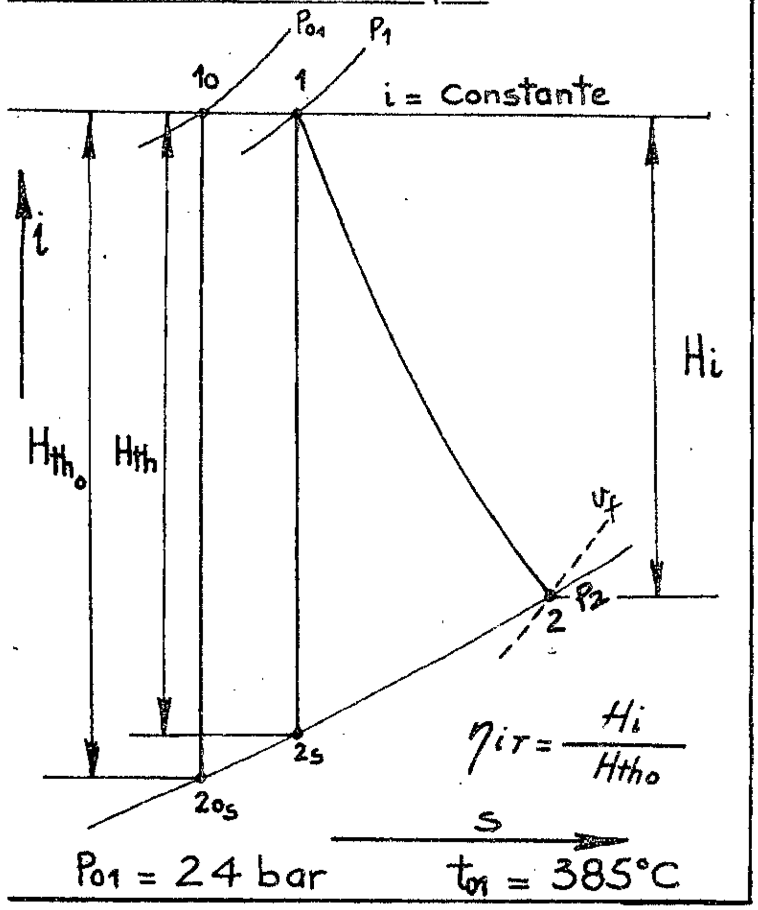
2 Calculs et description

2.1 Calcul thermodynamique

211 Calcul préliminaire

But : calcul du débit de la vapeur G_s [Kg/s]

2111 Chutes d'enthalpie



$i_{10} = 766{,}5$ Kcal/Kg

$i_1 = i_{10}$

$i_{20s} = 663$ Kcal/Kg

$i_{2s} = 666$ Kcal/Kg

$H_{th0} = i_{10} - i_{20s}$

$H_{th0} = 103{,}5$ Kcal/Kg

ΔP = perte de pression dûe au laminage de la vapeur au passage dans la vanne d'alimentation

$\Delta P = 5\%$ pour $P_{01} < 80$ bar

$P_1 = P_{01} - \Delta P$

$P_1 = 0{,}95\ P_{01} = 22{,}8$ bar

$t_1 = 384°C$ (diagramme i-s)

$H_{th} = i_1 - i_{2s} = 100{,}5$ kcal/Kg.

$\boxed{H_{th0} = 103{,}5 \text{ Kcal/Kg}}$ $\boxed{H_{th} = 100{,}5 \text{ Kcal/Kg}}$

2112 Facteur de perte de la vanne

$$\xi_{vanne} = \frac{H_{th0} - H_{th}}{H_{th0}} = \frac{103{,}5 - 100{,}5}{103{,}5} = 0{,}029$$

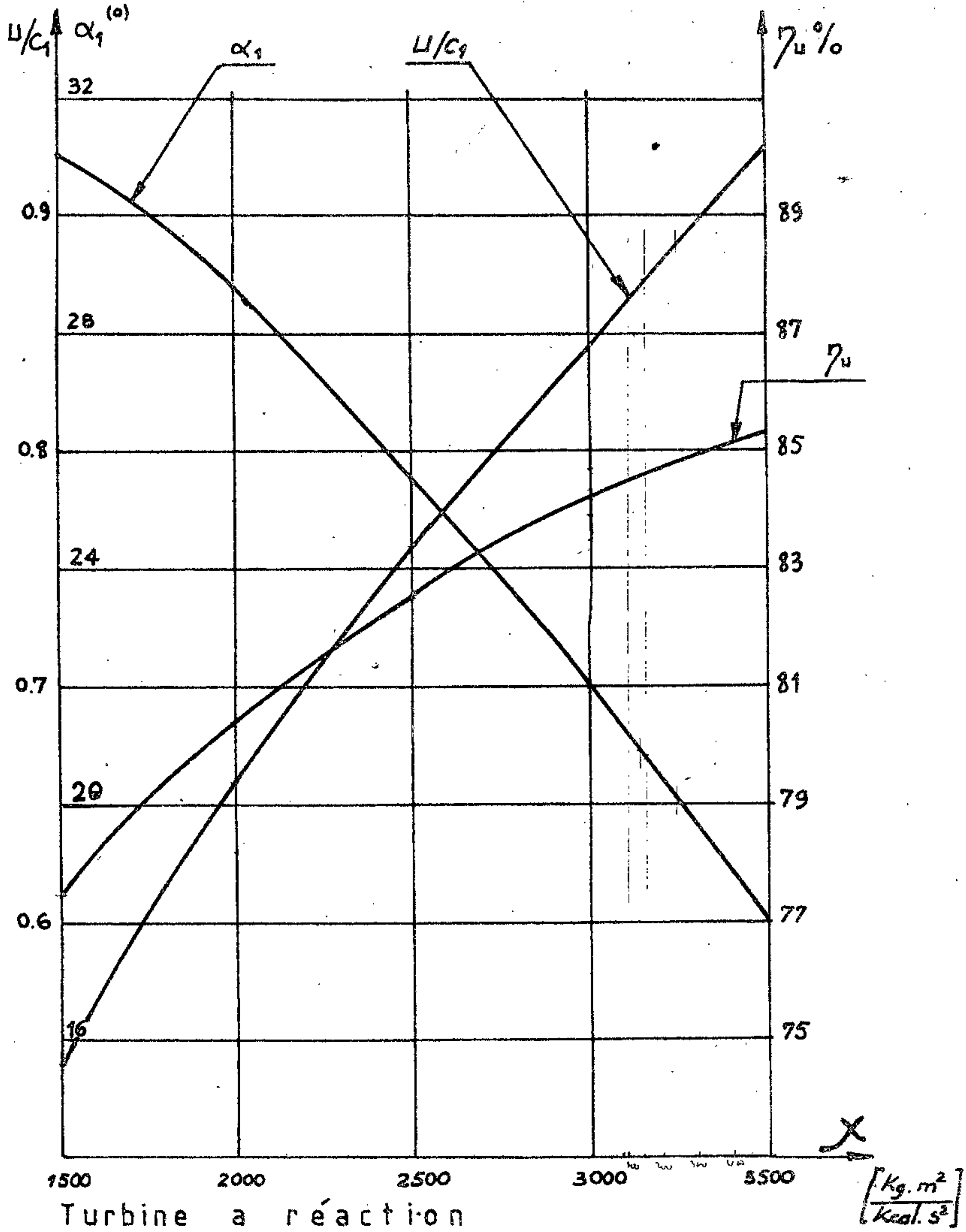
2113 Rendement utile de l'aubage : η_u

$\eta_u = f(X)$ pour les valeurs de η_u on considerera le diagramme des paramètres optimaux pour la turbine à réaction

Pour $X = 2500$: Nombre de Parsons

$$\boxed{\begin{aligned} \eta_u &= 0{,}825 \\ \alpha_1 &= 25{,}5° \\ u/C_1 &= 0{,}760 \end{aligned}}$$

Diagramme des paramètres optimaux en fonction de X



Turbine a réaction

X	1500	2000	2500	3000	3500
α_1	31.0	28.8	25.5	22.0	18.0
u/c_1	0.540	0.660	0.760	0.845	0.930
η_u	0.775	0.804	0.825	0.842	0.853

2114 Rendement intérieur d'étage

$\eta_{i\acute{e}t} = \eta_u - \zeta_{fv} - \zeta_{fi}$

ζ_{fv} : coefficient des pertes par frottement et par ventilation en cas d'injection partielle

ζ_{fi} : coefficient des pertes par fuites internes

$\zeta_{fv} = 0$ (pour les turbines à réaction car l'injection est totale)

$\zeta_{fi} = 3\%$ (pour les turbines à réaction dont $Ne < 15 \div 20 MW$)

$$\boxed{\eta_{i\acute{e}t} = 0{,}825 - 0{,}03 = 0{,}795}$$

2115 Rendement de la turbine

$\eta_{iT} = \eta_{i\acute{e}t} (1 - \xi_{vanne}) . \mu$

μ : facteur d'autosurchauffe de la vapeur.

$\mu = 1{,}05 \div 1{,}07$ pour turbine à contrepression et hauts paramètres initiaux

$\mu = 1{,}04 \div 1{,}06$ 〃 〃 〃 〃 et moyens 〃 〃 〃

Nous adoptons $\mu = 1{,}05$

$$\boxed{\eta_{iT} = 0{,}795 (1 - 0{,}029) . 1{,}05 = 0{,}8105}$$

$\eta_{iT} = \dfrac{H_i}{H_{th_o}} \Rightarrow H_i = \eta_{iT} . H_{th_o} = 83{,}89$ Kcal/Kg

Nous portons alors le point 2 sur le diagramme i-s

$i_2 = i_1 - H_i = 766{,}5 - 83{,}89 = 682{,}6$ Kcal/Kg

2116 Rendement effectif (global) de la turbine

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

ζ_{fe} : coefficient des pertes externes (fuite par le tambour d'équilibrage)

$\zeta_{fe} = 0{,}05$ pour limiter la longueur du tambour d'équilibrage

Le rendement mécanique $\eta_m = 0{,}980 \div 0{,}985$

pour $Ne = 5 \div 15 MW$

Nous adoptons $\eta_m = 0{,}980$ ($Ne = 6MW$)

$$\boxed{\eta_{eT} = 0{,}8105 (1 - 0{,}05) . 0{,}980 = 0{,}7546}$$

2117 Débit de la vapeur

a) $G_h = \dfrac{860 . Ne}{\eta_{eT} . H_{th_o}} = \dfrac{860 . 6000}{0{,}7546 . 103{,}5} = 66.068$ kg/h

b) $G_s = \dfrac{G_h}{3600} = 18{,}352$ Kg/s

$Ne = 6000$ KW

$\eta_{eT} = 0{,}7546$

$H_{th_o} = 103{,}5$ Kcal/Kg

$$\boxed{G_s = 18{,}352 \text{ Kg/s}}$$

212 Calcul de disposition

But: calcul de :

- Vitesse de rotation n $tr.min^{-1}$
- Nombre d'étages
- Diamètres et longueurs d'aubage des étages caractéristiques (premier et dernier)
- chute d'enthalpie et dimensions de la roue curtiss

2121 Vitesse de rotation n_T

$$n_{opt} = n_{max} \begin{cases} U = U_{max} \\ (\ell/D) = (\ell/D)_{max} \end{cases}$$

U: vitesse périphérique

$D; \ell$: respectivement diamètre de l'étage et longueur de son aubage

pour $U =$ constante et si $n \nearrow$ alors $\underbrace{D \searrow \ \ell \nearrow}_{(\ell/D)\nearrow}$; pertes $\searrow$

L'équation de continuité pour le dernier étage s'écrit:

$$Gs . vf = \pi . D . \ell . \tau . C_1 . \sin \alpha_1$$

$$Gs . vf = \pi . D . \frac{\ell}{D} . D . \tau . \frac{C_1}{U} . U \sin \alpha_1$$

$$Gs . vf = \pi D^2 . \frac{\ell}{D} . \tau . \frac{C_1}{U} . U \sin \alpha_1$$

soit

$$Gs . vf = \pi^2 . D^3 . \frac{\ell}{D} . \tau . \frac{C_1}{U} . n . \frac{1}{60} \sin \alpha_1$$

- $vf =$ volume spécifique à la sortie du dernier étage.
- $U = \frac{\pi . D . n}{60}$

Pour $D = \frac{60 U}{\pi . n}$

$$Gs . vf = \frac{3600}{\pi} \cdot \frac{U^3}{n^2} \cdot \frac{\ell}{D} \ \tau . \frac{C_1}{U} \sin \alpha_1$$

pour $n_{optimale} = n_{max}$ c'est à dire $\left(\frac{\ell}{D}\right) = \left(\frac{\ell}{D}\right)_{max}$

et $U = U_{max}$

$$n_{opt} = \sqrt{\frac{3600}{\pi} \cdot \frac{\tau . \sin \alpha_1}{Gs . vf . U/C_1} \cdot \left(\frac{\ell}{D}\right)_{max} \cdot U_{max}^3}$$

$\tau = 0{,}90 \div 0{,}94$ coefficient tenant compte de l'obstruction dûe à l'épaisseur des ailettes à la sortie et du coefficient de debit des tuyères

Calcul du volume spécifique vf:

pour le point 2 : $i_2 = 682{,}6$ kcal/kg et $\Delta = 4{,}6517$

$$vf = \frac{0{,}01\, i - \Delta}{p} = 0{,}5436 \ m^3/Kg$$

Nous adoptons $\tau = 0,94$

$(\ell/D)_{max} = \frac{1}{7}$; $\frac{1}{7,5}$; $\frac{1}{8}$; $\frac{1}{10}$

ceci pour un aubage sans courbure et technologie simple

$$n_{opt} = \sqrt{\frac{3600}{\pi} \cdot \frac{\tau \cdot \sin\alpha_1}{G_s \cdot V_f \cdot u/c_1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{\ell}{D}\right)_{max} \cdot U_{max}^3}$$

$n_{optimale}$ $(tr.min^{-1})$ en fonction de $(\ell/D)_{max}$ et U_{max}

U_{max} \ $(\ell/D)_{max}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7,5}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$
100 m/s	2956	2856	2765	2473
120 m/s	3886	3754	3635	3251
140 m/s	4896	4730	4580	4097

$\alpha_1 = 25,5°$

$u/c_1 = 0,760$

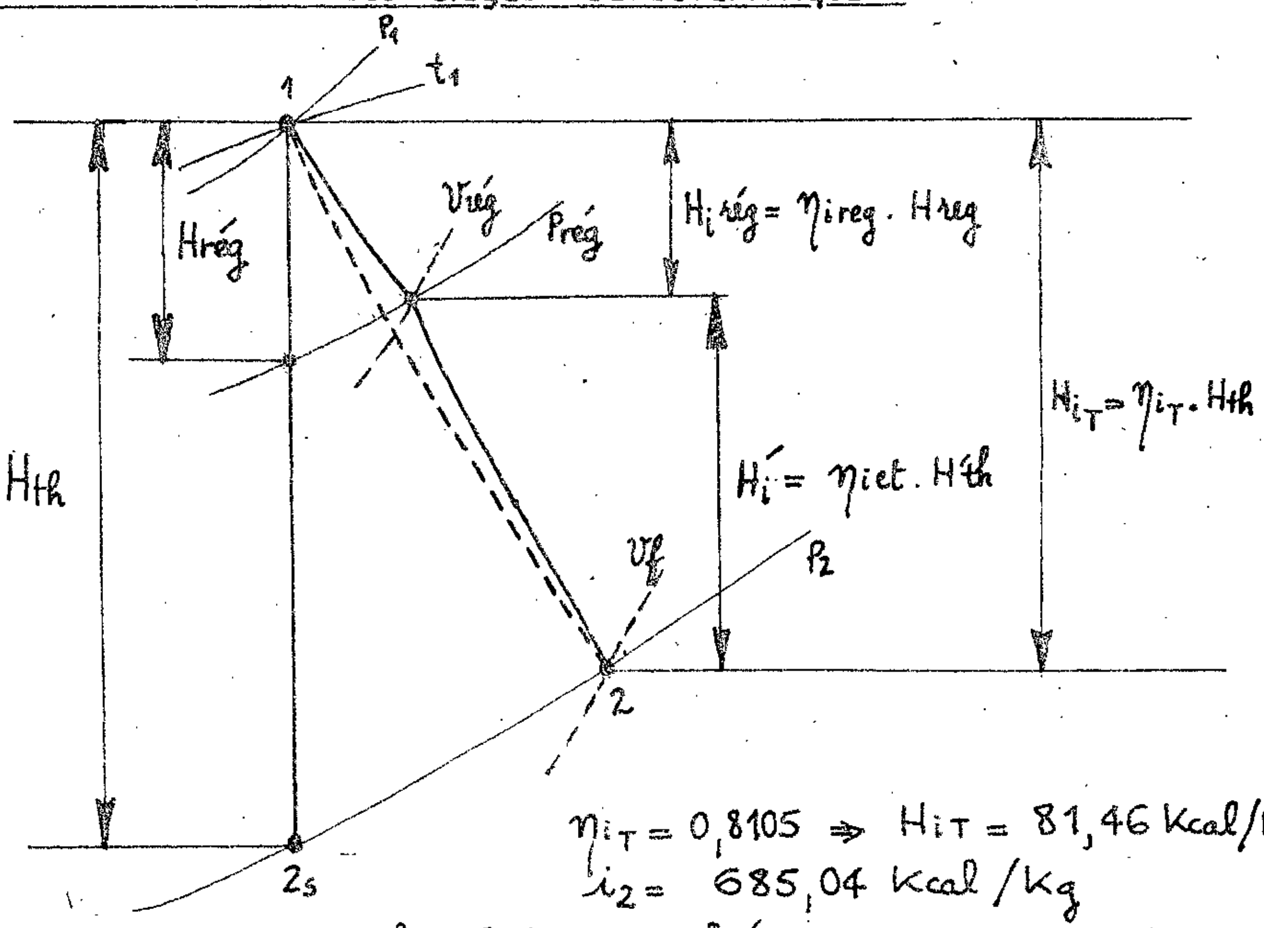
$\chi = 2500$

Nous choisissons $n_{opt} = 4200$ $tr.min^{-1}$ pour

$(\ell/D)_{max}$: $\frac{1}{8} \leq (\ell/D)_{max} \leq \frac{1}{10}$

$$\boxed{n = 4200 \ tr.min^{-1}}$$

2122 Dimensions des étages caractéristiques



$\eta_{iT} = 0,8105 \Rightarrow H_{iT} = 81,46$ Kcal/Kg

$i_2 = 685,04$ Kcal/Kg

$v_f = 0,5497$ m^3/Kg

21221 Calcul d'orientation pour le choix définitif du nombre d'étages Z

La chute d'enthalpie théorique (H_{th}) est réalisée par :

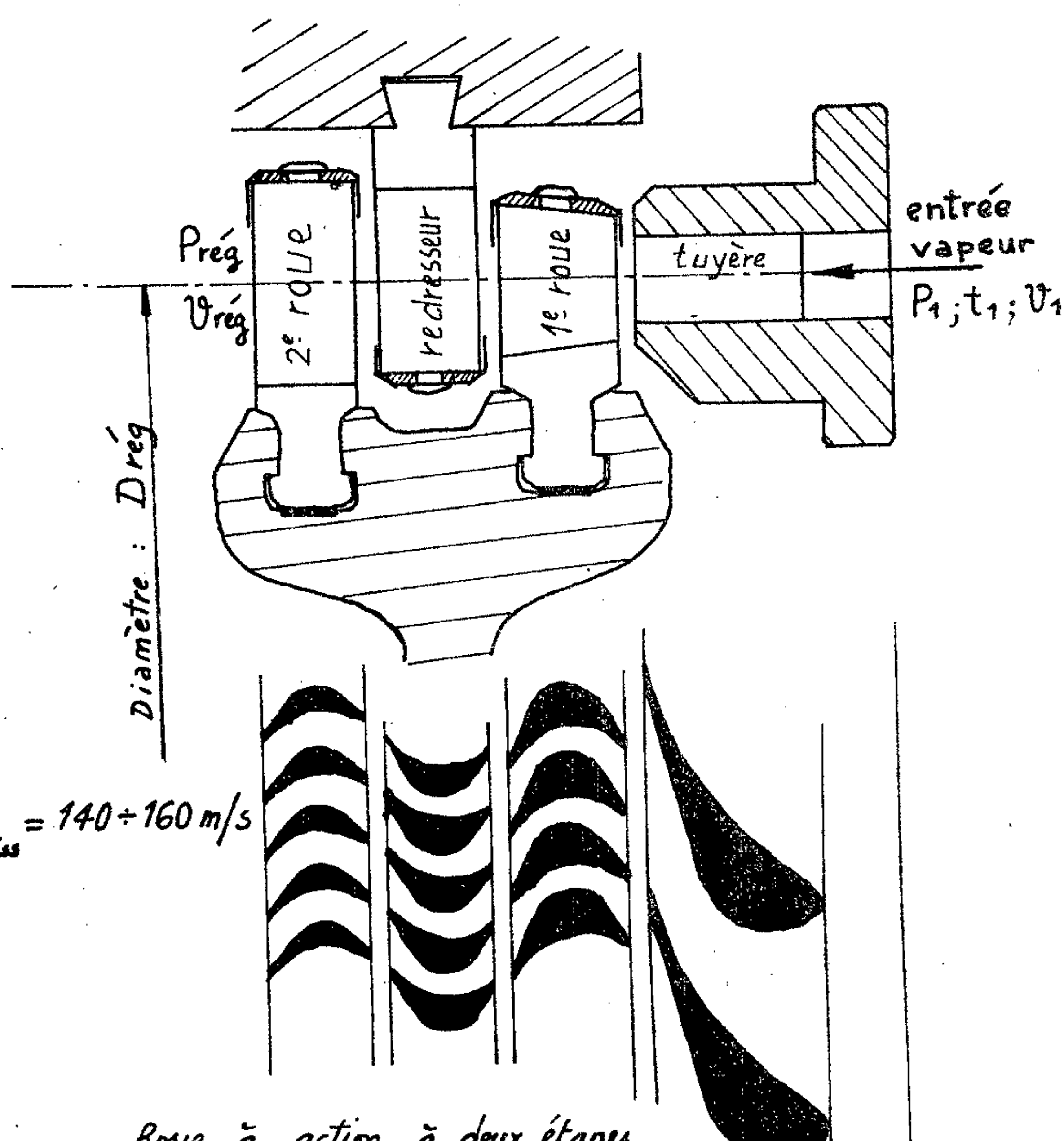
— Une roue curtiss (ACTION) de chute $H_{rég}$ (enthalpie de régulation) prise comme l'étage de régulation

— Une partie multicellulaire (REACTION) dont nous déterminons le nombre d'étages Z

A_Roue curtiss

1°/ Rappels:

C'est une roue à action à deux étages de vitesses.
La détente est complète dans la tuyère. Entre les deux roues à action (mobiles) se trouve un redresseur (fixe), qui redresse le flux de vapeur sans provoquer de chute de pression



$(U_{max})_{curtiss} = 140 \div 160$ m/s

Roue à action à deux étages de vitesses

2°/ Caractéristiques de la roue curtiss

— Rendement : le rendement utile est inférieur à celui des roues simples, mais les pertes par frottements de disques sont plus réduites (la roue ne comporte qu'un seul disque). Ces pertes étant proportionnelles au poids spécifique de la vapeur : la place de la roue curtiss dans une turbine à étages multiples est donc en tête

— Les fuites à la garniture admission (tambour d'équilibrage) sont proportionnelles à la pression au premier étage (Prég), ce qui avantage la roue double qui permet une chute de pression élevée, d'où fuites minimales.

— Avantages pratiques : simplicité par la diminution de la longueur de la turbine.

— La température et la pression tombent plus vite qu'avec une roue simple, intérêt au point de vue construction de l'enveloppe

— La surcharge est plus facile

— Inconvients pratiques : en plus du rendement moindre, érosion du distributeur et des aubes due aux grandes vitesses de vapeur

3°/ Emploi de la roue curtiss

— Roue de tête des turbines de grande puissance. Etant à action elle permet l'injection partielle avec une hauteur d'aubages raisonnable.

INTERET POUR LES TURBINES A REACTION OU L'INJECTION TOTALE SERAIT EN GENERAL IMPOSSIBLE SUR LA PREMIERE ROUE

4°/ Calculs

N.B Nous adoptons successivement pour Hrég les valeurs suivantes :
[40 ; 45 ; 50 ; 55] Kcal/kg
Pour chacune des quatre enthalpies, nous faisons le même calcul pour en choisir la chute la plus appropriée.

Exemple de calcul

Soit Hrég = 40 kcal/kg

Prég = 12,5 bar (diagramme i-s)

φ : coefficient de ralentissement de la vitesse absolue ; $\varphi = 0{,}95$

$A = \dfrac{1}{427}$ kcal/kg.m

$C_1 = \varphi \sqrt{\frac{2g}{A} H_{rég}} = \varphi . 91{,}53 \sqrt{H_{rég}} = 0{,}95 . 91{,}53 \sqrt{40} = 549{,}94 \ m/s$

pour ce premier stade de calcul, nous adoptons $C_1/U = 4{,}2$ (sera corrigé par la suite dans le calcul d'optimisation du rendement intérieur maximal de la roue curtiss)

$U = C_1 . \frac{U}{C_1} = 549{,}94 . \frac{1}{4{,}2} = 130{,}94 \ m/s$

Le diamètre de la roue curtiss $D_{rég} = \frac{60 . U}{\pi . n} . 1000$ [mm]

$D_{rég} = \frac{60 . 130{,}94}{\pi . 4200} . 1000 = 595 \ mm$

comme nous ne connaissons pas encore le rendement, nous adoptons un rendement intérieur $\eta_{i\,rég} = 0{,}65$

d'où $H_{i\,rég} = \eta_{i\,rég} . H_{rég} = 0{,}65 . 40 = 26 \ kcal/kg \Rightarrow$ le point 1' sur le diagramme (i-s) pour $P_{rég} = 12{,}5$ bar et le volume spécifique à la sortie de la roue curtiss est $v_{rég} = 0{,}2196 \ m^3/kg$; diagramme i-s "voir schéma page 13"

B- Réduction de la roue curtiss aux étages a réaction

Le nombre de PARSONS pour la turbine est $X = 2500 \ \frac{m^2 . kg}{s^2 . kcal}$

Nous avons choisi X relativement faible pour réduire le nombre d'étages, car le nombre d'étages Z augmente avec X

$(U^2_{rég})_{réd} = X \, H_{rég} . \frac{\eta_{i\,rég}}{\eta_{i\,ét}} = 2500 . 40 \frac{0{,}65}{0{,}795} = 81761 \ m^2/s^2$

$\eta_{i\,rég} = 0{,}65$

$\eta_{i\,ét} = 0{,}795$ (Page 11)

• (') "Prime" pour la partie réaction

$(\Sigma U^2)' = \mu \, H_{th} \, X - (U^2_{rég})_{réd} = 1{,}05 . 100{,}5 . 2500 - 81761$

$= 182051 \ m^2/s^2$

$H'_{th} = 64{,}5 \ kcal/kg$; diagramme i-s

Le facteur d'autosurchauffe de la vapeur μ' pour la partie réaction est $\mu' = \frac{\mu H_{th} - H_{rég}}{H'_{th}} = \frac{1{,}05 . 100{,}5 - 40}{64{,}5} = 1{,}016$

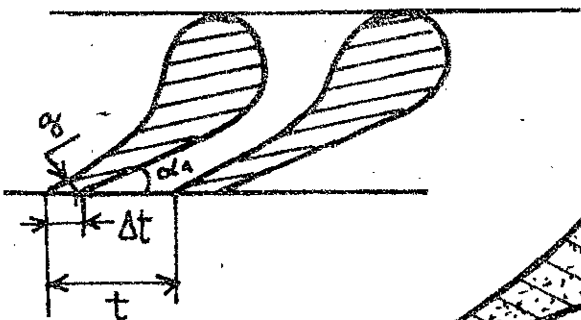
Le nombre de PARSONS pour la partie réaction est :

$$X' = \frac{(\Sigma U^2)'}{\mu' . H'_{th}} = \frac{182051}{1{,}016 . 100{,}5} = 2778 \ \frac{m^2 . kg}{s^2 . kcal}$$

C- Premier étage a réaction

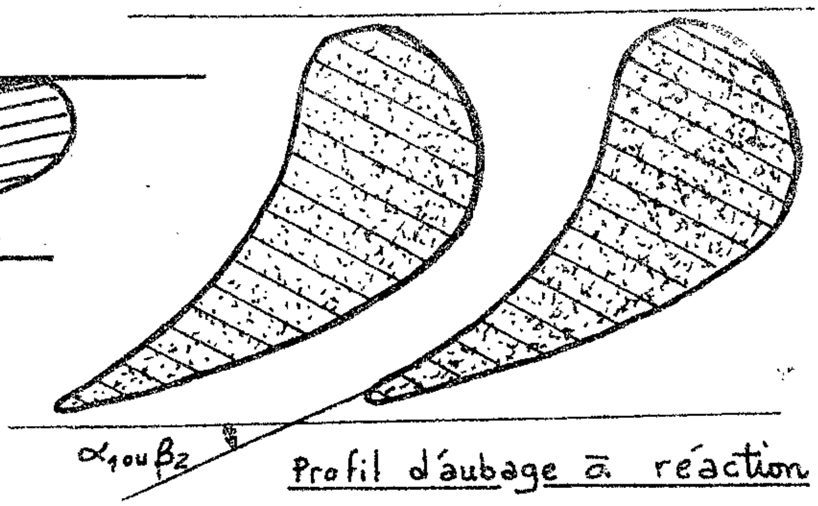
$U/C_1 = f(X') = 0{,}807$ diagramme page 10

$\alpha_1 = f(X') = 23{,}55°$ " " "



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

$t = \text{pas} = 20\ \text{mm}$



Profil d'aubage à réaction

g = épaisseur de l'aube ; $g = 0{,}7\ \text{mm}$

$$\tau = 1 - \frac{\Delta t}{t} = 1 - \frac{g}{t \cdot \sin\alpha_1} = 1 - \frac{0{,}7}{20 \sin 23{,}55} = 0{,}9124$$

Longueur d'ailette du premier étage

On calcule cette longueur avec deux équations

a) L'équation de continuité pour le premier étage

On exprime la continuité de l'écoulement par :

$$V = F \cdot C$$

V : débit volumique $[m^3/s]$

F : section de passage

C : vitesse d'écoulement perpendiculaire à la section

$F \cdot C = [m^2] \cdot [m/s] = [m^3/s]$

$F = \pi \cdot D \cdot l \cdot \tau$

$C = C_1 \sin\alpha_1$

$V = G_s \cdot v$; v : volume spécifique $[m^3/kg]$

G_s : débit poids $[kg/s]$

pour le premier étage $V_1 = G_s (1 - \zeta_{fe}) \cdot v_{rég}$

nous prendrons $v_1 \simeq v_{rég}$; $\zeta_{fe} = 0{,}05$

$v_{rég} \cdot G_s (1 - \zeta_{fe}) = \pi \cdot D_1 l_1 \cdot \tau \cdot C_1 \sin\alpha_1$

multiplions le membre de droite et divisons-le par $D_1 = \dfrac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}$

$\Rightarrow G_s (1 - \zeta_{fe}) \cdot v_{rég} = \pi^2 \cdot D_1^2 \cdot l_1 \cdot \tau \cdot n \sin\alpha_1 \cdot \dfrac{c_1}{u} \dfrac{1}{60}$

$$\boxed{D_1^2\, l_1 = \frac{G_s \cdot (1 - \zeta_{fe}) \cdot v_{rég} \cdot u/c_1 \cdot 60}{\pi^2 \cdot \tau \cdot n \cdot \sin\alpha_1}} \quad (1) \quad [m^3]$$

b) La formule empirique d'Anderhoob (pertes par fuites internes de la vapeur)

$$\boxed{\xi_{fi} = 1{,}72\ \frac{s^{1,4}}{l}}$$; ξ_{fi} : coefficient des fuites internes
s : jeu radial [mm]
l : longueur d'ailette [mm]

$\xi_{fi} = 3\%$ pour les turbines à réaction dont la puissance Ne

$Ne < 15 \div 20\,MW$

$\xi_{fi} = \dfrac{h_{fi}}{Het}$; h_{fi} : chute d'enthalpie due aux pertes internes
Hét : chute d'enthalpie dans l'étage.

h_{fi} ; Hét en kcal/kg.

pour : $\dfrac{s}{D} = \dfrac{1}{1000}$ $\qquad \xi_{fi} = 1{,}72 \,.\, 10^{-3}\ \dfrac{D^{1,4}}{l}$ (2)

$\dfrac{s}{D} = \dfrac{1}{750}$ $\qquad \xi_{fi} = 2{,}565 \,.\, 10^{-3}\ \dfrac{D^{1,4}}{l}$ (2')

$\dfrac{s}{D} = \dfrac{1}{500}$ $\qquad \xi_{fi} = 4{,}55 \,.\, 10^{-3}\ \dfrac{D^{1,4}}{l}$ (2")

D [m]
l [m]

Nous pouvons calculer par l'équation (1) le produit

$$D_1^2 \,.\, l_1 = \frac{18{,}352\ (1-0{,}95)\,.\,0{,}2196\,.\,0{,}807\,.\,60}{\pi^2\,.\,0{,}9124\,.\,4200\ \sin 23{,}55} = 12{,}26\ 10^{-3}\ m^3$$

• $\dfrac{s}{D} = \dfrac{1}{1000} \Rightarrow \xi_{fi} = 0{,}03 = 1{,}72 . 10^{-3}\ \dfrac{D_1^{1,4}}{l_1}$ (2)

$$l_1 = \frac{12{,}26\,.\,10^{-3}}{D_1^2} \Rightarrow 0{,}03 = 1{,}72\ 10^{-3}\ \frac{D_1^{3,4}}{12{,}26\,.\,10^{-3}}$$

$$\Rightarrow D_1 = \sqrt[3,4]{\frac{0{,}03\,.\,12{,}26}{1{,}72}} = 0{,}635\ m$$

$$l_1 = \frac{12{,}26\,.\,10^{-3}}{(0{,}635)^2} = 0{,}030\ m$$

$$\frac{Dreg - D_1}{2} = -20\ mm$$

• $\dfrac{s}{D} = \dfrac{1}{750} \Rightarrow$ l'équation (2') $\quad D_1 = \sqrt[3,4]{\dfrac{0{,}03\,.\,12{,}26}{2{,}565}} = 0{,}565\ m$

$$l_1 = \frac{12{,}26\,.\,10^{-3}}{D_1^2} = \frac{12{,}26\ 10^{-3}}{(0{,}565)^2} = 0{,}038\ m$$

$$\frac{Drég - D_1}{2} = 15\ mm$$

• $\frac{S}{D} = \frac{1}{500} \Rightarrow$ l'équation (2″) $D_1 = \sqrt[3/4]{\frac{0,03 \cdot 12,26}{4,55}} = 0,477\,m$

$l_1 = \frac{12,26 \cdot 10^{-3}}{D_1^2} = \frac{12,26\ 10^{-3}}{(0,477)^2} = 0,054\ m$

$\frac{D_{rég} - D_1}{2} = 59\ mm$

C_Dernier étage a réaction

pour le calcul du dernier étage nous optons pour $\frac{S}{D} = \frac{1}{750}$ pour les raisons suivantes :

— $\frac{D_{reg} - D_1}{2}$ doit être suffisant pour le montage du tambour d'équilibrage

— Le nombre d'étages augmente quand $\frac{S}{D}$ augmente, ce qui n'est pas économique

Nous avons fait les calculs pour les trois cas de $\frac{S}{D} = \frac{1}{1000} ; \frac{1}{750} ; \frac{1}{500}$.

Sur la base des résultats du calcul nous choisissons $S/D = \frac{1}{750}$

donc pour $\frac{S}{D} = \frac{1}{750}$ $\quad D_1 = 0,565\ m \equiv D_p$

$l_1 = 0,038\,m \equiv l_p$

$\frac{D_{reg} - D_1}{2} = 15\ mm$

Le volume spécifique à la sortie de la turbine est :

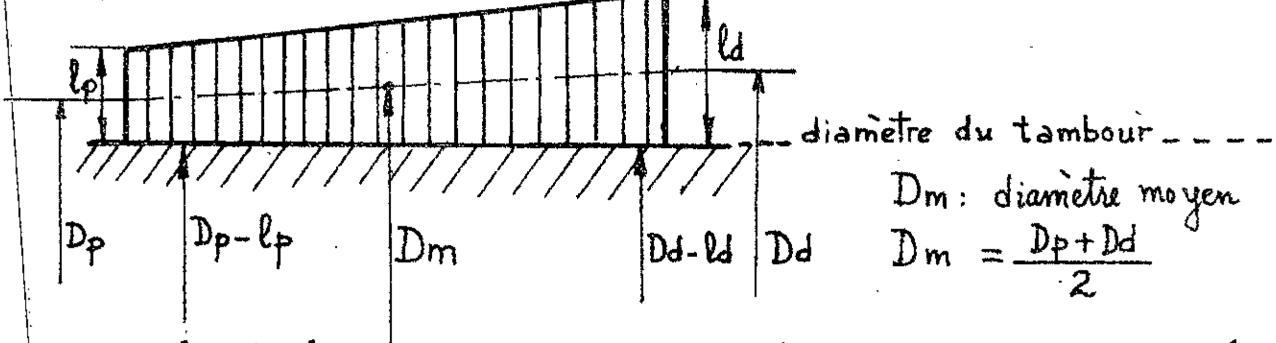
$v_f = 0,5497\ m^3/kg$ diagramme i-s

La continuité nous permet d'écrire

$$D_d^2 \cdot l_d = D_p^2\, l_p \cdot \frac{v_f}{v_{rég}} \quad ; [m^3]$$

indices : d dernier étage
p premier étage

$$D_d^2\, l_d = 12,26 \cdot 10^{-3} \frac{0,5497}{0,2196} = 0,03068\ m^3$$



Dm : diamètre moyen

$D_m = \frac{D_p + D_d}{2}$

Pour les turbines à contre pression, le diamètre du tambour est constant et égal $D_t = D_p - l_p = D_d - l_d$ = constante

Ceci pour diminuer la poussée axiale résultante sur les surfaces d'aubes. La poussée sur le tambour est nulle dans ce cas. Nous aurons alors un minimum de poussée axiale.

Le diamètre du tambour $D_t = D_p - l_p = D_d - l_d$ = constante

$D_p - l_p = 0{,}565 - 0{,}038 = 0{,}527\ m = D_d - l_d = D_t$

nous calculons D_d et l_d par un calcul numérique d'itération

$$\left.\begin{aligned} D_d^2\, l_d &= 0{,}03068\ m^3 \\ D_d - l_d &= 0{,}527\ m \end{aligned}\right\}$$

$l_d = D_d - 0{,}527$; $D_d^2(D_d - 0{,}527) = 0{,}03068$

forme itérative $\Rightarrow$ $D_d^3 = 0{,}03068 + D_d^2 \cdot 0{,}527$

En résolvant cette équation nous trouvons :

$$\left.\begin{aligned} D_d &= 0{,}610\ m \\ l_d &= 0{,}083\ m \end{aligned}\right\} \Rightarrow D_d - l_d = 0{,}527\ m$$

D - Nombre d'étages Z

Le diamètre moyen $D_m = \dfrac{D_p + D_d}{2} = \dfrac{0{,}565 + 0{,}610}{2} = 0{,}5875\ m$

$U_m = \dfrac{\pi . D_m . n}{60} = 129{,}19\ m/s$

$U_m^2 = 16692\ m^2/s^2$

Le nombre d'étages $Z = \dfrac{(\Sigma U^2)'}{U_m^2} = \dfrac{182051}{16692} = 10{,}91$

Z doit être entier $Z = 11$ étages, en diminuant le diamètre moyen

$\dfrac{l_d}{D_d} = \dfrac{1}{7{,}35}$ $\Rightarrow$ pas de courbure de l'aubage au dernier étage (partie basse pression)

ceci est un exemple de calcul pour $H_{reg} = 40\ kcal/kg$.

Pour les autres enthalpies $H_{reg} = 45 ; 50 ; 55\ kcal/kg$, voir (tableaux page 21 ; 22)

=== o0o ===

21222 Choix de la chute Hreg

Nous avons déjà opté pour $\frac{s}{D} = \frac{1}{750}$

Nous optons pour Hreg = 40 kcal/kg

$$\left.\begin{array}{l} P_1 = 22{,}8 \text{ bar} \\ P_{reg} = 12{,}5 \text{ bar} \end{array}\right\} \Rightarrow \frac{P_{reg}}{P_1} = \frac{12{,}5}{22{,}8} = 0{,}548$$

L'injection partielle dans la roue curtiss se passe dans le domaine de vapeur surchauffée.

$\gamma = 1{,}3$: vapeur surchauffée

donc P_1 et $P_{rég}$ connus.

La tuyère à construire sera convergente car $P_{rég} \geq P_c$.

La pression critique est égale à :

$$\boxed{P_c = 0{,}546\ P_1} \quad , \quad \boxed{P_{rég} = 0{,}548\ P_1}$$

Alors que les autres chutes Hreg (45 ; 50 ; 55) nous donnent des tuyères convergentes divergentes.

Du point de vue réalisation technologique, il est plus aisé de construire les tuyères convergentes en plus d'un écoulement de vapeur sans chocs et sans tourbillons.

D'autre part, notre turbine a une chute théorique Hth = 100,5 kcal/kg. Hrég = 40 kcal/kg représente à peu près $\frac{1}{2{,}5}$ de la chute totale. $\frac{15}{25}$ de la chute totale sera obtenue par la partie multicellulaire à Réaction

La théorie des tuyères sera traitée par la suite

o 0 o

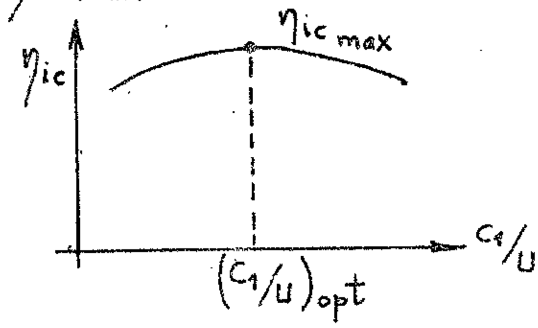
2123 Calcul de $[U/C_1]_{opt}$ pour la roue curtiss

$H_{rég} = 40$ Kcal / Kg

Nous faisons le calcul pour differentes valeur de U/C_1 (voir tableau page 26) pour trouver le rapport $(U/C_1)_{opt}$ correspondant au rendement intérieur maximal : $\eta_{ic_{max}}$

$$(C_1/U)_{opt} \Rightarrow \eta_{ic_{max}}$$

Pour cela nous allons tracer le graphe $\eta_{ic} = f(C_1/U)$ et trouver le maximum de la courbe (voir tableau page 26 et graphe page 27).



$C_1/U = 3,8 \div 4,4$

Exemple

$C_1/U = 3,9$

$\alpha_1 = 17°$ Adopté

$C_1 = \varphi \cdot 91,53 \sqrt{H_{reg}} = 0,95 \cdot 91,53 \sqrt{40} = 549,94$ m/s

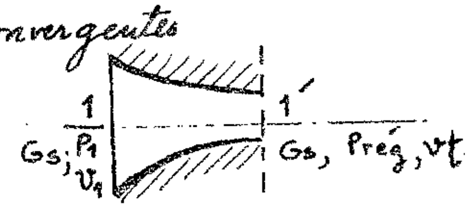
$U = C_1 \dfrac{1}{C_1/U} = 549,94 \cdot \dfrac{1}{3,9} = 141,01$ m/s

$D_{rég} = \dfrac{60\, U}{\pi \cdot n} = \dfrac{60 \cdot 141,01}{\pi \cdot 4200} = 0,641$ m

Tuyères

Nous avons déja vu que les tuyères sont convergentes nous savons que

$$\frac{G_s}{F_t} = \psi \sqrt{10^4 \frac{P_1}{v_1}} \; ;$$



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

G_s : débit total traversant les tuyères [kg/s] = 18,352 kg/s

F_t : surface totale au col des tuyères [m^2]

P_1 : pression d'entrée = 22,8 bar

v_1 : volume spécifique à l'entrée ; $v_1 = 0,13095$ m^3/Kg

$$F_t = \frac{G_s}{\psi_{max}\sqrt{P_1 \cdot 10^4 \cdot v_1^{-1}}} = \frac{18,352}{2,03\sqrt{\dfrac{22,8 \cdot 10^4}{0,13095}}} = 6,851 \cdot 10^{-3} \; m^2$$

Nous adoptons $l_t = 28$ mm (longueur radiale d'une tuyère)

La largeur $b_t = 0,6 \div 0,7\, l_t$

soit $b_t = 0,67\, l_t \Rightarrow b_t = 18,8$ mm

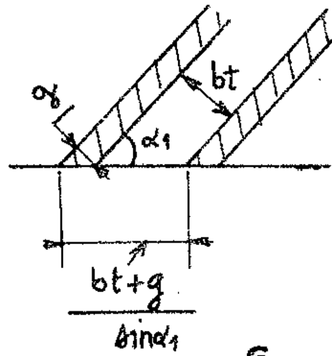
La section au col d'une tuyère est $f_t = l_t \cdot b_t = 526,4$ mm^2

Le nombre de tuyères $Z_t = \dfrac{F_t}{f_t} = 13,01$

<u>$Z_t = 13$ tuyères.</u>

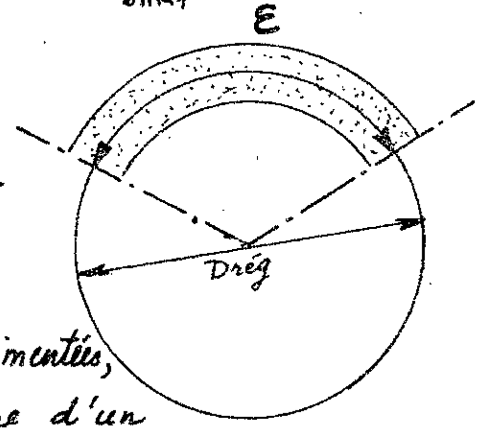
Le taux d'injection partielle ε

$$\varepsilon = \frac{Z\,(b_t + g)}{\pi \cdot D_{rég} \cdot \sin\alpha_1} \quad ; \quad g = 1{,}2 \div 1{,}6\ mm$$



$g = 1{,}2\ mm \Rightarrow \varepsilon = 0{,}4305$

$\varepsilon < 0{,}5$, pour que les tuyères soient placées dans la partie supérieure de l'enveloppe (enveloppe en deux parties) en pratique $\varepsilon \le 0{,}45$ pour faciliter le montage.



<u>pertes par frottements et ventilation</u>

certaines aubes mobiles ne sont pas alimentées, elles brassent la vapeur à la manière d'un ventilateur.

Il y a des relations qui donnent les pertes par frottements et par ventilation.

STODOLA a donné une relation empirique pour calculer ces pertes. La puissance ainsi perdue est caractérisée par:

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

$D = D_{reg}\ [m] = 0{,}641\, m$
$l \simeq 1{,}5\, l_t = 4{,}5\ cm$
$v = v_{reg} = 0{,}2196\ m^3/kg$
$\alpha_1 = 1{,}2$ (Vap. surchauffée)
$U\ [m/s]$

nous trouvons
$N_{fv} = 53{,}50\ CV$

$$AL_{fv} = \frac{75 \cdot N_{fv}}{427\, G_s} = \frac{75 \cdot 53{,}50}{427 \cdot 18{,}352} = 0{,}512\ Kcal/Kg.$$

$$\zeta_{fv} = \frac{AL_{fv}}{H_{rég}} = \frac{0{,}512}{40} = 0{,}0145$$

Le rendement utile pour $\alpha_1 = 17°$ et $C_1/U = 3{,}9$ est donné par le tableau page 33 $\Rightarrow \eta_u = 0{,}6905$

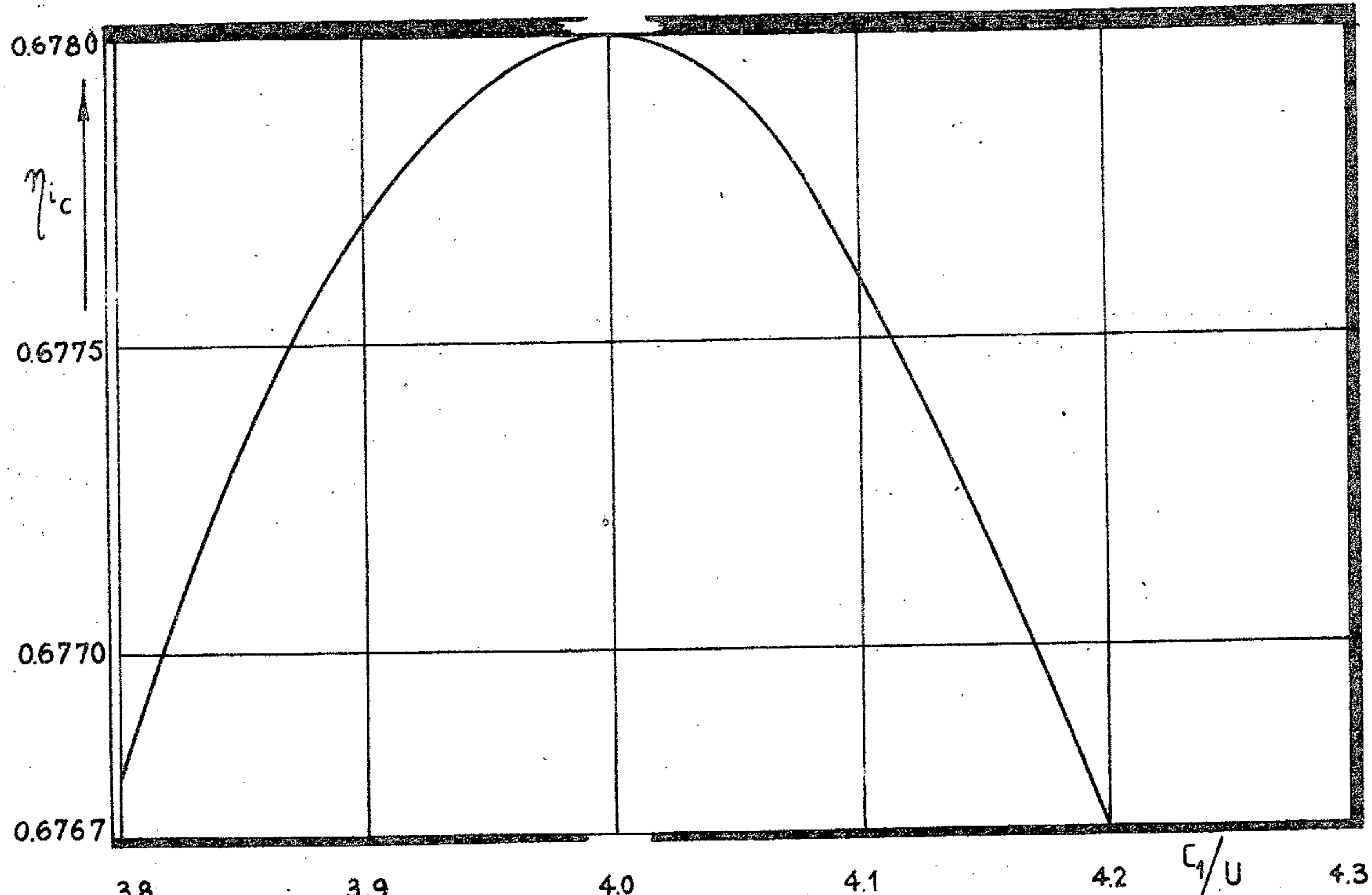
Le rendement intérieur $\eta_{ic} = \eta_u - \zeta_{f_v} = 0{,}6777$

- Même procédé de calcul pour tous les C_1/U, puis nous traçons $\eta_{ic} = f\,(C_1/U)$ et nous tirons $\eta_{ic\,max}$ (Page 26, 27)

1	C_1/U		Adopté	3,8	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
2	α_1	°	Adopté	17°						
3	C_1	m/s	$\varphi . 91{,}53 \sqrt{H_{reg}}$	549,94						
4	U	m/s	$C_1 \frac{1}{C_1/U}$	144,72	141,01	137,49	134,13	130,94	127,89	124,99
5	$D_{rég}$	m	$\frac{60 . U}{\pi . n}$	0,658	0,641	0,625	0,610	0,595	0,582	0,568
6	F_t	m^2	$\frac{G_s}{\psi_{max}\sqrt{P_1 . 10^4 . v_1^{-1}}}$	$6{,}851 . 10^{-3}$						
7	l_t	mm	Adopté	28						
8	b_t	mm	Adopté $b_t = 0{,}6 \div 0{,}7\, l_t$ $b_t \simeq 0{,}67\, l_t$	18,8						
9	f_t	mm^2	$l_t . b_t$	526,4						
10	Z_t'		F_t / f_t	13,01						
11	Z_t		Entier	13						
12	ε		$\frac{Z_t . (b_t + g)}{\pi . D_{rég} . \sin\alpha_1}$	0,4194	0,4305	0,4416	0,4524	0,4628	0,4742	0,4859
13	N_{fv}	CV	Formule de STODOLA	60,60	53,50	47,37	42,06	37,35	33,37	29,71
14	AL_{fv}	kcal/kg	$\frac{75 . N_{fv}}{427 . G_s}$	0,580	0,512	0,453	0,402	0,357	0,319	0,284
15	ζ_{fv}		$\frac{AL_{fv}}{H_{rég}}$	0,0145	0,0128	0,0113	0,0101	0,0089	0,0080	0,0071
16	η_u		donné par le tableau	0,6913	0,6905	0,6893	0,6877	0,6856	0,6836	0,6802
17	η_{ic}		$\eta_u - \zeta_{fv}$	0,6768	0,6777	0,6780	0,6776	0,6767	0,6756	0,6731

η_{ic} optimum

$\eta_{ic\,max} = 0.6780$



$\eta_{ic\,max} = 0.6780$; $[C_1/U]_{optimum} = 4.0$ ROUE CURTISS

$H_{reg} = 40$ Kcal/Kg
$(C_1/U)_{opt} = 4{,}0$
$\eta_{ic\,max} = 0{,}6780$

2124 Correction du calcul de disposition

Base de calcul : $H_{rég}$; $(C_1/U)_{opt}$; $\eta_{ic\,max}$

$P_{rég} = 12{,}5$ bar

ROUE CURTISS				
1	$H_{rég}$	Kcal/Kg	Adopté	40
2	φ		$0{,}95 \div 0{,}96$	0,96
3	C_1	m/s	$\varphi \cdot 91{,}53\sqrt{H_{reg}}$	555,73
4	C_1/U		$(C_1/U)_{opt}$	4,0
5	U	m/s	$C_1 \cdot \frac{1}{(C_1/U)_{opt}}$	138,93
6	$D_{rég}$	m	$\frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n}$	0,632
7	$\eta_{i\,rég}$		$\eta_{ic\,max}$	0,6780
8	$v_{rég}$	m^3/Kg	Diagramme i-s	0,2181
REDUCTION DE LA ROUE CURTISS AUX ETAGES-R				
9	$(U^2_{reg})_{red}$	m^2/s^2	$X\, H_{reg} \frac{\eta_{i\,rég}}{\eta_{i\,étage}}$	85283
10	$(\Sigma U^2)'$	m^2/s^2	$\mu H_{th} X - (U^2_{reg})_{red}$	178530
11	H'_{th}	Kcal/Kg	Diagramme i-s	64,5
12	μ'		$\frac{\mu H_{th} - H_{reg}}{H'_{th}}$	1,016
13	X'	$\frac{m^2 \cdot kg}{s^2 \cdot Kcal}$	$\frac{(\Sigma U^2)'}{\mu' \cdot H'_{th}}$	2724
PREMIER ETAGE - R				
14	U/C_1		$f(X')$	0,798
15	α_1	°	$f(X')$	23,93
16	τ		$1 - \frac{0{,}7}{20 \sin\alpha_1}$	0,9137
17	$D^2 \cdot l$	m^3	Voir page 20	$11{,}85 \; 10^{-3}$
18	ζ_{fi}		Adopté	0,03
19	D_1	mm	$\frac{s}{D} = \frac{1}{750}$	559
20	l_1	mm		38

on suppose $V_1 = V_{rég}$ pour calculer le diamètre D_1

DERNIER ETAGE				
21	v_f	m^3/Kg	diagramme is	0,5497
22	$D_d^2 . l_d$	m^3	$D_p^2 . l_p$	0,02987
23	$D_d - l_d$	m	$D_p - l_p$	0,521
24	D_d	m	Voir méthode P. 20	0,603
25	l_d	m	" " "	0,082
NOMBRE D'ETAGES Z				
26	D_m	m	$\frac{D_p + D_d}{2}$	0,581
27	U_m	m/s	$\frac{\pi . D_m . n}{60}$	127,77
28	U_m^2	m^2/s^2	U_m^2	16353
29	Z		$\frac{(\Sigma u^2)'}{U_m^2}$	10,94

Soit Z = 11 étages

$$Z = \frac{(\Sigma U^2)'}{U_m^2} \Rightarrow U_m = \sqrt{\frac{(\Sigma U^2)'}{Z}} = \sqrt{\frac{178530}{11}} = 127{,}40 \, m/s$$

$$D_m = \frac{60 . U_m}{\pi . n} = 0{,}579 \ m$$

Soient $\boxed{\begin{matrix} D_d = 0{,}601 \ m \\ l_d = 0{,}081 \ m \end{matrix}}$ $\Big\}$ $D_d - l_d = 0520 m = D_p - l_p$

Calcul de D_p et l_p

$$D_p^2 \, l_p = D_d^2 . l_d . \frac{v_{reg}}{v_f} = 11{,}61 . 10^{-3} \, m^3$$

Après un calcul d'itération nous trouvons

$\boxed{\begin{matrix} D_1 = 0{,}558 \ m \\ l_1 = 0{,}038 \ m \end{matrix}}$ $\quad D_1 - l_1 = 0{,}520 \, m$

NOMBRE D'ETAGES Z = 11

$D_{rég} = 632$ mm ; $\varepsilon = 0{,}4367$

$\left.\begin{array}{l} D_1 = 558 \text{ mm} \\ \ell_1 = 38 \text{ mm} \end{array}\right\} \ell_1/D_1 = 1/14{,}7$

$\left.\begin{array}{l} D_d = 601 \text{ mm} \\ \ell_d = 81 \text{ mm} \end{array}\right\} \ell_d/D_d = 1/7{,}42$

$D_1 - \ell_1 = D_d - \ell_d = D_{tambour} = 520$ mm

$\dfrac{D_{reg} - D_1}{2} = 37$ mm

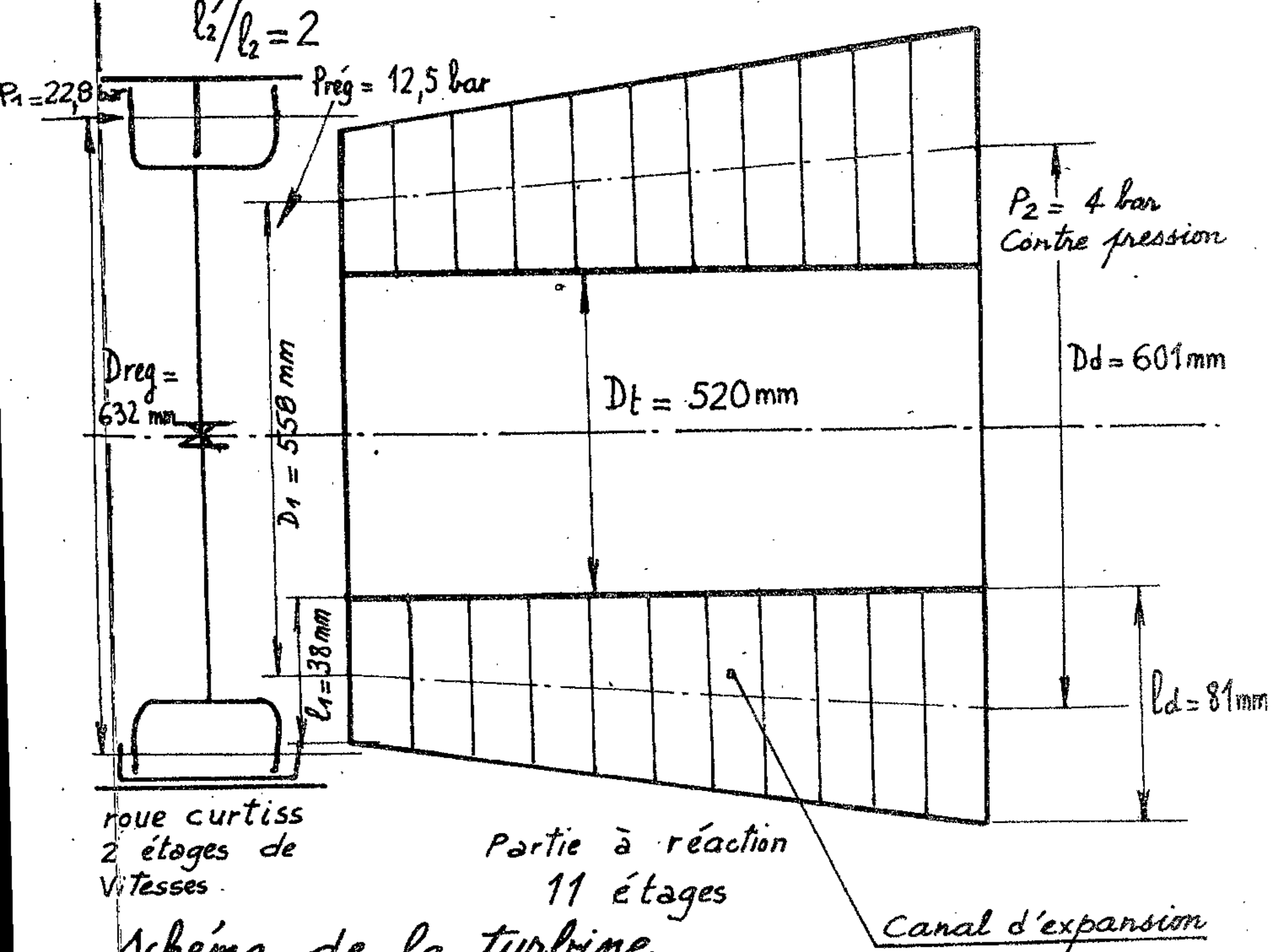
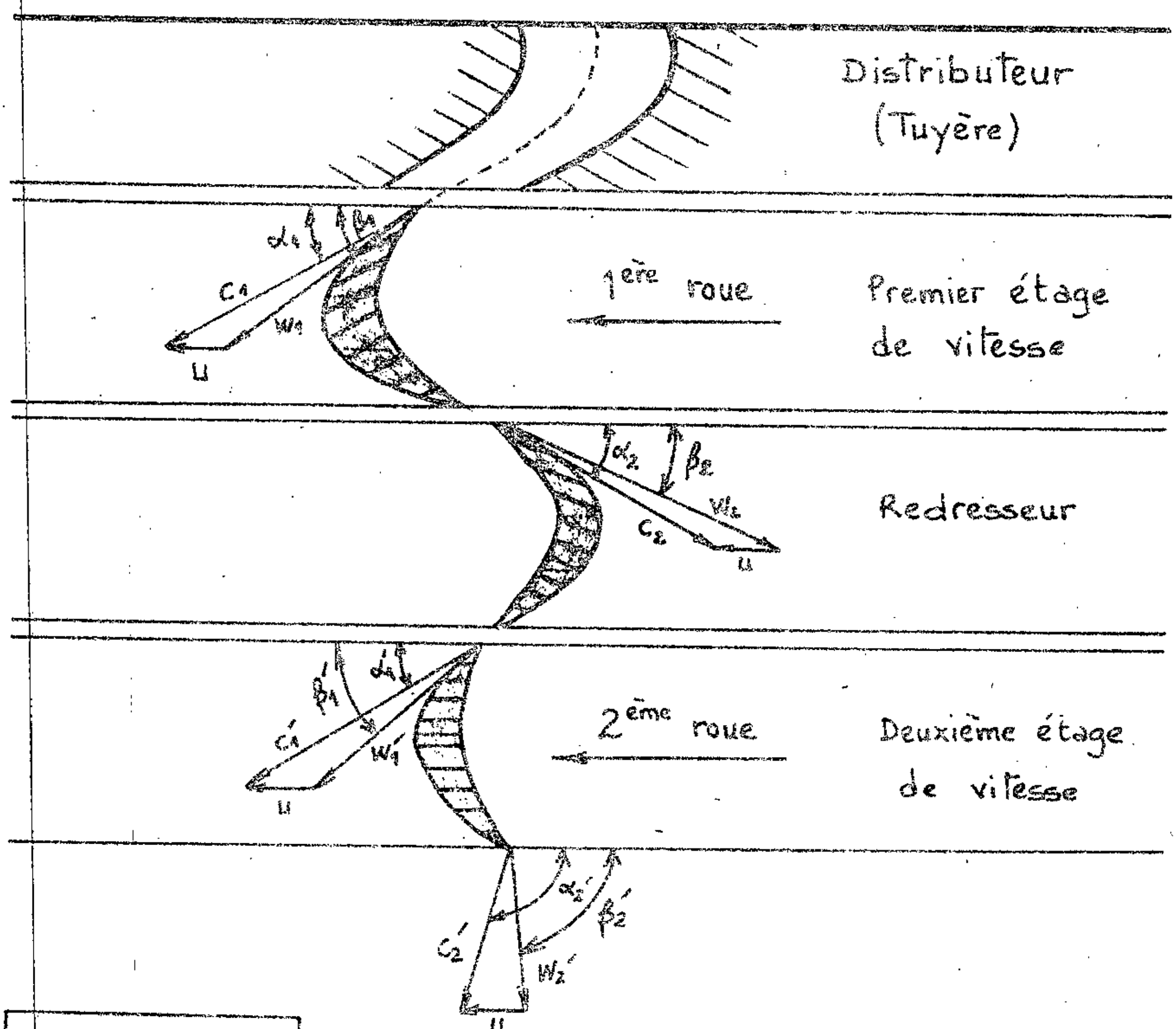


Schéma de la turbine.

213 Calcul

2131 Calcul de la roue curtiss (k=2) a deux etages de vitesses :

a) Triangles de vitesse :



$\boxed{u = \text{Constante}}$

C : Vitesse absolue.
W : Vitesse relative.
u : Vitesse périphérique.

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

Deux dispositions extrêmes existent :

— Première disposition :

Les aubages de la roue et du redresseur sont symétriques

$\beta_1 = \beta_2 \qquad \alpha_1' = \alpha_2 \qquad \beta_1' = \beta_2'$

Cette disposition présente les inconvenients suivants :

- V_{2u} (projection de V_2 sur U) diminue très rapidement et tend à devenir négative
- Répartition très inégale des puissances sur chaque couronne d'aubes.

— Deuxième disposition :

Roue et redresseur sont à aubages dissymétriques et angles de sortie égaux

$$\alpha_1 = \beta_2 = \alpha_1' = \beta_2'$$

Le rendement est amélioré mais il y a exagération de la hauteur d'aubage à la sortie.

Pratiquement on se tient entre les deux dispositions en se basant sur les études faites expérimentalement dans le choix de ces angles en vue d'une optimisation du rendement utile (η_u) de la roue curtiss.

Le tableau (page 33) nous donne les différents angles et le rendement utile en fonction du rapport C_1/U ceci pour une roue curtiss dont le rapport des longueurs d'aubages $\dfrac{l_2'}{l_t} = 2$

où $\quad l_2'$: longueur d'aubage à la sortie de la 2e roue

$\quad l_t$: longueur de la tuyère.

l_2' : longueur a la sortie de la 2° roue

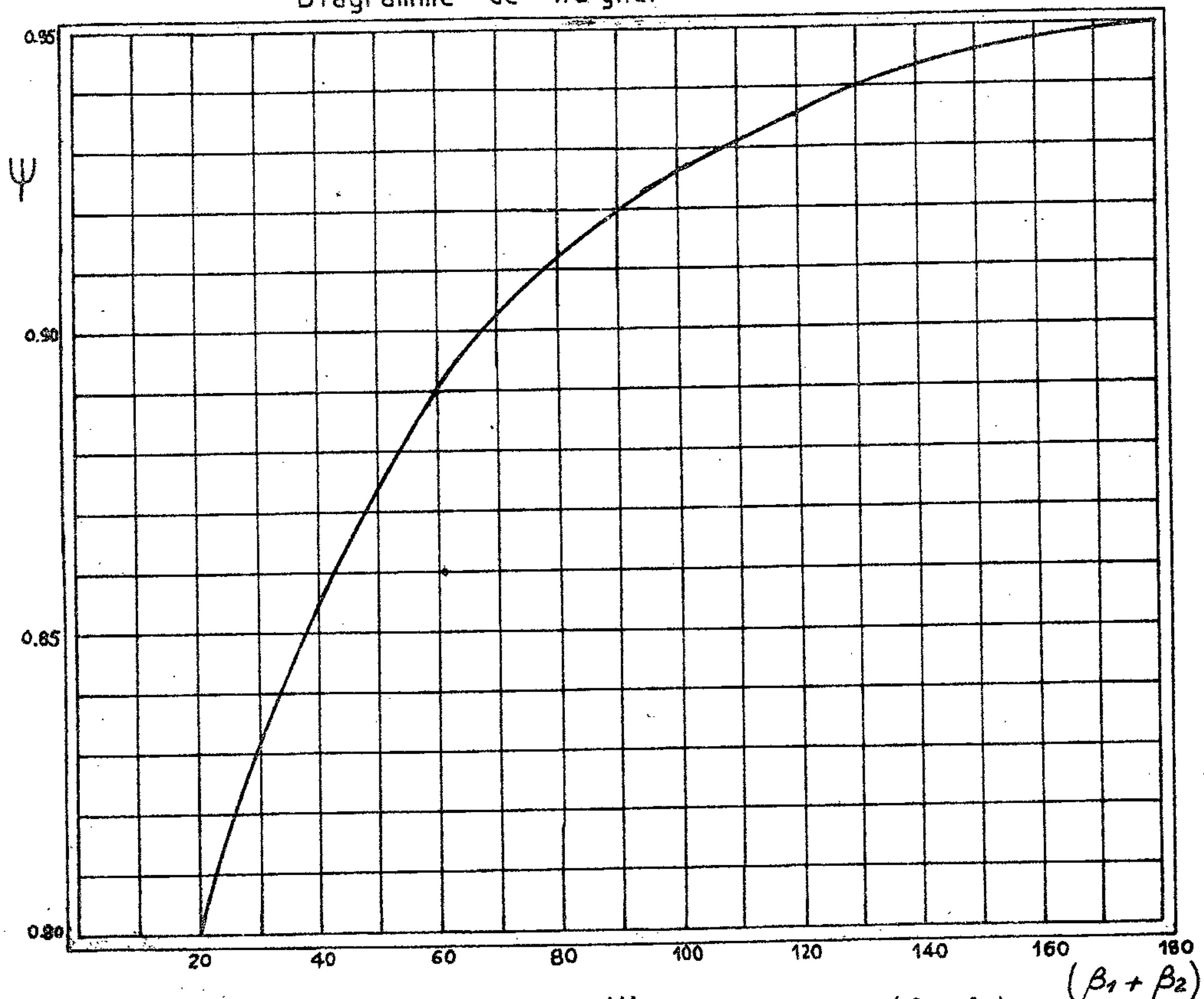
l_t : longueur de la tuyère

Roue Curtiss pour $l_2'/l_t = 2$

rendement utile et angles en fonction du rapport C_1/U

α_1 \ C_1/U		3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4
16°	β_2	18°45'	18°37'	18°28'	18°21'	18°13'	18°06'	18°00'
	α_1'	27°29'	26°51'	26°13'	25°41'	25°10'	24°42'	24°18'
	β_2'	57°10'	54°48'	52°18'	49°57'	47°38'	45°38'	43°44'
	η_u	0.6893	0.6883	0.6872	0.6857	0.6837	0.6823	0.6784
17°	β_2	19°46'	19°37'	19°28'	19°21'	19°13'	19°05'	18°59'
	α_1'	28°35'	27°55'	27°18'	26°45'	26°14'	25°45'	25°20'
	β_2'	57°13'	54°55'	52°34'	50°17'	48°08'	46°11'	44°22'
	η_u	0.6913	0.6905	0.6893	0.6877	0.6856	0.6836	0.6802
18°	β_2	20°47'	20°37'	20°28'	20°20'	20°12'	20°04'	19°58'
	α_1'	29°42'	29°00'	28°24'	27°50'	27°18'	26°49'	26°22'
	β_2'	57°15'	55°01'	52°50'	50°37'	48°38'	46°44'	45°00'
	η_u	0.6934	0.6928	0.6914	0.6898	0.6876	0.6850	0.6821

Diagramme de Wagner



coefficient de ralentissement Ψ en fonction de $(\beta_1 + \beta_2)$

Première roue

$\varphi = 0{,}96$: coefficient de perte de la vitesse absolue

$C_1 = \varphi\, 91{,}53 \sqrt{H_{reg}} = 0{,}96 . 91{,}53 \sqrt{40} = 555{,}73$ m/s

$U = 138{,}93$ m/s

$\alpha_1 = 17°$

$$tg\, \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - U} = 0{,}4139 \Rightarrow \boxed{\beta_1 = 22°29'}$$

$$W_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 424{,}88 \text{ m/s}$$

Pour une roue curtis ayant $\frac{l_2'}{l_t} = 2$; $\alpha_1 = 17°$ et $\left(C_1/U\right)_{opt} = 4{,}0$

$\boxed{\beta_2 = 19°28'}$ (du tableau) l_t page 33

ψ : coefficient de perte de la vitesse relative

$\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$ du diagramme de Wagner page 34

$\beta_1 + \beta_2 = 22°29' + 19°28' = 41°57' \simeq 42° \Rightarrow \underline{\psi = 0{,}860}$

$W_2 = \psi W_1 = 0{,}860 . 424{,}88 = 365{,}40$ m/s

$$tg\, \alpha_2 = \frac{W_2 \sin \beta_2}{W_2 \cos \beta_2 - U} = 0{,}5923 \Rightarrow \boxed{\alpha_2 = 30°38'}$$

$$C_2 = \frac{W_2 \sin \beta_2}{\sin \alpha_2} = 238{,}98 \text{ m/s}$$

Redresseur

$\alpha_1' = 27°18'$ (du tableau)

$\varphi' = f(\alpha_1 + \alpha_1')$ du diagramme de Wagner

$\alpha_1 + \alpha_1' = 17° + 27°18' = 44°18' \Rightarrow \underline{\varphi' = 0{,}863}$

Deuxieme roue

$C_1' = \varphi' . C_2 = 0{,}863 . 238{,}98 = 206{,}24$ m/s

$$tg\, \beta_1' = \frac{C_1' \sin \alpha_1'}{C_1' \cos \alpha_1' - U} = 2{,}1334 \Rightarrow \boxed{\beta_1' = 64°53'}$$

$$W_1' = \frac{C_1' \sin \alpha_1'}{\sin \beta_1'} = 104{,}47 \text{ m/s}$$

$\boxed{\beta_2' = 52°34'}$ du tableau

$\psi' = f(\beta_1' + \beta_2')$

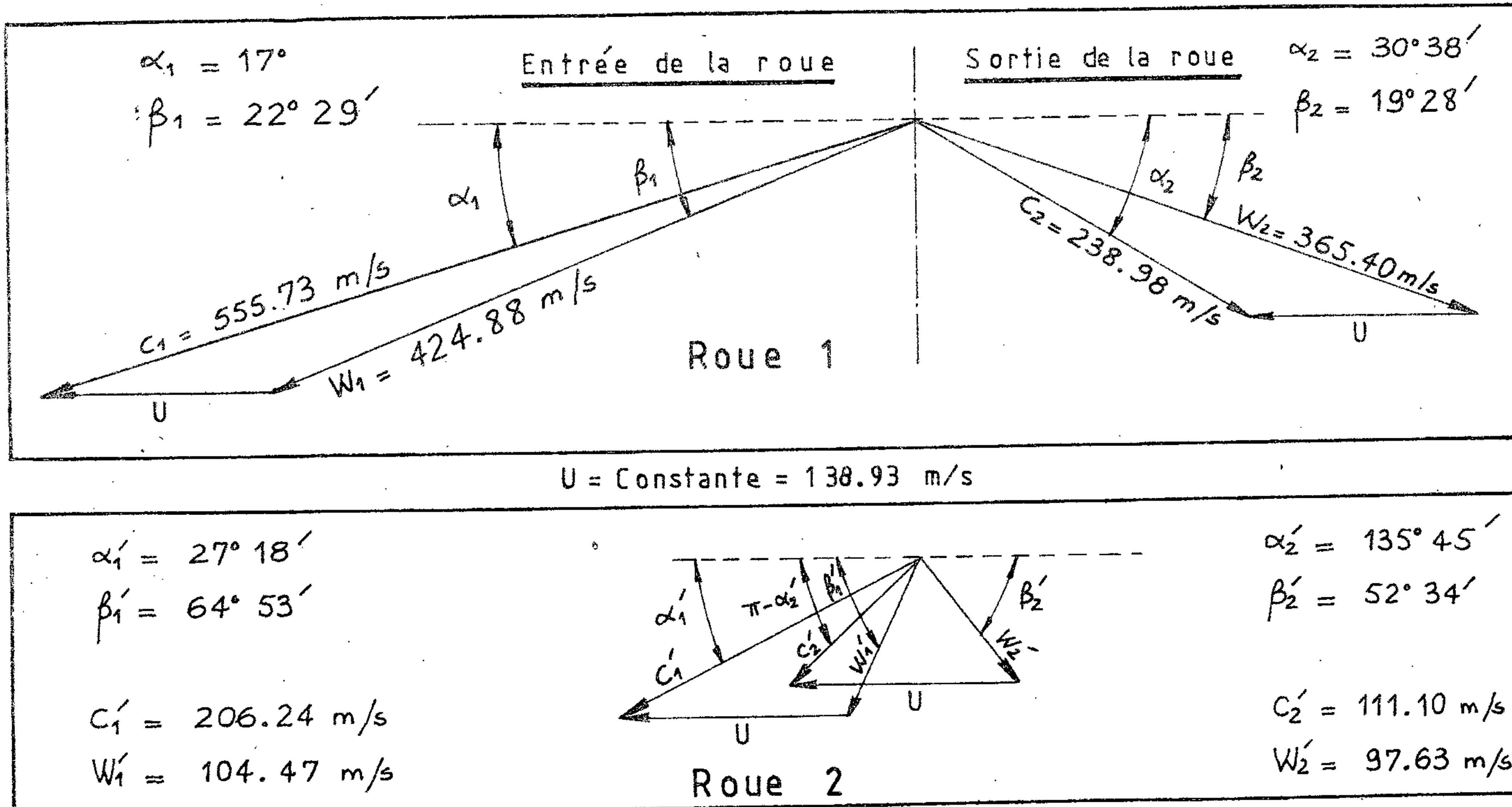
$\beta_1' + \beta_2' = 64°53' + 52°34' = 117°27' \Rightarrow \boxed{\psi' = 0{,}9345}$

$W_2' = \psi' W_1' = 97{,}63$ m/s

$$tg\,(180 - \alpha_2') = \frac{W_2' \sin \beta_2'}{U - W_2' \cos \beta_2'} = 0{,}9741$$

$\Rightarrow (180° - \alpha_2') = 44°15'$

$\underline{\underline{\alpha_2' = 180 - (180 - \alpha_2') = 135°45'}}$



TRIANGLES DES VITESSES DE LA ROUE CURTISS A DEUX ETAGES DE VITESSES

Echelle : 30 mm pour 100 m/s

$$C_2' = \frac{W_2' \sin \beta_2'}{\sin(180 - \alpha_2')} = 111,10 \ m/s$$

b) Les pertes dans la roue curtiss

1. pertes dans les tuyères

$h_t = (1 - \varphi^2)\ H_{rég}$; $H_{rég} = 40 \ kcal/kg$; $\varphi = 0,96$

$h_t = (1 - 0,96^2) \cdot 40 = 3,14 \ kcal/kg$

2. pertes dans la première roue

$$h_{Ir} = \frac{A}{2g}\left(W_1^2 - W_2^2\right) = \frac{A}{2g}\left(W_1^2 - \psi^2 W_1^2\right) = \frac{A}{2g}\left(1 - \psi^2\right) W_1^2$$

$\psi = 0,860$

$W_1 = 424,88 \ m/s$

$A = \frac{1}{427} \ kcal/kg.m$

$$h_{Ir} = \frac{1}{8380}\left(1 - 0,860^2\right) 424,88^2 = 5,61 \ kcal/kg$$

3. pertes dans le redresseur

$$h_{red} = \frac{A}{2g}\left[C_2^2 - C_1'^2\right] = \frac{A}{2g}\left(1 - \varphi'^2\right) C_2^2$$

$\varphi' = 0,863$

$C_2 = 238,98 \ m/s$

$$h_{red} = \frac{1}{8380}\left(1 - 0,863^2\right) 238,98 = 1,74 \ kcal/kg$$

4. pertes dans la deuxième roue

$$h_{IIr} = \frac{A}{2g}\left(W_1'^2 - W_2'^2\right) = \frac{1}{8380}\left(1 - \psi'^2\right) W_1'^2$$

$\psi' = 0,9345$

$W_1' = 104,47 \ m/s$

$h_{IIr} = 0,165 \ kcal/kg$

5. pertes par vitesse restante

$$h_{vrest} = \frac{A}{2g} C_2'^2 = \frac{1}{8380} C_2'^2$$

$C_2' = 111,10 \ m/s \Rightarrow h_{vrest} = 1,473 \ kcal/kg$.

6. Somme des pertes dans la roue curtiss

$\Sigma h_c = h_t + h_{Ir} + h_{red} + h_{IIr} + h_{vrest}$.

$\Sigma h_c = 3,14 + 5,61 + 1,74 + 0,165 + 1,473$

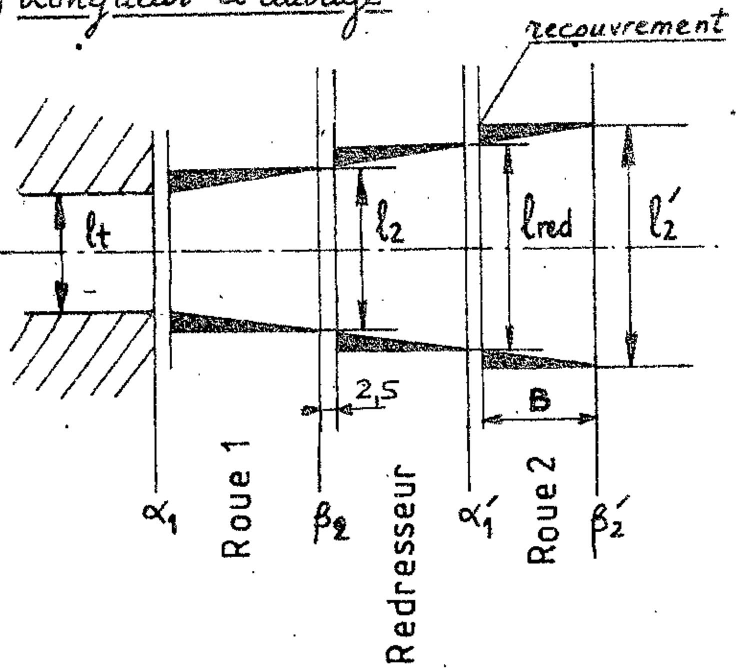
$\Sigma h_c = 12,128 \ kcal/kg$.

c) Le rendement utile de la roue curtiss

$$\eta_{uc} = \frac{AL_u}{H_{reg}} = \frac{H_{reg} - \Sigma h_c}{H_{reg}} = \frac{40 - 12,128}{40} = 0,6968$$

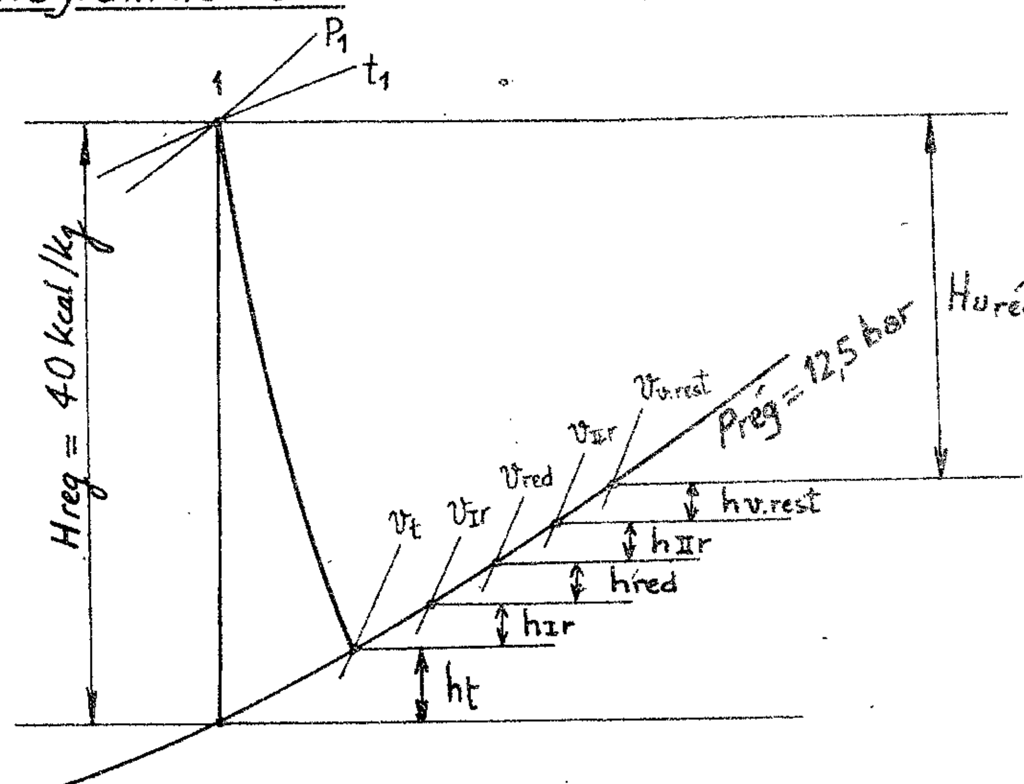
$$\boxed{\eta_{uc} = 0,6968}$$

d) Longueur d'aubage



B : largeur
lt : longueur de la tuyère
l2 : longueur à la sortie de la 1ère roue
lred : longueur à la sortie du redresseur
l'2 : longueur à la sortie de la 2ème roue
j = 2,5 mm : jeu axial

Diagramme i-s



du diagramme i-s nous trouvons les volumes spécifiques suivants

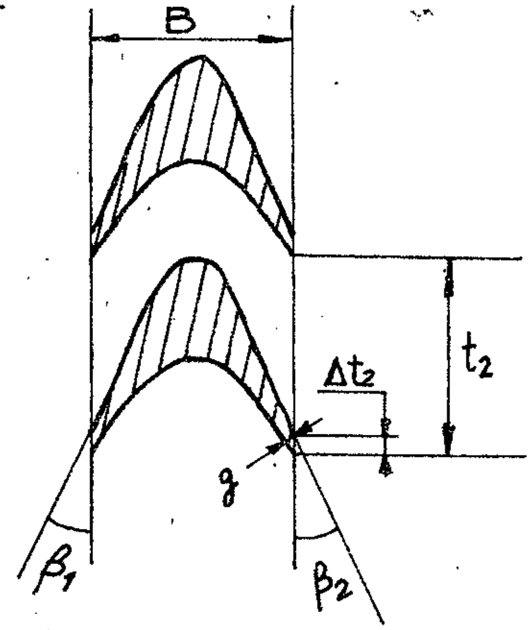
$$\boxed{\begin{aligned} v_t &= 0{,}21098 \ m^3/kg \\ v_{Ir} &= 0{,}21542 \ m^3/kg \\ v_{red} &= 0{,}2168 \ m^3/kg \\ v_{IIr} &= 0{,}2169 \ m^3/kg \\ v_{v\,rest} &= 0{,}2180 \ m^3/kg \end{aligned}}$$

◇ l_2 : longueur d'aubage a la sortie de la 1ère roue

L'équation de continuité pour la sortie de la roue 1.

$$G_s . V_{Ir} = \mathcal{E} . \pi . D_{rég} . l_2 . \tau_1 . W_2 . \sin\beta_2$$

$$l_2 = \frac{G_s . V_{Ir}}{\mathcal{E} . \pi . D_{rég} . \tau_1 . W_2 . \sin\beta_2} \; ; [m]$$



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

$$\Delta t_2 = \frac{g}{\sin\beta_2}$$

$g = 0,5 \div 0,6$ mm ; soit $g = 0,6$ mm

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

B : largeur d'aubage en [mm]

$$\left.\begin{array}{l} B \geq 20 \text{ mm} \\ B > \dfrac{l_2 [mm]}{10} \end{array}\right\} \text{deux conditions}$$

Généralement $B = 25$ mm pour la première roue

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

$\tau_1 = 0,9037$; $\mathcal{E}_{rég} = \mathcal{E} = 0,4367$

$$l_2 = \frac{18,352 . 0,21542}{0,4367 . \pi . 0,632 . 0,9037 . 365,40 \sin 19,47} = 0,0414 \, m$$

$$\boxed{l_2 = 41,4 \text{ mm}}$$

Le pas $t_2 = 18,7$ mm

Le nombre d'aubes $Y_{Ir} = \dfrac{\pi . D_{rég}}{t_2} = \dfrac{\pi . 632}{18,7} = 106$

$$\boxed{Y_{Ir} = 106}$$

◇ l_{red} : longueur d'aubage a la sortie du redresseur

L'équation de continuité pour la sortie du redresseur :

$$G_s . V_{red} = \mathcal{E} . \pi . D_{rég} . l_{red} . \tau_{red} \, C_1' \sin\alpha_1'$$

$$l_{red} = \frac{G_s . V_{red}}{\mathcal{E} . \pi . D_{rég} . \tau_{red} . C_1' \sin\alpha_1'} \; ; [m]$$

$$\tau_{red} = 1 - \frac{\Delta t_{red}}{t_{red}}$$

$$\Delta t_{red} = 1 - \frac{g}{\sin\alpha_1'} \quad ; \quad g = 0{,}5 \div 0{,}7\,mm \quad \underline{\text{soit } g = 0{,}6\,mm}$$

$$t_{red} = \frac{B}{2\sin(\alpha_2 + \alpha_1')} \quad ; \quad B = 20\,mm$$

$$\tau_{red} = 1 - \frac{2g\sin(\alpha_2 + \alpha_1')}{B\sin\alpha_1'} = 0{,}889$$

Nous trouvons $l_{red} = 0{,}0546\ m$

$$\boxed{l_{red} = 54{,}6\,mm}$$

Le pas $t_{red} = 11{,}8\ mm$

Le nombre d'aubes $Y_{red} = \frac{0{,}5 . \pi . D_{rég}}{t_{red}} = 84$ (injection partielle)

$$\boxed{Y_{red} = 84}$$

<u>◇ l_2' : longueur d'aubage a la sortie de la 2ème roue</u>

$$G_s . V_{IIr} = \varepsilon . \pi . D_{rég} . l_2' . \tau_2\ W_2' \sin\beta_2'$$

$$l_2' = \frac{G_s .\ V_{IIr}}{\varepsilon . \pi . D_{reg} . \tau_2 . W_2' \sin\beta_2'}$$

$$\tau_2 = 1 - \frac{\Delta t_2'}{t_2'}$$

$$\Delta t_2' = \frac{g}{\sin\beta_2'} \quad ; \quad g = 0{,}6 \div 0{,}7\,mm \quad \underline{\text{soit } g = 0{,}7\,mm}$$

$$B = 20\,mm$$

$$\tau_2 = 1 - \frac{2g\sin(\beta_1' + \beta_2')}{B\sin\beta_2'} = 0{,}9218$$

Nous trouvons $l_2' = 0{,}0642\ m$

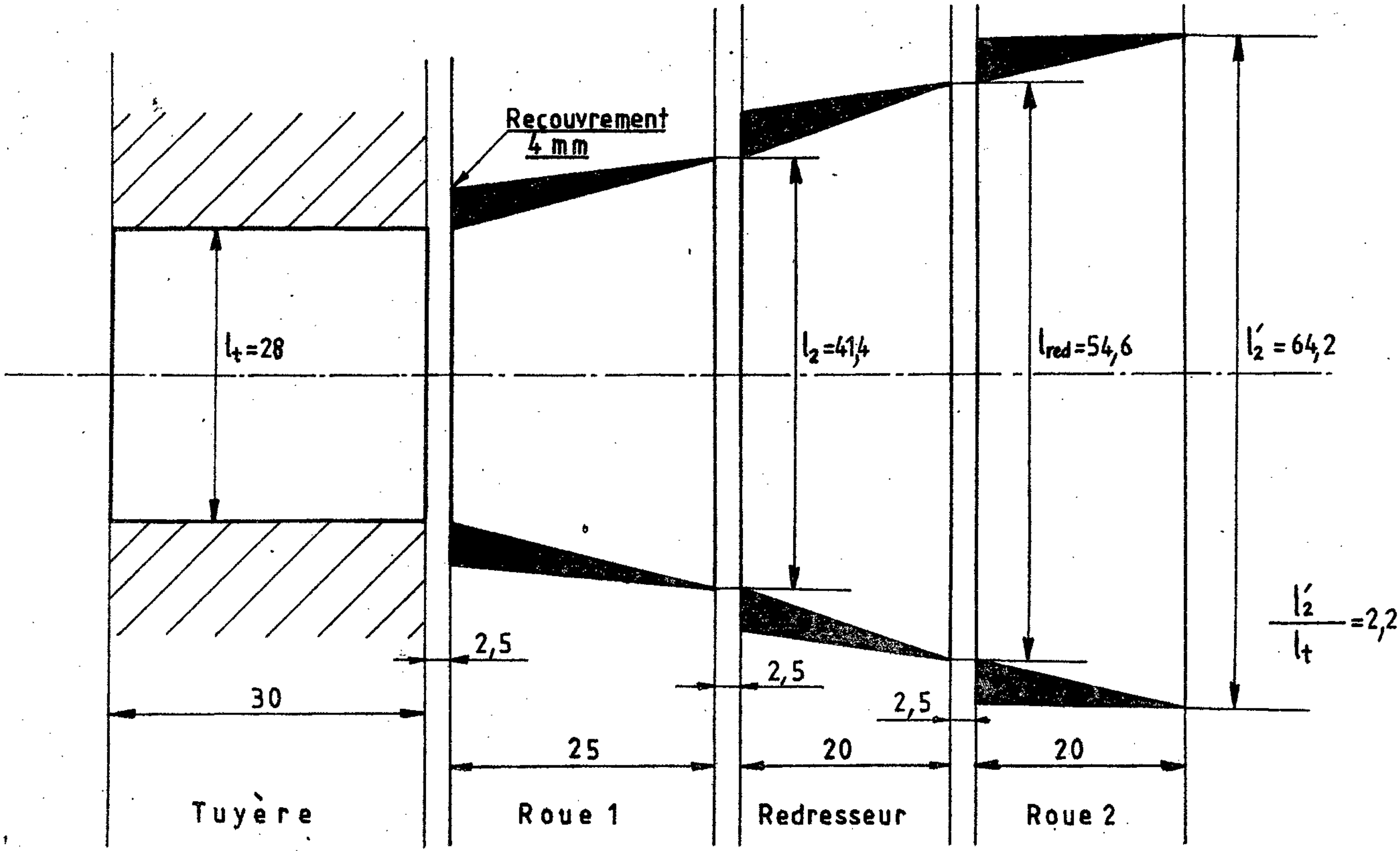
$$\boxed{l_2' = 64{,}2\ mm}$$

Le pas $t_2' = 11{,}27\ mm$

Le nombre d'aubes $Y_{IIr} = \frac{\pi\ D_{rég}}{t_2'} = 176$

$$\boxed{Y_{IIr} = 176}$$

Voir croquis d'aubage de la roue curtiss (page 41) avec dimensions et jeux axiaux.



Croquis d'aubage Echelle : 2/1

e) Les pertes de frottement et de ventilation de la roue curtiss

La puissance de frottement et de ventilation :

$$N_{fv} = \alpha_1 \left[1{,}46\, D^2 + 0{,}83\,(0{,}75-\varepsilon)\, D\, l^{1{,}5}\right] \frac{U^3}{v \cdot 10^6} \; ; (CV)$$

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

Ainsi les pertes sont réduites. Le nouveau coefficient est ci-contre

- $(0{,}5-\varepsilon) + \frac{0{,}5}{2} = (0{,}75-\varepsilon)$
- donc les pertes par ventilation sont $\alpha_1 \cdot 0{,}83 \cdot (0{,}75-\varepsilon) \cdot D \cdot l^{1{,}5} \cdot \frac{U^3}{v \cdot 10^6}$

$\alpha_1 = 1{,}2$ (vapeur surchauffée)

$D = D_{rég} = 0{,}632\ m$

$\varepsilon = \varepsilon_{rég} = 0{,}4367$

$U = U_{rég} = 138{,}93\ m/s$

$$l = l_m = \frac{l_2 + l_2'}{2} = 5{,}3\ cm$$

$$v = v_m = \frac{v_{Ir} + v_{IIr}}{2} = 0{,}2162\ m^3/kg$$

$$N_{fv} = 1{,}2\left[1{,}46\,(0{,}632)^2 + 0{,}83\,(0{,}75-0{,}4367) \cdot 0{,}632 \cdot 5{,}3^{1{,}5}\right] \cdot \frac{(138{,}93)^3}{0{,}2162 \cdot 10^6} = 38{,}73\ CV$$

$N_{fv} = 38{,}73\ CV$

$$AL_{fv} = \frac{75\, N_{fv}}{427 \cdot G_s} = 0{,}3706\ kcal/kg.$$

$$\zeta_{fv} = \frac{AL_{fv}}{H_{rég}} = 0{,}0093$$

f) Le rendement intérieur de la roue curtiss

$$\eta_{ic} = \eta_{uc} - \zeta_{fv} = 0{,}6875$$

$$\boxed{\eta_{ic} = 0{,}6875}$$

g) La puissance intérieure de la roue curtiss

$$N_{ic} = \frac{G_h \cdot H_{rég} \cdot \eta_{ic}}{860} \; ; [KW]$$

G_h : kg/h
H_{reg} kcal/kg

$$\boxed{N_{ic} = 2113\ KW}$$

2132- Correction du calcul de disposition pour partie R

Nous connaissons définitivement

$$H_{reg} = 40 \text{ kcal/kg}$$
$$D_{rég} = 0,632 \text{ m}$$
$$U_{reg} = 138,93 \text{ m/s}$$
$$\eta_{ic} \equiv \eta_{i\,reg} = 0,6875$$
$$v_{reg} = 0,2183 \text{ m}^3/\text{kg}$$

a) Réduction de la roue curtiss aux étages à réaction

$$(U^2_{reg})_{red} = X . H_{reg} . \frac{\eta_{ic}}{\eta_{i\acute{e}tage}} = 86478 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$(\Sigma U^2)' = \mu . H_{th} . X - (U^2_{reg})_{red} = 177336 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$H'_{th} = 64,6 \text{ Kcal/kg} \quad \text{(diagramme i-s)}$$

$$\mu' = \frac{\mu . H_{th} - H_{reg}}{H'_{th}} = 1,015$$

$$X' = \frac{\Sigma U^2}{\mu' . H'_{th}} = 2707 \quad \frac{\text{m}^2 . \text{kg}}{\text{s}^2 . \text{kcal}}$$

b) Calcul du premier étage à réaction

$$U/C_1 = f(X') = 0,795$$
$$\alpha_1 = f(X') = 24,05° = 24° 03'$$
$$\tau = 1 - \frac{0,7}{20 \sin\alpha_1} = 0,9141$$

$$D_1^2 \ell_1 = 11,74 \; 10^{-3} \text{ m}^3$$
$$D_1 = 0,558 \text{ m}$$
$$\ell_1 = 0,038 \text{ m}$$
$$\frac{D_{reg} - D_1}{2} = 0,037 \text{ m} = 37 \text{ mm}$$

c) calcul du dernier étage à Réaction

$$v_f = 0,5497 \text{ m}^3/\text{kg}$$
$$D_d^2 . \ell_d = D_1^2 \ell_1 . \frac{v_f}{v_{reg}} = 0,02957 \text{ m}^3$$

$$D_d - \ell_d = D_1 - \ell_1 = 0,521 \text{ m}$$
$$D_d = 0,602 \text{ m}$$
$$\ell_d = 0,081 \text{ m}$$
$$\ell_d / D_d = 1/7,4$$

d) Nombre d'étages

$$D_m = \frac{D_d + D_1}{2} = 0{,}580\ m$$

$$U_m = \frac{\pi . D_m . n}{60} = 127{,}55\ m/s$$

$$U_m^2 = 16269\ m^2/s^2$$

$$Z = \frac{(\Sigma U^2)'}{U_m^2} = \frac{177336}{16269} = 10{,}90$$

Correction pour Z entier

Soit Z = 11 étages

$$D_1 = 0{,}556\ m$$
$$\ell_1 = 0{,}036\ m$$

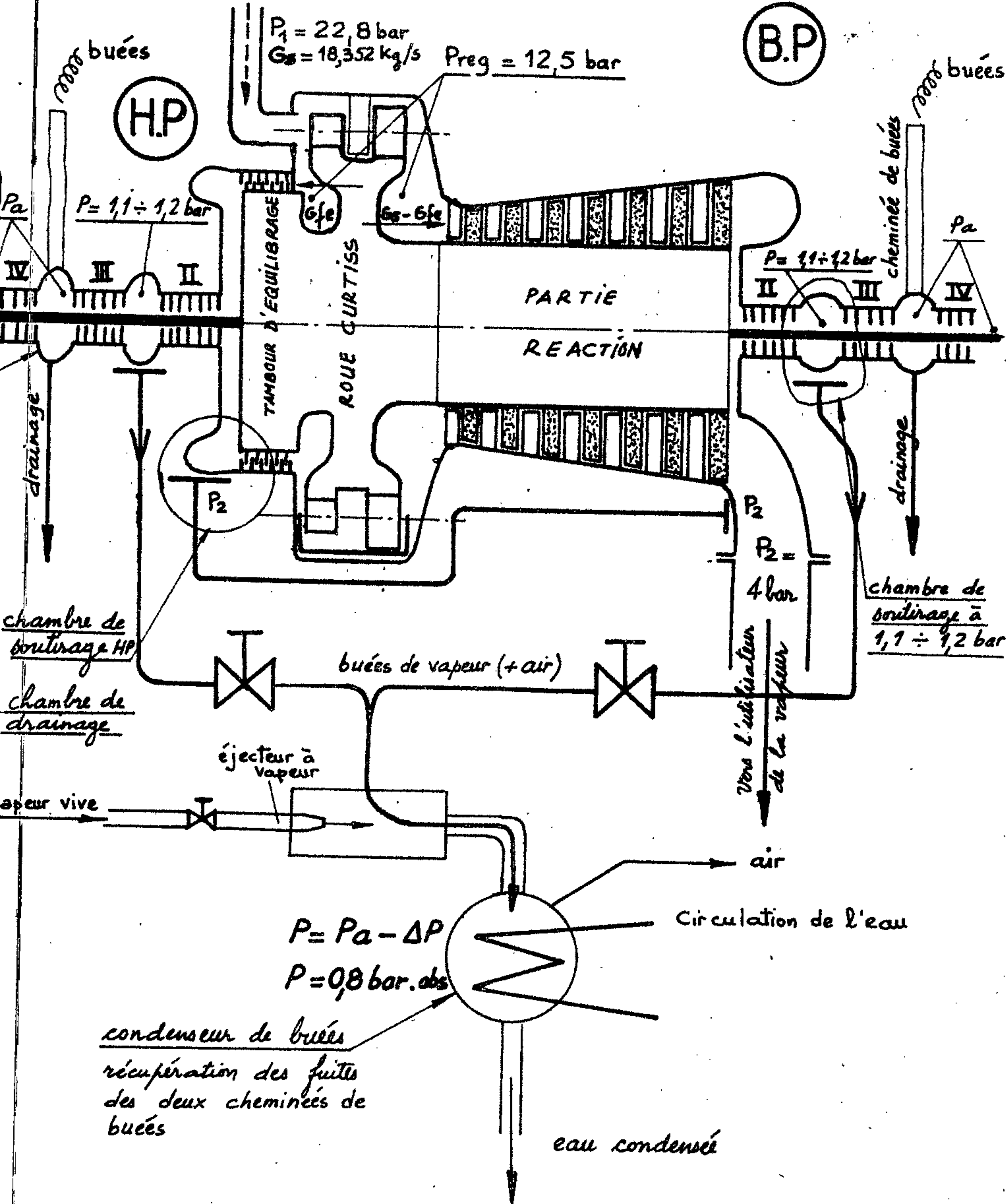
$$D_d = 0{,}599\ m$$
$$\ell_d = 0{,}079\ m \qquad \ell_d / D_d = 1/7{,}6$$

$$D_1 - \ell_1 = D_d - \ell_d = 0{,}520\ m$$

$$\boxed{Z = 11 \text{ étages}}$$

2133 Calcul des garnitures exterieures d'étancheité d'une turbine à contre pression

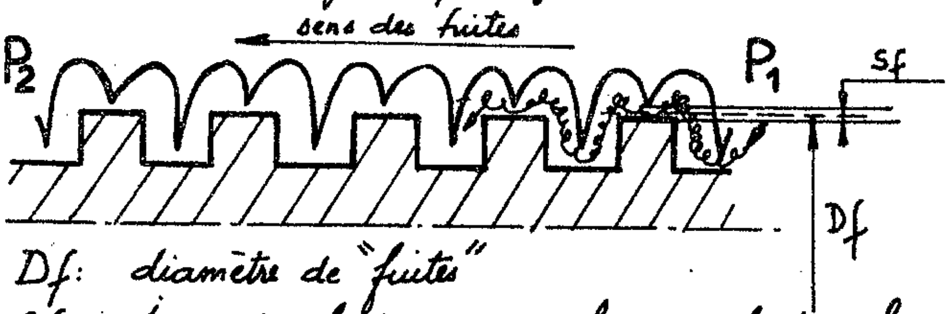
a) raccordements des garnitures d'étancheité



Gfe : débit de fuites extérieures

Gs' = Gs - Gfe   débit qui entre dans le premier étage.

a) <u>Calcul des fuites par garniture d'étanchéité</u>



$P_1 > P_2$

D_f: diamètre de "fuites"
S_f: Jeu de fuites ; surface de fuites $f_f = \pi . D_f . S_f$.
Z : nombre de labyrinthes
P_1 (bar) pression
V_1 (m^3/kg) volume spécifique } à l'entrée de la garniture
P_2 (bar) pression à la sortie de la garniture

<u>formules de STODOLA pour le calcul de l'étanchéité</u>

Deux cas peuvent se présenter :

<u>1er Cas</u> : $P_2 > P_K = P_1 \dfrac{0,85}{\sqrt{Z+1,5}}$; P_K = pression critique

alors $G_{fe} = f_f \sqrt{\dfrac{g\,(P_1^2 - P_2^2).10^4}{Z\,.\,P_1\,.\,V_1}}$; [kg/s]

<u>2ème Cas</u> $P_2 < P_K = P_1 \cdot \dfrac{0,85}{\sqrt{Z+1,5}}$

alors $G_{fe} = f_f \sqrt{\dfrac{g\,.\,P_1\,.\,10^4}{(Z+1,5)\cdot V_1}}$; [kg/s]

<u>Tambour d'équilibrage</u>

soit $D_f = D_{T.E} = 0,575$ m (Ce diamètre sera déterminé par le dessin)
P_1 = $P_{rég}$ = 12,5 bar ; $v_1 = v_{reg} = 0,2183\ m^3/kg$.
P_2 = 4 bar contre pression
$S_f = 0,3 \div 0,6$ mm soit $S_f = 0,6$ mm
$f_f = \pi . D_f . S_f = 1,084 . 10^{-3}\ m^2$
<u>soit Z = 39 Labyrinthes = 3 x 13</u>

$P_K = P_1 \dfrac{0,85}{\sqrt{39+1,5}} = 12,5 \dfrac{0,85}{\sqrt{40,5}} = 1,67$ bar

$P_2 = 4$ bar $> P_K = 1,67$ bar $\Rightarrow$ 1er Cas : vitesse critique non atteinte

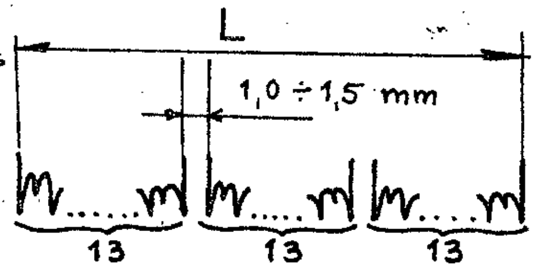
$G_{fe} = f_f \sqrt{\dfrac{g\,(P_1^2 - P_2^2).10^4}{Z\,.P_1\,.\ V_1}} = 1,084.10^{-3} \sqrt{\dfrac{9,81.(12,5^2 - 4^2).10^4}{39\,.\,12,5\,.\,0,2183}}$

$G_{fe} = 0,3898$ kg/s

$\xi_{fe} = \dfrac{G_{fe}}{G_s} = \dfrac{0,3898}{18,352} = 2,12\ \%$

Le diamètre T. d'équilibrage sera déterminé par le dessin (encombrement) et par la résultante des poussées axiales.

10 ÷ 11 mm pour 2 Labyrinthes



<u>Longueur du Tambour</u>

$L = (39 \times 5) + 3 = 198$ mm

pas = 10 mm

39 labyrinthes : 3×13 . jeu entre chaque partie = 1,5 mm

<u>Parties II</u> (HP et BP) voir schéma page 45

<u>Partie. II. BP</u>

soit $D_{rotor} = 0{,}300$ m

$$\frac{S}{D} = \frac{1}{750} \Rightarrow S = \frac{300}{750} = 0{,}4 \text{ mm}$$

$$f_f = \pi . D_f . S_f = \pi . 0{,}3 . 0{,}4 . 10^{-3} = 3{,}77 . 10^{-4} \text{ m}^2$$

<u>soit Z = 19 labyrinthes</u>

$P_1 = 4$ bar

$P_2 = 1{,}1$ bar $\qquad P_K = 4 \dfrac{0{,}85}{\sqrt{20{,}5}} = 0{,}751$ bar

$P_2 = 1{,}1 > 0{,}751$ bar $\Rightarrow$ 1er Cas (formule de STODOLA)

$V_1 = V_f = 0{,}5497$ m³/kg

$$G_{fe_{II BP}} = 3{,}77 . 10^{-4} \sqrt{\frac{9{,}81\,(4^2 - 1{,}1^2) . 10^4}{19 . 4 . 0{,}5497}} = 0{,}0703 \text{ Kg/s}$$

$$\frac{G_{fe\,II\,BP}}{G_s} = 0{,}0038 \simeq 0{,}4\ \%$$

<u>Partie. II. HP</u>

$D_{rotor} = 0{,}300$ m

$V_1 = 0{,}6813$ m³/kg diagramme i-s

pour les parties II BP et HP nous adoptons Z = 19 Labyrinthes

Ainsi pour un même Z = 19 on peut écrire :

$$\frac{G_{fe\,II\,BP}}{G_{fe\,II\,HP}} = \sqrt{\frac{V_{1.HP}}{V_{1.BP}}} = \sqrt{\frac{0{,}6813}{0{,}5497}} = 1{,}113$$

$$\Rightarrow G_{fe\,II\,HP} = \frac{G_{fe\,II\,BP}}{1{,}113} = 0{,}0631 \text{ Kg/s}$$

$$G_{fe\,II\,HP} + G_{fe\,II\,BP} = 0{,}0631 + 0{,}0703 = 0{,}1334 \text{ kg/s}$$

$$G_{II\,HP} + G_{II\,BP} = 0{,}73\ \%\ G_s$$

<u>Pour parties</u> III (HP et BP) $Z = 11$ labyrinthes } Adoptés
IV (HP et BP) $Z = 5$ labyrinthes }

<u>Donc pour</u>

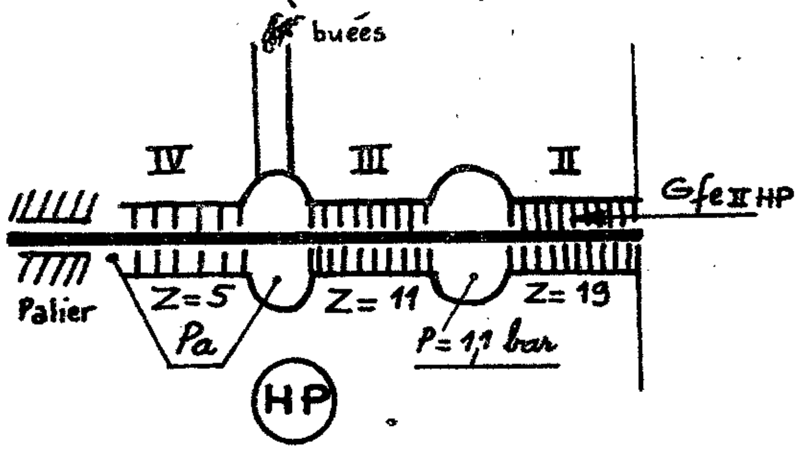
TAMBOUR D'EQUILIBRAGE $Z = 3 \times 13 = 39$

$\mathfrak{Z}_{fe} = 2{,}12\ \%$

PARTIES II (HP et BP) $Z = 19$

PARTIES III (HP et BP) $Z = 11$

PARTIES IV (HP et BP) $Z = 5$



═══ o 0 o ═══

2134 Calcul exact et définitif des étages à réaction

A- Premier étage : a) triangles des vitesses

$\sigma = 0$: pas de récupération de la vitesse restante (roue curtis) car après la régulation, la vapeur n'a pas de direction.

$\alpha_1 = 24°03'$ (voir page 43)

$\alpha_2' = 90°$: Avant l'entrée du distributeur

$(\alpha_1 + \alpha_2') = 24°03' + 90° = 114°03'$

$\varphi = f(\alpha_1 + \alpha_2') = 0{,}933$

Le degré de réaction $\rho = 1/2$ (voir page 5 ; aubage à réaction)

$h_d = h_r = \frac{h_{ét}}{2} = \frac{5{,}52}{2} = 2{,}76$ Kcal/Kg

$U_1 = 122{,}27$ m/s ; $D_1 = 0{,}556$ m

$h_{et} = \frac{U_1^2}{X} = 5{,}52$ Kcal/Kg.

$C_1 = \varphi \cdot 91{,}53 \sqrt{\frac{h_{ét}}{2}} = 141{,}87$ m/s

$\frac{U}{C_1} = \frac{122{,}27}{141{,}87} = 0{,}8618$

$tg\,\beta_1 = \frac{\sin\alpha_1}{\cos\alpha_1 - \frac{U}{C_1}} = 7{,}937 \Rightarrow \underline{\beta_1 = 82°49'}$

$W_1 = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\beta_1} \cdot C_1 = 58{,}27$ m/s

$\underline{\beta_2 = \alpha_1 = 24°03'}$

$\beta_1 + \beta_2 = 82°49' + 24°03' = 106°52'$

$\psi = f(\beta_1 + \beta_2) = 0{,}930$

$W_2 = \psi \cdot \sqrt{W_1^2 + \frac{2g}{A} \cdot \frac{h_{ét}}{2}} = 0{,}930\sqrt{58{,}27^2 + 9{,}81 \cdot 427 \cdot 5{,}52}$

$W_2 = 151{,}44$ m/s

$\frac{U}{W_2} = \frac{122{,}27}{151{,}44} = 0{,}8074$

$tg\,\alpha_2 = \frac{\sin\beta_2}{\cos\beta_2 - \frac{U}{W_2}} = 3{,}8523 \Rightarrow \underline{\alpha_2 = 75°27'}$

$C_2 = W_2 \frac{\sin\beta_2}{\sin\alpha_2} = 63{,}76$ m/s

b) Calcul de η_u et η_i

$\eta_u = \frac{AL_u}{h_{ét}}$; $AL_u = h_{ét} - (h_d + h_r + h_{v.rest})$

* $h_d = \frac{A}{2g}\left(\frac{C_1^2}{\varphi^2} - C_1^2\right) = \frac{A}{2g}\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) C_1^2$

$h_d = 0{,}357$ Kcal/Kg.

$* \; h_r = \frac{1}{8380}\left[\frac{1}{\psi^2} - 1\right] W_2^2 = 0{,}427 \text{ Kcal/Kg.}$

$* \; h_{v.rest} = \frac{A}{2g} C_2^2 = 0{,}485 \text{ kcal/kg.}$

$\Sigma h = h_d + h_r + h_{v.rest} = 1{,}269 \text{ Kcal/kg.}$

$AL_u = h_{et} - \Sigma h = 5{,}52 - 1{,}269 = 4{,}251 \text{ Kcal/kg.}$

$\eta_u = \frac{AL_u}{h_{ét}} = \frac{4{,}251}{5{,}52} = 0{,}770$

$$\boxed{\eta_u = 0{,}770}$$

Longueur d'aubage:

$l_i = \frac{G_s\,(1 - \zeta_{fe}) \,.\, v_i}{\pi . D . \tau . W_2 \sin\beta_2}$; [m]

$\tau = 1 - \frac{\Delta t}{t}$; $\Delta t = \frac{g}{\sin\beta_2}$; $g = 0{,}5 \div 0{,}7$ mm

soit $g = 0{,}6$ mm

$\tau = 1 - \frac{g}{t \sin\beta_2} = 1 - \frac{0{,}6}{20 \sin 24{,}05}$; $t \simeq B = 20$ mm

$\tau = 0{,}9264$

Le nombre d'aube $Y = \frac{\pi D}{t} = \frac{\pi . 556}{20} = 87$ $\boxed{Y = 87}$

$v_i = v_2$ (à la sortie de la roue) $v_2 = 0{,}2360 \text{ m}^3/\text{kg}$ (Diag. i-s)

$l_i = \frac{18{,}352\,(1 - 0{,}05) . 0{,}2360}{\pi . 0{,}556 . 0{,}9264 . 151{,}44 . \sin 24{,}05} = 0{,}0412 \text{ m}$

$$\boxed{l_i = 41{,}2 \text{ mm}}$$

pertes par fuites internes $s = 0{,}6$ mm

$\zeta_{fi} = 1{,}72 \frac{s^{1,4}}{l} = 0{,}0204 \Rightarrow \zeta_{fi} = 2{,}04\,\%$

$h_{fi} = \zeta_{fi} . h_{ét} = 0{,}0204 . 5{,}52 = 0{,}113 \text{ kcal/kg.}$

$AL_i = AL_u - h_{fi} = 4{,}251 - 0{,}113 = 4{,}138 \text{ kcal/kg.}$

$\eta_i = \frac{AL_i}{h_{ét}} = \frac{4{,}138}{5{,}52} = 0{,}750$

$$\boxed{\eta_i = 0{,}750}$$

Le débit par fuites internes

$G_{fi} = G_s' \frac{2s}{l}$

$G_s' = G_s(1 - \zeta_{fe}) = G_s\,(1 - 0{,}021) = 18{,}352\,(1 - 0{,}021) = 17{,}966 \text{ kg/s}$

$\zeta_{fe} = 0{,}021$ (calculé par fuites au tambour d'équilibrage)

$$Gfi = 17{,}966\ \frac{2.0{,}6}{41{,}2} = 0{,}523\ \ Kg/s$$

$$G\acute{e}tage = G\acute{e}t = G\acute{s} - Gfi = 17{,}443\ Kg/s$$

c) La puissance de l'étage (intérieure)

$$Ni\ \acute{e}t = \frac{AL_i\ .\ G\acute{e}t.\ 3600}{860} = \frac{4{,}138.\ 17{,}443.\ 3600}{860} = 302{,}14\ kW$$

$$\boxed{Ni\acute{e}t = 302{,}14\ KW}$$

B- Deuxième étage:

a) Triangles des vitesses

— Rappel: Nous avions trouvé $D_1 = 0{,}556\ m$; (étage 1)
$D_d = 0{,}599\ m$; (étage 11)

Le premier étage n'est pas à aubage symétrique comme nous venons de le voir ($\beta_1 \neq \alpha_2$)

Par contre les autres étages qui suivent sont à aubage symétrique pour un degré de réaction $\rho = 1/2$

soit $D_2 = 0{,}560\ m$

et $D_{11} = 0{,}599\ m$

Les triangles d'entrée et de sortie ne sont pas égaux mais homologues d'un étage à un autre.

Dans ces conditions

$$Z_2 U_2^2 + Z_3 U_3^2 + \dots\dots + Z_{11} U_{11}^2 = U_2^2 + U_3^2 + \dots + U_{11}^2$$

$$Z_2 = Z_3 = \dots = Z_{11} = 1$$

$$U_3^2 = k^2 U_2^2$$

$$U_4^2 = k^2 U_3^2 = k^4 U_2^2$$

$$U_{11}^2 = k^{18} U_2^2$$

$$U_2 = \frac{\pi . D_2 . n}{60} = 123{,}15\ m/s$$

$$k = \left(\frac{D_{11}}{D_2}\right)^{\frac{1}{10-1}} = \left(\frac{599}{560}\right)^{\frac{1}{9}} = 1{,}00751$$

Ainsi nous déterminons les vitesses périphériques d'où le diamètre moyen de l'étage.

Voir les valeurs des différents diamètres sur le tableau de calcul de tous les étages à réaction.

$\alpha_2' = 75°27'$

$\alpha_1 = 24°03'$

$\alpha_1 + \alpha_2' = 99°30' \Rightarrow \varphi = f(\alpha_1 + \alpha_2') = \underline{0{,}926}$

$C_2' = 63{,}76 \ m/s$ (vitesse restante du 1er étage)

$\sigma = 1$: récupération totale de la vitesse restante

$h_{ét} = 5{,}60 \ kcal/kg$: (chute de l'étage)

$$C_1 = \varphi . \sqrt{C_2'^2 + \frac{2g}{A} \frac{h_{ét}}{2}} = 0{,}926 \sqrt{(63{,}76)^2 + \frac{2 . 9{,}81 . 427 . 5{,}60}{2}}$$

$C_1 = 153{,}62 \ m/s$, $u = 123{,}15 \ m/s$

$$\frac{u}{C_1} = \frac{123{,}15}{153{,}62} = 0{,}8016$$

$$tg\,\beta_1 = \frac{\sin\alpha_1}{\cos\alpha_1 - u/C_1} = 3{,}6521 \Rightarrow \underline{\beta_1 = 74°41'}$$

$$W_1 = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\beta_1} . C_1 = 64{,}91 \ m/s$$

$\beta_2 = \alpha_1 = 24°03'$

$\beta_1 + \beta_2 = 98°44' \Rightarrow \psi = f(\beta_1 + \beta_2) = \underline{\underline{0{,}926}}$

$$W_2 = \psi . \sqrt{W_1^2 + \frac{2g}{A} \frac{h_{ét}}{2}} = 153{,}62 \ m/s$$

$$\frac{u}{W_2} = 0{,}8016$$

$$tg\,\alpha_2 = \frac{\sin\beta_2}{\cos\beta_2 - \frac{u}{W_2}} = 3{,}8523 \Rightarrow \underline{\alpha_2 = 74°41'}$$

$$\underline{\beta_1 = \alpha_2 = 74°41'}$$

$$C_2 = W_2 \frac{\sin\beta_2}{\sin\alpha_2} = 64{,}91 \ m/s$$

Donc :

$$\boxed{\begin{aligned} \alpha_1 &= \beta_2 = 24°03' \\ \alpha_2 &= \beta_1 = 74°41' \\ C_1 &= W_2 = 153{,}62 \ m/s \\ C_2 &= W_1 = 64{,}91 \ m/s \\ \varphi &= \psi = 0{,}926 \end{aligned}}$$

Aubage symétrique

b) Calcul de η_u et η_i

$$\eta_u = \frac{AL_u}{h_{ét}} \; ; \quad AL_u = \underbrace{h_{ét} + \frac{A}{2g} C_2^2}_{AL_{ét}} - (h_d + h_r + h_{v.rest})$$

$$AL_{ét} = h_{ét} + \frac{A}{2g} C_2^2 = 5{,}60 + 0{,}485 = 6{,}085 \text{ Kcal/Kg}$$

$$* \; h_d = \frac{A}{2g} C_1^2 \left[\frac{1}{\varphi^2} - 1\right] = 0{,}468 \text{ Kcal/Kg}$$

$$* \; h_r = \frac{A}{2g} W_2^2 \left[\frac{1}{\psi^2} - 1\right] = 0{,}468 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$* \; h_{v.rest} = \frac{A}{2g} C_2^2 = 0{,}502 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$\Sigma h = h_d + h_r + h_{v.rest} = 0{,}468 + 0{,}468 + 0{,}502 = 1{,}438 \text{ Kcal/Kg}$$

$$AL_u = AL_{ét} - \Sigma h = 6{,}085 - 1{,}438 = 4{,}647 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\eta_u = \frac{AL_u}{h_{ét}} = \frac{4{,}647}{5{,}60} = 0{,}8298$$

$$\boxed{\eta_u = 0{,}8298}$$

Longueur d'aubage :

Le nombre d'aubes $Y = 87 \Rightarrow$ le pas $t = \frac{\pi . D}{Y} = \frac{\pi . 560}{87} = 20{,}2 \text{ mm}$

$$\tau = 1 - \frac{0{,}6}{20{,}2 \sin 24{,}05} = 0{,}9271 \; ; \quad v_i = 0{,}2538$$

$$l_i = \frac{18{,}352 \, (1 - 0{,}05) \, . \, 0{,}2538}{\pi . \, 0{,}560 . \, 0{,}9271 . \, 153{,}62 \sin 24{,}05} = 0{,}0433 \text{ m}$$

$$\boxed{l_i = 43{,}3 \text{ mm}}$$

pertes par fuites internes $\quad s = 0{,}6$ mm

$$\zeta_f = 1{,}72 \, \frac{s^{1,4}}{l} = 0{,}0194 \Rightarrow \zeta_f = 1{,}94\,\%$$

$$h_f = \zeta_f \cdot h_{ét} = 0{,}0194 . \, 5{,}60 = 0{,}109 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$AL_i = AL_u - h_f = 4{,}647 - 0{,}109 = 4{,}538 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$\eta_i = \frac{AL_i}{h_{ét}} = \frac{4{,}538}{5{,}60} = 0{,}8103$$

$$\boxed{\eta_i = 0{,}810}$$

Le débit par fuites internes

$$G_f = 0{,}498 \text{ kg/s}$$

$$G_{ét} = G_s' - G_f = 17{,}468 \text{ kg/s}$$

c) La puissance intérieure de l'étage

$$N_{i\acute{e}t} = \frac{A_{Li} \cdot G_{\acute{e}t} \cdot 3600}{860} = \frac{4{,}538 \cdot 17{,}468 \cdot 3600}{860} = 331{,}83$$

$$\boxed{N_{i\acute{e}t} = 331{,}83 \text{ kW}}$$

C - Puissance intérieure de la turbine

$$N_i = N_{i_C} + \sum_{k=1}^{11} N_{i\acute{e}t_K}$$

Du tableau de calcul page 56 nous avons :

$$\sum_{k=1}^{11} N_{i\acute{e}t_K} = 3908 \text{ kW}$$

$N_{ic} = 2113$ KW pour la roue curtiss ; (voir page 42)

$$\boxed{N_i = 2113 + 3908 = 6021 \text{ KW}}$$

D - Puissance effective de la turbine.

$N_e = \eta_m \cdot N_i$; η_m : rendement mécanique $\eta_m = 0{,}980$

$$N_e = 0{,}980 \cdot 6021 = 5901 \text{ kW}$$

$$\boxed{N_e = 5901 \text{ kw}}$$

$N_e = 6000$ kw ; Donnée
$N_e = 5901$ kw ; Calculée

L'écart est de :

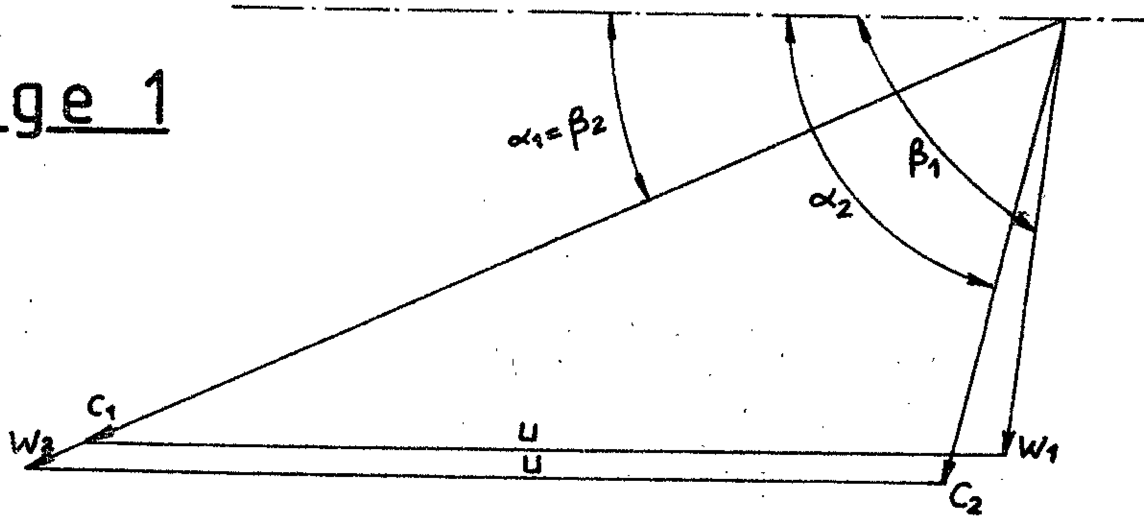
$$\frac{6000 - 5901}{6000} = 1{,}65\ \%$$

Cet écart est relativement faible. Vu les perturbations causées par la variation du débit de vapeur que nous pouvons réguler par un système de régulation approprié cet écart entre dans la marge de fluctuation à adopter pour notre turbine.
D'autre part on accepte des surcharges de puissance jusqu'à 20 % de la puissance nominale.
Ainsi donc pour cet écart = 1,65 % nous ne faisons pas de correction sur les débits d'étages et sur les longueurs d'aubes.

o0o

Triangles des vitesses

Etage 1



$\alpha_1 = \beta_2 = 24°03'$
$\alpha_2 = 75°27'$
$\beta_1 = 82°49'$

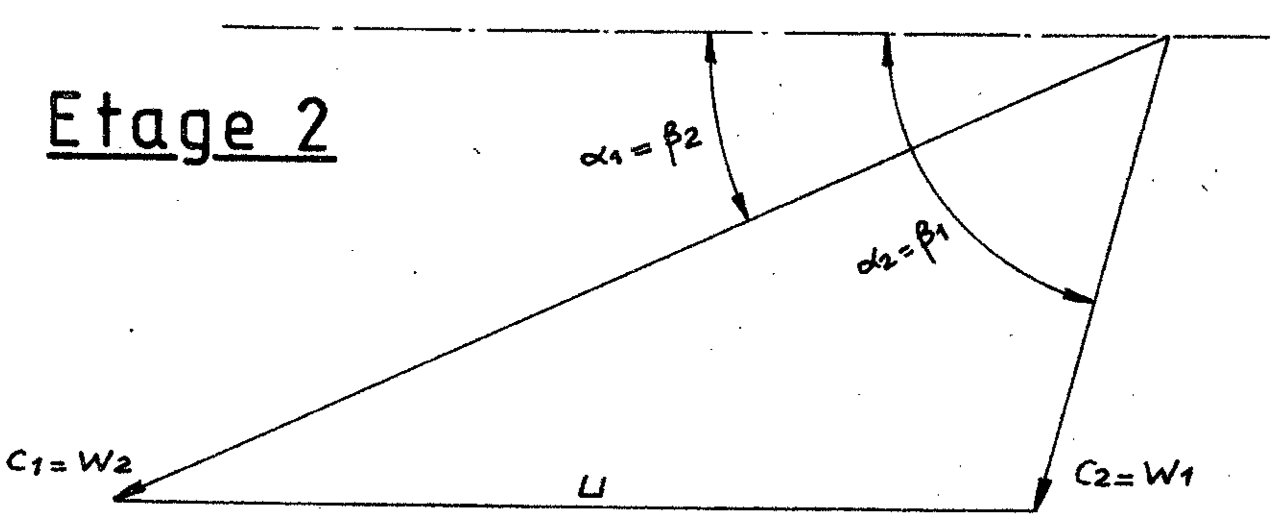
$C_1 = 141{,}87$ m/s
$C_2 = 63{,}76$ m/s

$W_1 = 58{,}27$ m/s
$W_2 = 151{,}44$ m/s

<u>indices</u> : 1 entrée de la roue
2 sortie de la roue

$U = 122{,}27$ m/s
$\varphi = 0{,}933$
$\Psi = 0{,}930$

Etage 2



$\alpha_1 = \beta_2 = 24°03'$
$\alpha_2 = \beta_1 = 74°41'$

$C_1 = W_2 = 153{,}62$ m/s
$C_2 = W_1 = 64{,}91$ m/s

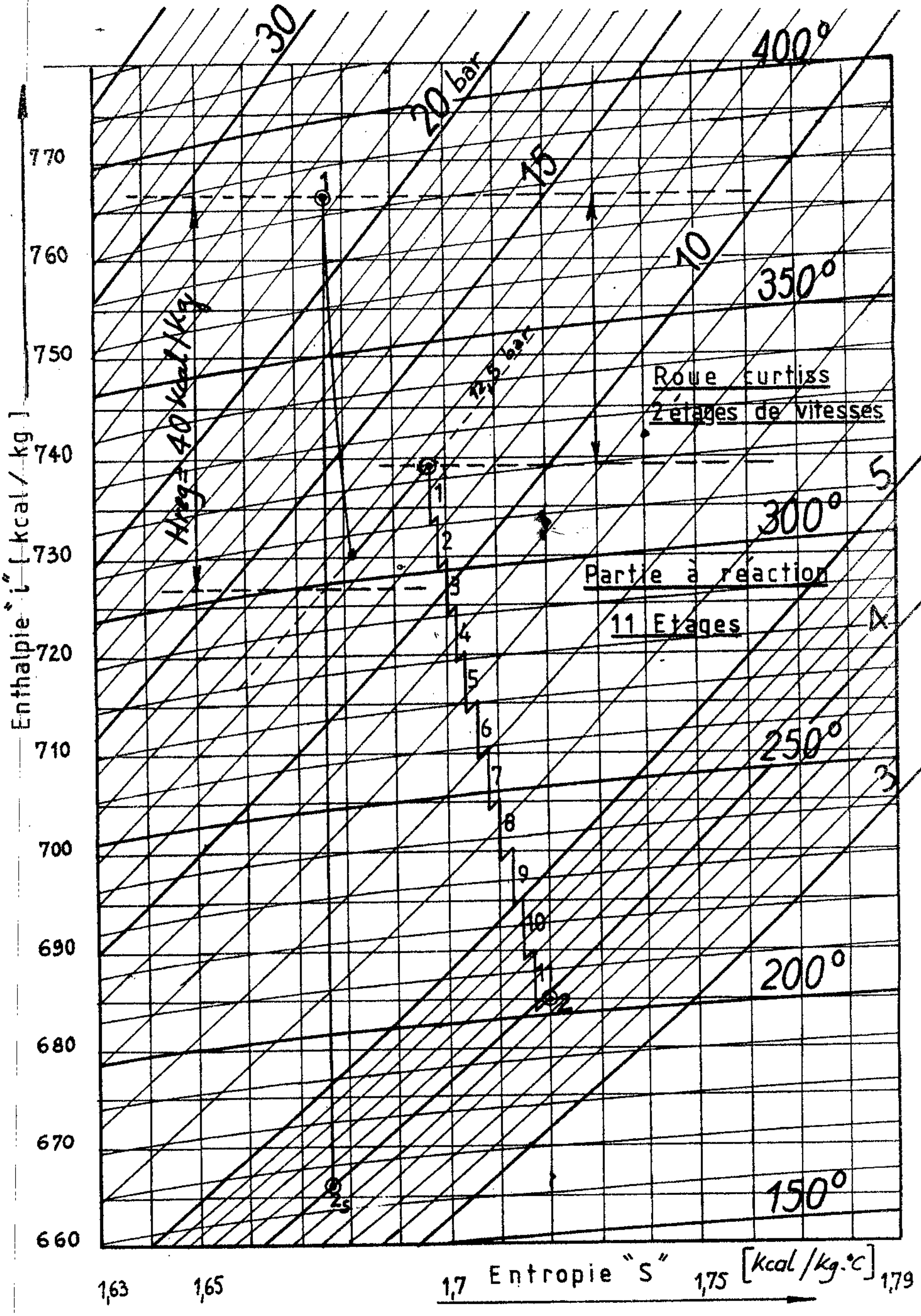
$U = 123{,}15$ m/s
$\varphi = \Psi = 0{,}926$

<u>Echelle</u> : 1 cm représente 10 m/s

TABLEAU DE CALCUL

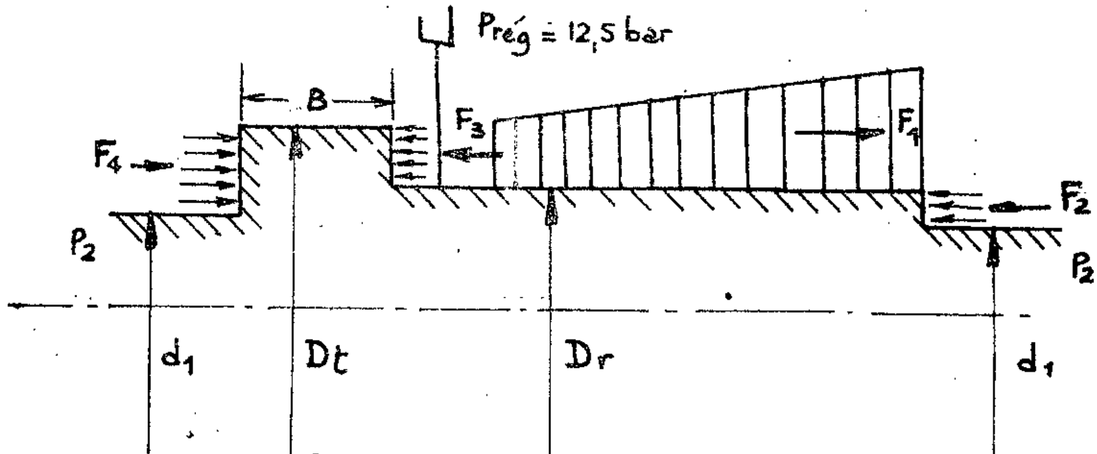
Partie réaction

N°	Grand.	Unités	MODE DE CALCUL	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
				ETAGES										
1	D	mm	Calculé précedemment	556	560	564,2	568,4	572,7	577	581,3	585,7	590,1	594,5	599
2	U	m/s	$\frac{\pi . D . n}{60}$; $n = 4200$ tr. min^{-1}	122,27	123,15	124,07	125,01	125,94	126,89	127,84	128,80	129,77	130,74	131,73
3	hét	kcal/kg	$\frac{U^2}{X'}$; $X' = 2707$	5,52	5,60	5,69	5,77	5,86	5,95	6,04	6,13	6,22	6,32	6,41
4	P_1	bar	Diagramme i-s	12,50	11,37	10,41	9,50	8,63	7,77	7,00	6,31	5,62	5,00	4,45
5	P_2	bar	Diagramme i-s	11,37	10,41	9,50	8,63	7,77	7,00	6,31	5,62	5,00	4,45	395
6	ΔP	bar	$P_1 - P_2$	1,13	0,96	0,91	0,87	0,86	0,77	0,69	0,69	0,62	0,55	0,50
7	φ		$f(\alpha_1 + \alpha_2')$; diag. WAGNER	0,933	← 0,926 →									
8	σ		Coefficient de récupération de la vitesse restante.	0	← 1 →									
9	C_1	m/s	$\varphi . \sqrt{C_2'^2 + \frac{2g}{A} \frac{hét}{2}}$	141,87	153,62	155,08	156,22	157,43	158,63	159,83	161,02	162,20	163,52	164,67
10	U/C_1		U/C_1	0,8618	0,8016	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800
11	α_1	°	calculé par optimisation $\alpha_1 = f(X')$	← 24° 03′ →										
12	β_1	°	$tg\, \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - U/C_1}$	82°49′	← 74° 41′ →									
13	W_1	m/s	$C_1 . \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$	58,27	64,91	65,53	66,01	66,52	67,03	67,54	68,04	68,54	69,10	69,58
14	β_2	°	$\beta_2 = \alpha_1$	← 24° 03′ →										
15	ψ		$f(\beta_1 + \beta_2)$; diag. WAGNER	0,930	← 0,926 →									
16	W_2	m/s	$\psi . \sqrt{W_1^2 + \frac{2g}{A} \frac{hét}{2}}$	151,44	153,62	155,08	156,22	157,43	158,63	159,83	161,02	162,20	163,52	164,67
17	U/W_2		U/W_2	0,8074	0,8016	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800
18	α_2	°	$tg\, \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - U/W_2}$	75°27′	← 74° 41′ →									
19	C_2	m/s	$W_2 . \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2} = W_1$	63,76	64,91	65,53	66,01	66,52	67,03	67,54	68,04	68,54	69,10	69,58
20	hd	kcal/kg	$\frac{A}{2g} C_1^2 \left[\frac{1}{\varphi^2} - 1\right]$	0,357	0,468	0,477	0,484	0,492	0,499	0,507	0,514	0,522	0,530	0,538
21	hr	kcal/kg	$\frac{A}{2g} W_2^2 \left[\frac{1}{\psi^2} - 1\right]$	0,427	0,468	0,477	0,484	0,492	0,499	0,507	0,514	0,522	0,530	0,538
22	hv. rest	kcal/kg	$\frac{A}{2g} . C_2^2$	0,485	0,502	0,512	0,520	0,528	0,536	0,544	0,552	0,560	0,570	0,578
23	Σh	kcal/kg	$\Sigma h = hd + hr + hv.rest$	1,269	1,438	1,466	1,488	1,512	1,534	1,558	1,580	1,604	1,630	1,654
24	ALét	kcal/kg	$AL_{ét} = hét + \sigma\, hv.rest$	5,52	6,085	6,192	6,282	6,380	6,478	6,576	6,674	6,772	6,880	6,980
25	t	mm	$t \simeq B = 20$ mm	20	20,2	20,4	20,5	20,7	20,8	21	21,1	21,3	21,5	21,6
26	Y		$\frac{\pi . D}{t}$	← 87 →										
27	g	mm	$g = 0,5 \div 0,7$ mm	← 0,6 →										
28	τ		$1 - \frac{g}{t \sin \beta_2}$	0,9264	0,9271	0,9278	0,9282	0,9289	0,9292	0,9299	0,9302	0,9309	0,9315	0,9318
29	v_i	m³/kg	Diag. i-s. (Après la roue)	0,2360	0,2538	0,2729	0,2948	0,3213	0,3497	0,3802	0,4180	0,4597	0,5048	0,5549
30	l_i	mm	$\frac{G_i . v_i}{\pi . D . \tau . W_2 . \sin \beta_2}$	41,2	43,3	45,8	48,7	52,2	56,0	59,9	64,9	70,3	75,9	82,2
31	ζ_{fi}		$\zeta_{fi} = 1,72 . \frac{s^{1,4}}{l}$; s = 0,6 mm	0,0204	0,0194	0,0184	0,0173	0,0161	0,0150	0,0140	0,0130	0,0120	0,0111	0,0102
32	hfi	kcal/kg	$\zeta_{fi} . hét$	0,113	0,109	0,105	0,100	0,094	0,089	0,085	0,080	0,075	0,070	0,065
33	ALu	kcal/kg	$AL_u = AL_{ét} - \Sigma h$	4,251	4,647	4,726	4,794	4,868	4,944	5,018	5,094	5,168	5,250	5,326
34	η_u		$\eta_u = \frac{AL_u}{hét}$	0,770	0,8298	0,8306	0,8308	0,8307	0,8309	0,8308	0,8310	0,8309	0,8307	0,8309
35	ALi	kcal/kg	$AL_i = AL_u - h_{fi}$	4,138	4,538	4,621	4,694	4,774	4,855	4,933	5,014	5,093	5,180	5,261
36	η_i		$\eta_i = \frac{AL_i}{hét}$	0,750	0,810	0,812	0,813	0,814	0,816	0,817	0,818	0,819	0,820	0,821
37	D-l	mm	$D - l$	514,8	516,7	518,4	519,7	520,5	521	521,4	520,8	519,8	518,6	516,8
38	Gfi	kg/s	$G_s' . \frac{2s}{l}$	0,523	0,498	0,471	0,443	0,413	0,385	0,360	0,332	0,307	0,284	0,262
39	Gét	kg/s	$G_s' - G_{fi}$	17,443	17,468	17,495	17,523	17,553	17,581	17,606	17,634	17,659	17,682	17,704
40	Niét	kW	$\frac{AL_i . G_{ét} . 3600}{860}$	302,14	331,83	338,42	344,31	350,78	357,30	363,56	370,12	376,48	383,41	389,90



Ligne de détente de la vapeur (Diag. de Mollier)

Calcul du tambour d'équilibrage



$F_t = F_3 - F_4 = F_1 - F_2$; $F_1 + F_4 = F_2 + F_3$

La poussée axiale dans la partie réaction est egale à :

$$F_1 = \sum_1^{11} \pi . D_{ét} . l_{ét} . \frac{\Delta P_{ét}}{2}$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4}\left(D_r^2 - d_1^2\right) . P_2$$

$$F_3 = \frac{\pi}{4}\left(D_t^2 - D_r^2\right) . P_{rég}$$

$$F_4 = \frac{\pi}{4}\left(D_t^2 - d_1^2\right) . P_2$$

Ecrivons $F_3 - \left(F_4 - F_2\right) = F_1$ (1)

$$F_4 - F_2 = \frac{\pi}{4}\left(D_t^2 - D_r^2\right) . P_2$$

$$F_3 - \left(F_4 - F_2\right) = \frac{\pi}{4}\left(D_t^2 - D_r^2\right)\left(P_{rég} - P_2\right)$$

$$(1) \Rightarrow \frac{\pi}{4}\left(D_t^2 - D_r^2\right)\left(P_{rég} - P_2\right) = \sum_1^{11} \pi\, D_{ét} . l_{ét} . \frac{\Delta P_{ét}}{2}$$

$P_{rég} = 12,5$ bar
$P_2 = 3,95$ bar
$D_r = 516$ mm

Après calcul nous avons trouvé

$$F_1 = \sum_1^{11} D_{ét} . l_{ét} . \frac{\Delta P_{ét}}{2} = 38947 \text{ N}$$

$$D_t = \sqrt{\frac{4\, F_1}{\pi\left(P_{rég} - P_2\right)} + D_r^2} = 0,569 \text{ m}$$

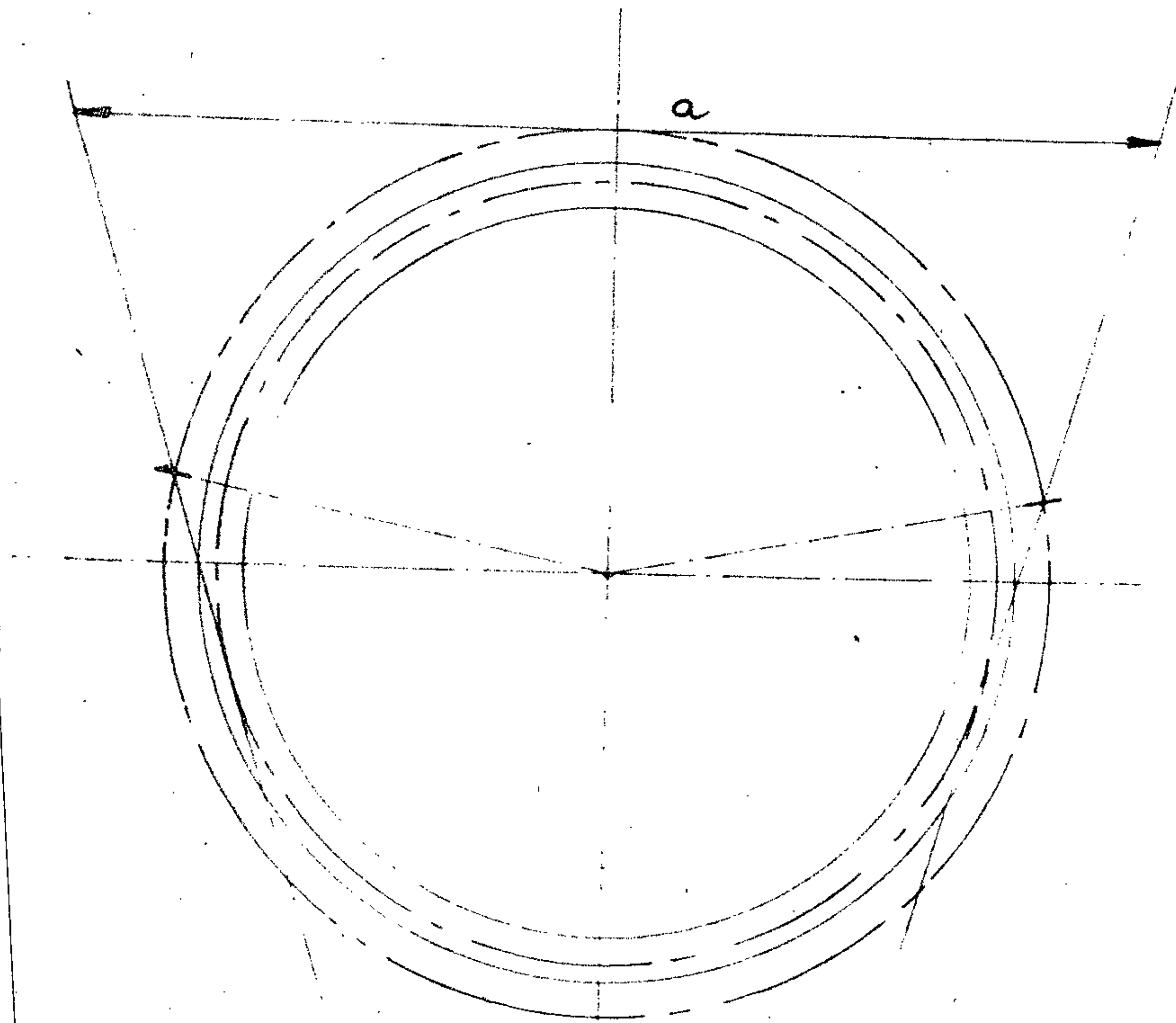
$$\boxed{D_t = 569 \text{ mm}}$$

pendant l'exécution du dessin de la turbine il s'est avéré que ce diamètre est trop grand. Nous avons pris pour D_t = 500 mm

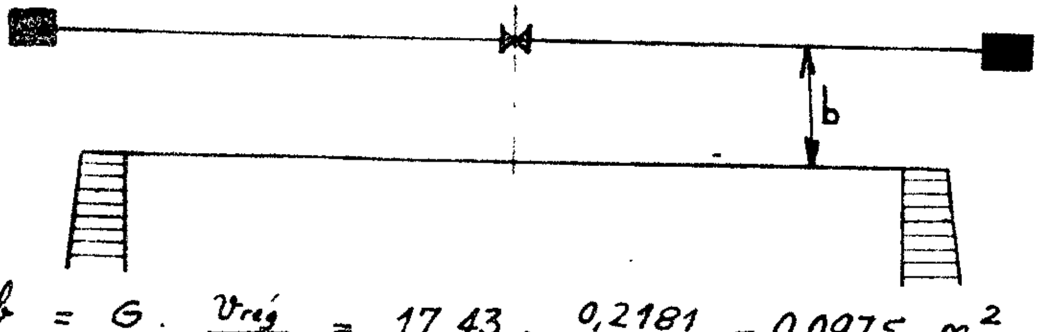
Détermination de la distance entre la roue Curtiss et le premier étage à réaction

le débit $G = 0{,}95\ G_s = 0{,}95 \cdot 18{,}352 = 17{,}43\ Kg/s$.
le volume spécifique $v_{rég} = 0{,}2181\ m^3/Kg$.
$\varepsilon = 0{,}4367$ représente $\simeq 157°$ sur la circonférence.

échelle : 1/5



Nous adoptons une vitesse d'écoulement $c = 39\ m/s$
Nous trouvons que $a = 0{,}75\ m$



$$F = a \cdot b = G \cdot \frac{v_{rég}}{c} = 17{,}43 \cdot \frac{0{,}2181}{39} = 0{,}0975\ m^2$$

$$F = a \cdot b \Rightarrow b = \frac{F}{a} = \frac{0{,}0975}{0{,}75} = 0{,}13\ m$$

$$\boxed{b = 13\ Cm}$$

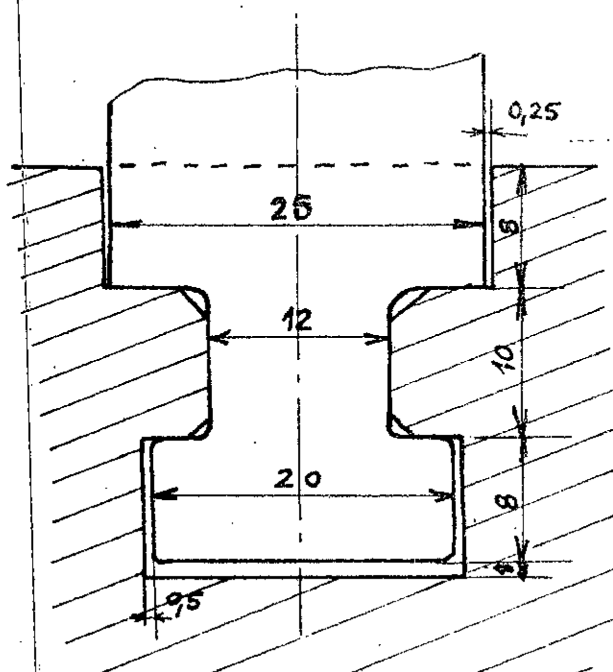
22 Calcul de résistance

221 Profil des aubes

2211 Aubage à action

Pour la roue curtiss, nous avons deux étages de vitesses à aubages différent à cause des différences d'angles entre la première et la deuxième roue.

première roue : $B = 25$ mm



→ Voir dessin planche PR8.10.02

Nous n'avons pas de pieces intermediaires entre deux aubes succecives

les pieds de deux aubes nous donnent le pas t.

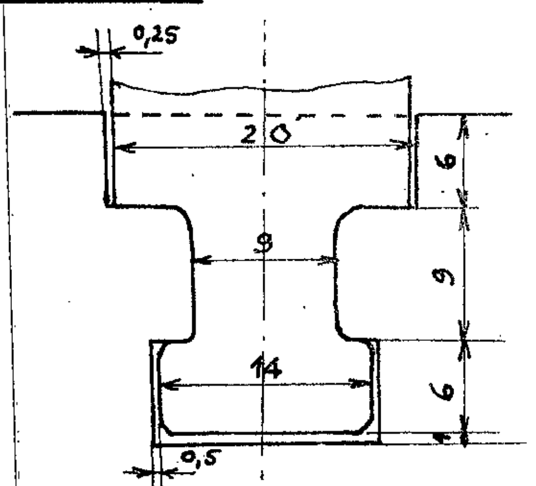
le nombre d'aubes est $Y_{Ir} = 106$

la section de l'aube est :

$F = 195\ mm^2$

échelle 2 : racine de l'aube

Deuxième roue : $B = 20$ mm



→ voir dessin planche PR8.10.03

pas de pièces intermédiaires entre deux aubes

le nombre d'aube est $Y_{IIr} = 176$

La section de l'aube est :

$F = 33\ mm^2$

échelle 2 : dimensions de la racine de l'aube.

2212 Aubage à réaction

Pour les 11 étages à réaction, nous avons $\rho = 1/2$ (degré de réaction) le profil d'aubage est symétrique c'est à dire que

$\alpha_1 = \beta_2$ et $\beta_1 = \alpha_2$.

Néaumoins le premier étage présente une différence de profil. voir la planche PR.8.10.04 pour le profil et les dimensions de la racine de l'aube.

$F = 116\ mm^2$. nous avons des pièces intermédiaires entre deux aubes.

222 Calcul de la vitesse critique du rotor

Notion de vitesse critique

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

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

- Lors de l'apparition du phénomène de résonnance, il y a un accroissement brusque de l'amplitude des vibrations susceptibles d'entraîner la rupture de l'arbre. La détermination de la vitesse critique apparaît ainsi primordiale.

On distingue deux cas selon que la vitesse critique se trouve inférieure ou supérieure au nombre de tours du régime normal. On a alors les arbres rigides ou subcritiques et les arbres flexibles ou hypercritiques.

- L'arbre subcritique ne présente pas de danger important au point de vue résonnance mais il nécessite beaucoup plus de matière, est de réalisation assez délicate, et long à échauffer ou à refroidir. Le passage de la fréquence propre de vibration correspond à la première vitesse critique. Nous aurons toujours une marge de sécurité 20 à 30 %
- L'arbre hypercritique nécessite moins de matière, est d'usinage facile, s'échauffe de manière uniforme au démarrage ...
- Il existe plusieurs méthodes de calcul de la vitesse critique : méthode de Rayleigh - STODOLA, méthode de Mohr, méthode énergétique ...

Méthode de Rayleigh-Stodola

Cette méthode n'est pratique que pour la détermination de la première vitesse critique (n_c) parce-que cette méthode converge très rapidement pour la détermination de la vitesse critique du premier ordre (deux approximations suffisent pour obtenir n_c avec une précision suffisante).

Pour les vitesses critiques d'ordre supérieur, cette méthode ne présente plus le caractère de convergence.
Dans le domaine de la construction des turbines à vapeur, la connaissance de la première vitesse critique est tout à fait suffisante.
La méthode de Rayleigh - Stodola est une méthode mixte : graphique analytique.

Principe :

1. soit le rotor avec différents diamètres, placé sur deux paliers et chargé par les forces extérieures considérées comme des charges concentrées
a) Dessinons le mobile à l'échelle 1:5 ; a = 5 cm en réalité pour 1 cm du dessin
nous divisons en un certain nombre de parties dont les poids appliqués à leur centre de gravité respectif, doivent être considérés comme des charges concentrées.
b) Nous calculons les poids des tronçons de l'arbre, et les valeurs des forces extérieures.
Les poids des aubes seront considérés comme des forces extérieures.
- pour la roue curtis connaissant la section de l'aube, sa longueur et le nombre d'aube nous déterminons le poids des deux roues
nous trouvons $P_{curtis} = 23$ daN =
- pour la partie réaction
• pour les six premiers étages $P_{1r} = 23$ daN
• pour les cinq suivants $P_{2r} = 28$ daN
la densité $\rho = 7{,}85$ kg/dm³
Tableau des forces P_i [daN]

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}
13,9	35,3	99,4	154,1	48,7	23	59,2	23	293,6	28	83,4	106,5	39,5	13,9

c) Nous admettons l'échelle des forces :
1 cm de longueur (sur le graphique) du vecteur de force représente 50 daN
b = 50 daN/cm
d) Traçons les vecteurs des charges sur le dessin d'arbre
2. Traçons le polygone des forces. nous admettons $H_1 = 14$ cm. H_1 étant le pôle du polygone des forces. Nous traçons le polygone funiculaire

3. Divisons ce diagramme en un certain nombre de tronçons. Les limites des tronçons sont données par les positions des forces P et des changements des diamètres.

Nous calculons pour chaque bord des tronçons la grandeur corrigée du moment de fléxion : Mcorr

La base de calcul est l'équation de la déformée de l'arbre.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{1}{E.J_i} M = \frac{1}{EJ} M \frac{J}{J_i} = \frac{1}{EJ} M_{corr}$$

$$M_{corrigé} = M \frac{J}{J_i} = M_{corr}$$

M : moment réel de fléxion

Mcorr : moment corrigé de fléxion

J : moment d'inertie de la section d'arbre (moment de base) (très souvent pour le diamètre maximal)

Ji : moment d'inertie pour le diamètre du tronçon calculé

$$J = \frac{\pi d_o^4}{64} ; [cm^4]$$

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

nous avons 25 tronçons

nous traçons le nouveau diagramme (corrigé) des moments de fléxion (sur le diagramme de point 2) en adoptons pour cela un diamètre de base $d_o = 35$ cm. $d_o = 7$ cm à l'échelle

Il faut remarquer que dans une section où il y a changement brusque du diamètre, il en résulte dans cette section particulière deux valeurs de J (c'est à dire à gauche et à droite de cette section). D'où deux valeurs des Mcorr dans cette section

pour la commodité des calculs, nous établissons le tableau suivant qui intéresse le calcul du Moment corrigé de fléxion

Le tableau est à la page suivante

pour le tracé graphique, voir planche PR8.09.00

4. Calculons les surfaces S des tronçons du diagramme corrigé des moments de fléxion. $S ; [cm^2]$

Considérons le diagramme corrigé des moments comme un diagramme de charges fictives accrochées aux c.d.g des tronçons.

Tableau donnant M_{corr}, et les surfaces des 25 tronçons

Tronçons	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
d [cm]	3	3	4,2	4,2	4,8	4,8	10	10	10 / 8,8	10 / 8,8	11,2 / 8,8	11,2 / 8,8
J_i [cm⁴]	4	4	15,3	15,3	26,1	26,1	490,9	490,9	196,5	196,5	478	478
J_o/J_i	29,6	29,6	7,7	7,7	4,5	4,5	0,24	0,24	0,6	0,6	0,25	0,25
M_i	0,7	1,4	2,4	3,2	5,1	6,6	7,1	7,4	7,8	8,2	8,4	8,4
$M_{corr\,i}$	20,7	41,4 / 10,8	18,1	24,7 / 14,5	23	29,8 / 1,6	1,7	1,8 / 4,4	4,7	4,9 / 2,1	2,1	2,1
S_i	10,4	31,1	18,8	27,8	52,5	73,9	1,65	1,74	6,4	6,7	1,2	0,4
F_i	0,5	1,6	0,9	1,4	2,6	3,7	0,08	0,09	0,32	0,34	0,06	0,02

13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
11,2 / 8,8	10,4 / 8,8	10,4 / 8,8	10,4 / 8,8	10,4 / 8,8	10,4	10,4	4,8	4,8	4	4	3	3
478	279,9	279,9	279,9	279,9	574,2	574,2	26,1	26,1	12,6	12,6	4	4
0,25	0,4	0,4	0,4	0,4	0,2	0,2	4,5	4,5	9,4	9,4	29,6	29,6
8,5	9,2	9,3	7,7	7,2	7,1	6,9	5,4	3,5	2,5	1,4	0,8	0
2,1 / 2,1	3,9	3,9	3,2	3 / 1,5	1,5	1,4 / 3,1	24,4	15,8 / 32,8	23,4	13,1 / 41,4	22,2	0
1,7	12	4,3	13,9	4	0,75	0,73	83	60,3	45	29,2	31,8	11,1
0,08	0,6	0,2	0,7	0,2	0,04	0,04	4,1	3	2,2	1,5	1,6	0,6

NB: d [cm] à l'échelle

d_o [cm] à l'échelle ; $d_o = 7$ cm ; ($d_o = 35$ cm : réel)

M_i [cm] valeur lue sur le diagramme du moment fléchissant

$$M_{corr\,i}\,[cm] = M_i \cdot \frac{J_o}{J_i} = M_i \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right)^4$$

S_i [cm²] surface des tronçons à l'échelle

$$F_i = \frac{S_i}{C} \; ; \quad C = 20 \text{ cm}^2/\text{cm}$$

- Pour la partie creuse du rotor, nous avons 2 diamètres : extérieur et intérieur
- Pour les changements brusques de diamètres, nous avons 2 M_{corr}.

Nous avons trouvé le centre de gravité de chaque tronçon (graphiquement)
Admettons $C = 20 \frac{cm^2}{cm}$ comme échelle des surfaces, c'est à dire que pour 1cm de longueur du vecteur des forces fictives nous avons $20\ cm^2$ de la surface du tronçon.

5. Dessinons l'arbre suppléant de diamètre de base d_o = constante $d_o = 35cm$, et les vecteurs des charges fictives.

6. Traçons le polygone des forces ; en admettant $H_2 = 17\ cm$ (pôle du polygone des forces fictives) et aussi le polygone funiculaire.

Le funiculaire représente la déformée dynamique du rotor.
Par suite, nous trouvons les flèches dynamiques $y_1 \ldots\ldots y_{14}$ [cm] ceci sur les lignes d'action des forces $P_1 \ldots\ldots P_{14}$

7. Tableau

P_i [daN]	y_i [cm]	$P_i . y_i$ [daN.cm]	y_i^2 [cm^2]	$P_i . y_i^2$ [daNcm^2]
13,9	0,75	10,42	0,56	7,82
35,3	2,2	77,77	4,84	171,10
99,4	3,9	392,63	15,21	1550,89
154,1	4,7	724,27	22,09	3404,07
48,7	5	241,06	25	1193,27
23	5,1	117,30	26,01	598,23
59,2	5,1	301,87	26,01	1539,53
23	5,4	125,35	29,16	863,16
293,6	5,5	1614,80	30,25	8881,40
28	5,6	156,80	31,36	878,08
83,4	5,5	426,65	30,25	2367,90
106,5	4,9	527,32	24,01	2610,25
39,5	2,7	106,54	7,29	287,66
13,9	0,85	11,81	0,72	10,04
Σ		4834,60		24.363,40

8. Echelle totale : d

$$d = \frac{H_1 . H_2 . a^3 . b . c}{E\ J_o}$$

$E = 2,1 . 10^6\ daN.cm^{-2}$: module de Young pour acier

$J_0 = \frac{\pi d_0^4}{64}$: moment d'inertie pour le diamètre $d_0 = 35$ cm

$H_1 = 14$ cm

$H_2 = 17$ cm

L'échelle totale d est sans dimension

$$d = \frac{14 . 17 . 5^3 . 50 . 20}{2{,}1 . 10^6 . \frac{\pi\, 35^4}{64}} = 1{,}92 . 10^{-4}$$

9. Calcul de la vitesse critique n_c (1er ordre)

$$n_c = 300 \sqrt{\frac{\Sigma P_i y_i}{d . \Sigma P_i . y_i^2}}$$

$$n_c = 300 \sqrt{\frac{4834{,}60}{1{,}92 . 10^{-4} . 24363{,}40}} = 9644 \text{ tr.min}^{-1}$$

$$\boxed{n_c = 9644 \text{ tr.min}^{-1}}$$

la vitesse de rotation de la turbine $n_T = 4200$ tr min^{-1}.

Nous avons

$$\frac{n_c}{n_T} = \frac{9644}{4200} \simeq 2{,}3$$

la réserve de sécurité est de 130%.

Comme les variations de n_T sont acceptables jusqu'à 30%, nous pouvons dire que le problème de vitesse critique ne se pose pas pendant le fonctionnement de la turbine.

Nous sommes en présence alors d'un rotor subcritique $n_T < n_c$.

Par suite, les deux paliers sont de construction non flexible c'est à dire rigide

Nous avons trouvé une vitesse critique largement supérieure à la vitesse de rotation n_T. Ceci peut s'expliquer par :

- distance entre paliers relativement faible
- la construction du rotor, exécuté creux pour la partie tambour (porte étage). Cette façon de construire nous permet d'avoir, moins de matière, un échauffement uniforme du rotor, et une bonne résistance

Enfin le rotor est constitué de deux parties soudées.

223 Calcul du rotor à la résistance

1. Contrainte de torsion

Le moment de torsion est donné par la formule :

$$M_t = \frac{N_i}{\omega} = \frac{30\,N_i}{\pi . n} = 9550 \;\frac{N_i}{n} \;;\; [N.m]$$

N_i : Puissance de l'étage [kW]

n : vitesse de rotation [tr.min^{-1}]

Aussi $M_t = 955\,10^2 \;\dfrac{N_i}{n} \;;\; [daN.\,Cm]$

La contrainte de torsion pour chaque étage est égale à :

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

W = moment de résistance ; $W = \dfrac{\pi . d^3}{32}$; [cm^3] pour d[cm]

2. Contrainte de flexion

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

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

M_f = moment fléchissant déterminé sur le diagramme des moments fléchissants.

$M_f = a . b\; H_1 . m_i$

$a = 5$ cm/cm échelle des longueurs

$b = 50$ daN/cm

$H_1 = 14$cm pôle du ~~polygone~~ des forces

m_i = ordonnée mesurée sur l'épure du diagramme des moments

3. Contrainte totale

La contrainte tangentielle maximale est obtenue par :

$$\tau_{max} = \frac{1}{W}\sqrt{M_f^2 + M_K^2} \quad \text{en daN / cm}^2$$

M_K = Moment de torsion (cumulé) de l'étage

M_K = Moment torsion de l'étage + Moment de torsion de l'étage précédent

Les valeurs des Contraintes sont données dans le tableau à la page suivante.

Calcul du rotor à la résistance : tambour [roue Curtiss + P. réaction]

ETAGES	Diamètre intérieur [cm]	Diamètre extérieur [cm]	Puissance de l'étage N_i [kW]	Moment de torsion propre à l'étage daN.cm.10^2	M_K : moment de torsion de l'étage daN.cm.10^2	m_i : moment à l'échelle sur le diag. moment [cm]	M_f : moment fléchissant daN.cm 10^2	Contrainte maximale τ daN.cm^{-2}
roue curtiss	42	56,4	2113	480,4	480,4	8,4	294	5,45
1	〃	51,6	302,14	68,7	549,1	9,0	315	10,20
2	〃	〃	331,83	75,4	624,5	9,1	318,5	11,30
3	〃	〃	338,42	76,9	701,4	9,2	322	12,50
4	〃	〃	344,31	78,3	779,7	9,3	325,5	13,60
5	〃	〃	350,78	79,9	859,6	9,3	325,5	14,80
6	〃	〃	357,30	81,3	940,9	9,2	322	16,00
7	〃	〃	363,56	82,7	1023,6	9,1	318,5	17,25
8	〃	〃	370,12	84,2	1107,8	8,9	311,5	18,50
9	〃	〃	376,48	85,6	1193,4	8,8	308	19,80
10	〃	〃	383,41	87,2	1280,6	8,6	301	21,20
11	〃	〃	389,90	88,7	1369,3	8,4	294	22,60

$$\tau = \frac{1}{W}\sqrt{M_K^2 + M_f^2}$$

Les contraintes sont très faibles $\tau_{max} = 22,60$ daN.Cm^{-2}

Il serait plus intéressant de calculer le diamètre du rotor pouvant transmettre la puissance de 6 MW après le palier. Ce calcul sera fait par la suite.

224 Construction de l'engrenage du réducteur

Comme la turbine tourne à $n_T = 4200$ tr min^{-1} et le générateur possède une fréquence $f = 50$ Hz correspondant à une vitesse de rotation $n_o = 3000$ tr.min^{-1}, un réducteur s'impose

Données de base :

$N = 6$ MW

$n_1 = 4200$ tr.min^{-1} $= n_T$ (entrée du réducteur)

$n_2 = 3000$ tr.min^{-1} $= n_S$ (sortie du réducteur)

Longévité 12.000 h de fonctionnement

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = 140\pi \text{ rd/s}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_1}{30} = 100\pi \text{ rd/s}$$

1 Calcul cinématique

a) rapport de transmission :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{140\pi}{100\pi} = \frac{14}{10} = \frac{7}{5} = 1,4$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = 1,4 \Rightarrow Z_2 = 1,4 . Z_1$$

soit $Z_1 = 45$ dents $\Rightarrow Z_2 = 63$ dents

b) type de denture

la vitesse tangentielle des engrenages est élevé vu que la turbine tourne à grande vitesse.

Ainsi $V_t > 5$ m/s $\Rightarrow$ engrenage ~~hélicoïdale~~ cylindriques

2. Détermination de la sollicitation

a) rendement

$\eta = 0,97 \div 0,98$ pour les engrenages côniques

soit $\eta = 0,98$

b) Puissances sur les arbres

1er arbre : $N_1 = 6$ MW

2e arbre : $N_2 = N_1 . \eta = 6 . 0,98 = 5,88$ MW

c) Couples sur les arbres

$$Mn_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{6.10^6}{140.\pi} = 13,642 . 10^3 \text{ N.m}$$

$$Mn_2 = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{5,88 . 10^6}{100\pi} = 18,72 . 10^3 \text{ N.m}$$

Afin d'éviter des composantes axiales trop importantes sur les arbres, l'angle d'hélice simple est généralement limité à $\beta \leq 30°$. On choisira de préférence $8° \leq \beta \leq 20°$

Adoptons $\beta = 18°$

Nous devons savoir s'il y a interférence, pour cela il faut calculer les nombres de dents virtuels.

$$Z_{1V} = \frac{Z_1}{\cos^3\beta} = \frac{45}{\cos^3 18} = 52{,}3 \text{ dents}$$

$$Z_{2V} = \frac{Z_2}{\cos^3\beta} = 73{,}2 \text{ dents}$$

Pour les dentures helicoïdales $Z_{min,\beta} = 14\cos^3\beta$

$Z_{min,\beta} = 14\cos^3\beta = 12$ dents

$(Z_1 ; Z_2) > Z_{min,\beta} \Rightarrow$ pas d'interfence..

3 Calcul à la résistance des dents

a) Etablissement du module

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2\,Mn_1}{Z_1^2\left(\frac{b}{d_1}\right)\sigma_{b,lim}} \; \frac{Y_F . Y_\varepsilon . Y_\beta}{K_V . K_A . K_{bL}\, K_M}}$$

m_n est le module normal réel.

* Facteur de forme

$Y_F = 2{,}38$ pour $Z_1 = 45°$ et $\alpha_n = 20°$ Angle de pression

* Facteur de conduite

$Y_\varepsilon = 1$

* soit $\frac{b}{d} = 0{,}8$

b: largeur de la denture

d: diamètre de l'engrenage

les réducteurs pour turbomachines présentent des largeurs de denture plus grandes que pour les réducteurs ordinaires

* Valeur limite de base

$$\left.\begin{array}{l} \sigma_{b,lim} = 30 . 10^3\ N/m^2 \\ \sigma_{b,adm} = 11\ \ 10^3\ N/m^2 \end{array}\right\} \text{Acier allié : trempe totale}$$

* Facteur de vitesse

Les surcharges intérieures dépendent aussi de la vitesse tangentielle Vt.

La denture doit être de grande précision, appartenant à la classe II ($V_t < 50\ m/s$)
qualité (5 ; 6 ISO)
soit $V_t = 45\ m/s$
pour cela le facteur de vitesse est :

$$K_V = \frac{12}{12+\sqrt{V_t}} = \frac{12}{12+\sqrt{45}} = 0{,}64$$

* Facteur de service
Pour les turbines fonctionnant 24 h/jour, le facteur de service
$K_A = 0{,}57\left(\frac{1}{0{,}75}\right) = 0{,}76$

* Facteur de durée
$K_{bL} = 0{,}6$ pour $L = 12.000\ h$ et $n_1 = 4200\ tr \cdot min^{-1}$

* Facteur de portée : $K_M = 1$ pour $\frac{b}{d_1} = 0{,}8$

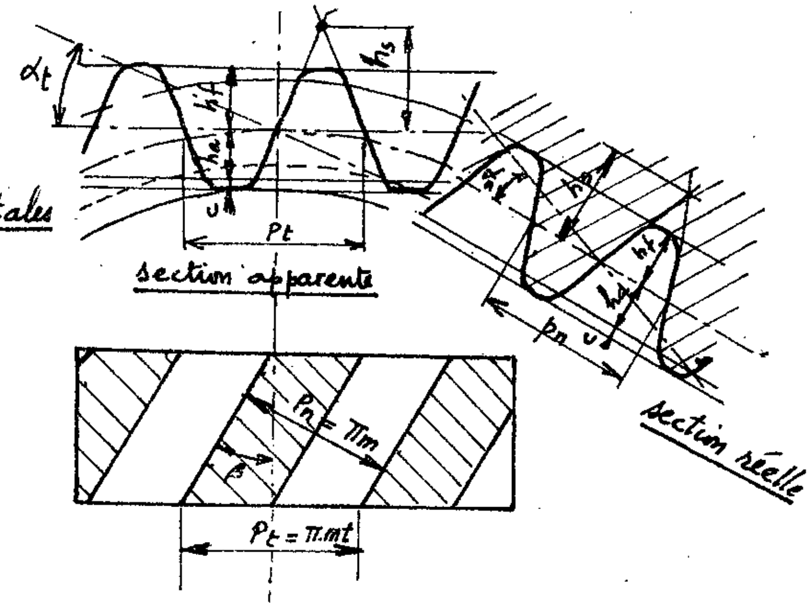
* Facteur d'angle d'hélice

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta°}{120} \geq 0{,}75 \quad \text{condition}$$

$$Y_\beta = 0{,}85 \quad \text{pour } \beta = 18°$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 . 13{,}642\ 10^3}{45^2 . 0{,}8 . 30 . 10^7}\ \frac{2{,}38 . 1 . 0{,}85}{0{,}64 . 0{,}76 . 0{,}6}} = 8{,}77 . 10^{-3}\ m$$

$m_n \geq 8{,}8\ mm$
nous adoptons $\underline{m_n = 10\ mm}$



Grandeurs fondamentales d'un engrenage hélicoïdale

Dimensions principales du couple d'engrenage

Grandeurs	Mode de calcul	Pignon	roue
Nombre de dents	Z	45	63
Module normal ou réel	m_n calculé par calcul de résistance	10	10
Module apparent	$m_t = m_n / \cos\beta$	10,51	10,51
Pas primitif apparent	$P_t = \pi m_t = \pi . m_n / \cos\beta$	33	33
Pas primitif réel	$P_n = \pi . m_n$	31,4	31,4
Diamètre Primitif	$d = Z . m_t$	472,95	662,13
Diamètre de tête	$d_a = d + 2 m_n$	492,95	682,13
Diamètre de pied	$d_f = d - 2 m_n$	452,95	642,13
Diamètre de base	$d_b = d \cos\alpha_t$	441,71	619,32
Entraxe	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos\beta}$	567,54	567,54

β : Angle d'hélice $= 18°$

α_0 : Angle de pression ; $\alpha_0 = 20°$

$$tg\,\alpha_t = tg\,\alpha_n / \cos\beta = tg\,20° / \cos 18 = 0,3827$$

$$\alpha_t = 20°\ 56'\ 31''$$

23 Déscription

231 Matériaux

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

L'aptitude des matériaux à remplir le rôle qui leur est assigné est définie et contrôlée par des essais mécaniques, chimiques, métallographiques, électriques éffectués soit sur des éprouvettes judicieusement prelevées, soit sur des pièces en cours de fabrication ou achevées.

A partir de 400°C le phenomène de fluage de l'acier apparait, la résistance et la résilience se trouvent modifiées, le module d'élasticité décroit d'une manière non négligeable.

Le fluage apparait à des températures élevées et qd il y a des éfforts de traction prolongée (enveloppe HP, ailettes mobiles)

2311 Essais des matériaux

* Fluage: Phénomène caractérisé par un écoulement visqueux et continu du métal sous charge constante. Il apparait à partir de 400°C pour les aciers et croît avec la température.
  Comme notre température nominale de la vapeur $t_1 = 385°C$ nous pouvons dire que phénomène n'existe pas dans cette présente turbine

* Résilience et relaxation : la résilience définit l'aptitude du matériau à résister aux chocs. Les vibrations sont assimilées à des chocs répetés à une cadence très rapide. La notion de résilience est très importante dans la construction des turbines.

2312 Contrôle des pièces

le controle des pièces est fait avant et après usinage. En particulier il importe dans une grosse pièce (enveloppe, rotor) de déceler avant usinage un défaut qui entrainerait son rebut.

Les essais éffectués en cours de fabrication ou à la fin doivent être non destructifs. On emploie les essais suivants :

- Les rayons X ; jusqu'à des épaisseurs de 35 mm
- La gammagraphie ; pour les pièces massives
- Les ultra-sons, pour detection des retassures et les criques.
- La poudre magnétique pour la recherche des fissures.
- les essais particuliers pour contrôler le comportement des pièces finies avec des exigences plus sevères.

Par exemple : les essais de survitesse des rotors, de pression hydraulique des enveloppes avec Pression d'essai supérieure à la pression nominale.

232 Aubages distributeurs

Ces aubages doivent être conçus non seulement pour assurer un écoulement de la vapeur avec les pertes les plus réduites, mais également pour résister à l'influence du fluide en mouvement, à celle de la température et aux contraintes développées avec une sécurité suffisante.

La disposition de ces aubages varie suivant :
- qu'ils appartiennent à l'étage de réglage ou aux étages suivants,
- que la turbine est à action ou à réaction.

2321 Aubage de la roue Curtiss

L'injection est partielle $\varepsilon = 0,4367$

Les tuyères sont portées par la partie supérieure de l'enveloppe

Nous avons une pression, et une température modérées, les blocs de tuyères sont rapportées sont rapportées sur un canal (ou tore d'injection) faisant partie de l'enveloppe. Le bloc de tuyères est formé d'éléments soudés "Construction Brown Boveri"

Turbines à réaction

Les distributeurs sont constitués par des ailettes fixées dans des rainures prévues dans le corps. Elles sont effilées en vue de limiter les dégats en cas de Contact accidentel avec la partie mobile "Brown Boveri"

Matériaux constitutifs des tuyères

Résistance sous charge prolongée à 400°C

$\sigma = 10$ h bar

Nous adoptons un acier au Mn (C 0,35 ; Mn 2)

233 Aubages mobiles

Une ailette mobile comporte les parties suivantes :
- le pied qui assure la liaison avec le tambour.
- Le corps qui reçoit l'action du fluide.
- la tête liée généralement aux ailettes voisines
  . roue Curtis : les ailettes sont liées par un recouvrement égal à 4 mm assemblé par un rivetage.
  . partie réaction : les ailettes sont fraisées à la tête pour limiter les dégats en cas de contact avec la partie fixe.

Mode de fabrication

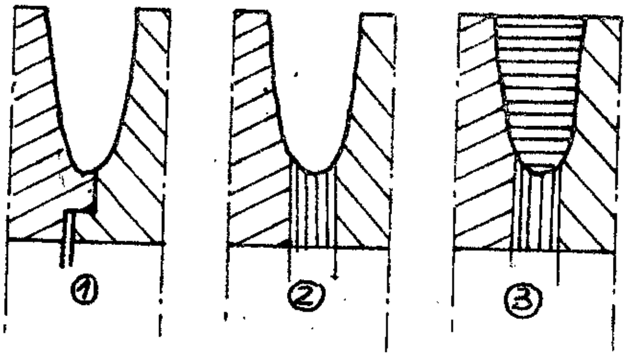
- ailettes provenant de barres d'acier étirées au profil prévu, pied formé par refoulement à froid, aubes courtes et moyennes de turbines à réaction (non vrillées)

Mode de fixation

le pied est en T avec pièces intermédiaires entre deux aubes.
La pièce intermediaire sert à donner le pas et à former le canal d'écoulement de la vapeur.
Dans le tableau de calcul page 56, les diamètres des étages sont légèrement différents du Diamètre du tambour D = 516 mm, les pieces intermédiaires compensent cette différence.

234 Rotor

le rotor est constitué par un tambour. Il est Composé deux parties.
Il est réalisé à partir d'éléments forgés assemblés par soudure.
Sa section cylindrique est creuse, ceci pour diminuer son poids qui est lié à la flèche.
Acier avec addition de Cr 1,6 % ; Ni 1,8 % ; Mo 0,2 % ; V 0,15 %
Rr = 100 hbar.



① Emboîtement des parties à souder
② Soudure 1ère phase
③ Soudure 2e phase

DETAILS D'UNE SOUDURE D'ASSEMBLAGE

235 Etanchéité

Pour que la machine ait un fonctionnement rentable, il faut assurer une obturation éfficace dans la partie HP de la turbine
Nous utilisons une garniture d'étancheité à Labyrinthes.
Ce type de garniture est le fréquement employé dans les turbines à vapeur.
Le principe des garnitures d'étancheité est d'annihiler l'écoulement de la vapeur (fuites) par des élargissements brusques de la section du fluide. Il y a formations de tourbillons prenant naissance de la vitesse engendrée dans le jeu de chaque organe d'étanchéité
Plus les intervalles sont étroits et plus le tourbillonnement est efficace.
Les intervalles dans la partie HP sont plus petits que ceux de la partie BP
voir page 45

236 Enveloppe

La turbine à vapeur comporte un corps, ou stator. L'enveloppe est construite de façon à être capable, en régime normal, de supporter sans déformation sensible l'importante difference de pression.
La différence entre la préssion qui régne dans la partie HP et l'atmosphère ambiante fait que ce corps doit être capable de suivre les variations de températures inévitables entre les differents étages.
Pour des facilités d'éxécution et de montage et de démontage, l'enveloppe possède un joint horizontal. Le stator est construit en deux parties : inferieure et supérieure raccordées dans le plan horizontal passant par l'axe de rotation. Le raccordement se fait métal sur métal.
Les efforts d'écartement des deux demi-stators, du fait de la pression intérieure, sont encaissés par une ligne de boulons à axe vertical, s'appuyant sur les brides de chacun des demi-stators. Pour éviter toute fuite le long de la surface de contact des brides, on donne aux boulons un serrage

à froid suffisamment énergique

237 Paliers

Nous avons deux genres de paliers :

- paliers porteurs (simple)
- paliers de butée

Le palier porteur est du type à coussinets lisses avec revêtement antifriction graissage par circulation d'huile sous pression.

Le palier porteur est Constitué par deux demi coussinets en bronze antifriction fixés respectivement en deux demi cages superieure et inférieure

la cage inférieure est venue de coulée avec le demi - stator

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

Le palier de butée a pour but:

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

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

Il permet un léger déplacement axial du rotor, appelé jeu de graissage ou "jeu de butée"

La poussée axiale est équilibré par le tambour d'équilibrage, néaumoins une pousée existe toujours qui est équilibrée par le palier de type Michell

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

Le collet étant mobile et les patins fixes.

Comme la vitesse Critique $N_c = 9644$ tr.min^{-1}

nous sommes dans un cas subcritique $n_T = 4200$ tr.min^{-1}

les paliers sont de construction rigide.

238 Régulation

Avant d'arriver aux tuyères, la vapeur doit traverser :

1. la soupape d'arrêt (à fermeture rapide). Elle est ouverte ou fermée. Son fonctionnement est assuré par l'huile de graissage à une certaine pression. La fermeture de la soupape d'arrêt est automatique en cas de survitesse

en général 10 % au dessus de la vitesse nominale $n_T = 4200\ tr.min^{-1}$

2. la soupape d'admission (au nombre de trois)

c'est une soupape équilibrée, commandée par un mécanisme à Cames et à huile (SERVOMOTEUR) actionné par un régulateur

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

La soupape d'admission se ferme automatiquement en cas de survitesse.

Comme nous l'avons déjà dit nous avons trois soupapes d'admission

la première couvre 5 tuyères

la deuxième et la troisième 4 chacune

La première et la deuxième sont toujours ouvertes donc en marche économique

La troisième soupape est une soupape de réglage par laminage

239 Graissage

Comme la vitesse de rotation est élevé, un graissage intensif et sérieusement étudié s'impose. Ainsi il faut prévoir l'existence d'un coin d'huile entre les surfaces frottantes pour éviter tout Contact métallique source d'usure et d'échauffement.

Le circuit de graissage aura donc pour but:

1. de lubrifier les organes suivant:
   - palier lisse
   - palier de butée
   - accouplement
2. de réfrigérer les organes précedents

<u>Contrôle du graissage:</u>

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

- un manomètre
- un thermomètre

Pour paliers de butée deux thermomètres palier + butée

CONCLUSION

Nous avons éssayé dans cette présente étude, de répondre à certaines questions de base dans le calcul d'un projet de turbines à vapeur.
Le domaine des turbines à vapeur est vaste et diversifié, et leur technologie de conception est complexe.
Notre travail ne se veut pas complet, néaumoins il donne un aperçu des problèmes que l'on rencontre dans leur construction.
Plusieurs problèmes ont été cités seulement (matériaux, éxécution, montage, graissage ; régulation , paliers...).
Du point de vue pratique, il faut remarquer qu'un projet de turbines à vapeur repose essentiellement sur une somme de données pratiques cumulée durant des années de recherches et, sur l'expérience des ingénieurs spécialistes dans ce domaine.
L'objectif " haute disponibilité " dans le cas des turbines à vapeur est incontesté et tous les moyens seront mis en œuvre pour l'obtenir. Les avantages économiques sont importants.
Exploitant et constructeur doivent prendre en commun toutes les mesures afin d'atteindre ce but par une technique de haut niveau, une exploitation conforme aux prescriptions et un entretien préventif.
Une haute disponibilité ne peut être obtenue que si les solutions constructives retenues sont bonnes et que l'exploitation se fait selon les prescriptions du Constructeur.
L'exécution soignée des révisions périodiques, également revêt une grande importance et requiert les conditions suivantes:

- le volume des travaux de révision, fixé à l'avance,
- le stock de pièces de rechange doit être vérifié quant à son état complet
- l'élaboration d'un plan de révision en tenant compte du personnel et du matériel nécessaire disponible.

Cité la montagne
le 20 juin 1981

Ali Katir

BIBLIOGRAPHIE

1 MECHANIK PORADNIK TECHNICZNY (aide mémoire technique)
tome IV CZĘŚĆ 1 partie IV
WARSZAWA 1954

2 TURBINES A VAPEUR ET A GAZ
Lucien Vivier ; éditions Albin Michel ; 1965
disponible à la bibliothèque de l'ENP Cote 621.244

3 LA TURBINE A VAPEUR MODERNE
E. A KRAFT ; Dunod 1957 ;
Cote 621.244

4 Revues BBC "Brown Boveri Compagnie"
tome 58 octobre 1971
tome 59 janvier 1972
tome 62 Mai 1975
tome 63 Février 1976
tome 64 Juin 1977
tome 66 Juin 1979

5 Cours de machines thermiques MTH2 de Mr Dimitrov

6 thèse : TURBINE A VAPEUR
M.M Boulfekhar. F et Bourib Z. 1973

7 Notes de Monsieur SMETNY

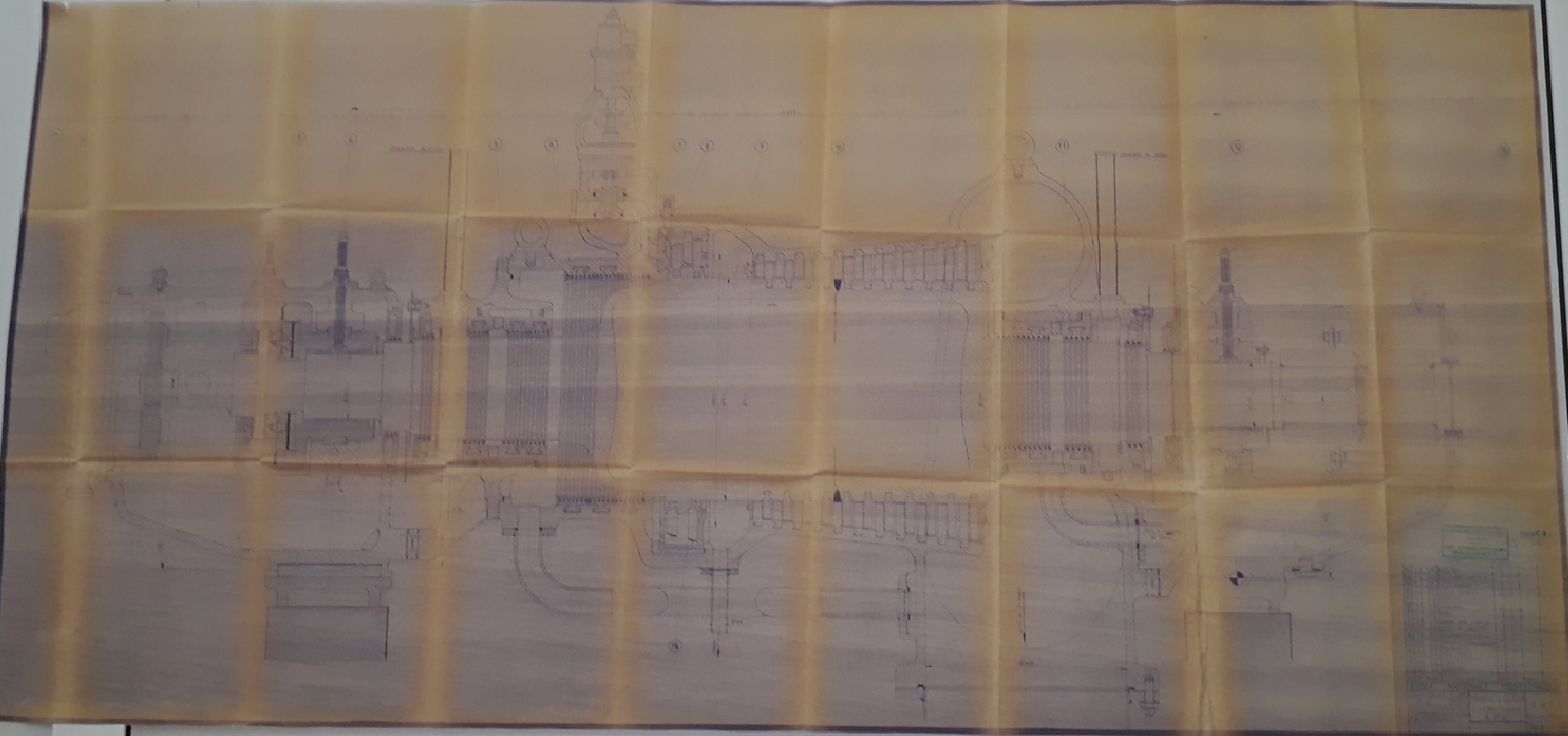
8 Elements de machines
G. Nicolet et E Trottet SPES Lausanne 1971

9 Résistance des matériaux
R. Basquin et G. Lemasson Delagrave 1977

10 Cours de Constructions Mécaniques CM3 de Mr Gantchev

—— o 0 o ——


$R_A = 525$ daN
$R_B = 500$ daN
Polygone des forces
O_1
$H_1 = 14$ cm
Polygone funiculaire
Diagramme des moments de flexion
Diagramme corrigé des moments de flexion
$H_2 = 17$ cm
O_2
Arbre de diamètre de type d_0
Polygone funiculaire = deformée dynamique
Polygone des forces fictives
Echelles
Forces: $n = 50$ daN cm^{-1}
$n_c = 300 \sqrt{\dfrac{\sum P_i y_i}{d \cdot \sum P_i y_i^2}}$
$n_c = 9644$ tr.min^{-1}
PM00581
-1-
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Echelle
Masse
DETERMINATION DE LA VITESSE CRITIQUE
E N P A
Dep. MECANIQUE
Etudiant A. Kater
Presi. Jury Djintrov
PR8 09 00



CALCUL

Largeur B = 25 mm

$\beta_2 = \beta_1 - (1-2)^\circ$

$C = 0{,}20 - 0{,}30\ B$

soit $C = 5$ mm

$R = \frac{B - C\ [illegible]}{[illegible]}$

$\beta_1 = 22^\circ$ [illegible]

$\beta_2 =$ [illegible] [illegible]

Nous trouvons que

$R \cos \beta_1 =$ [illegible] mm
$R \cos \beta_2 = 11{,}80$ mm
$C \sin \beta_2 = 1{,}65$ mm
} B = 25 mm

Nous avons en général $g_2 > g_1$

$g_2 = 0{,}6$ mm

$g_1 = 0{,}5$ mm

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

$t = 18{,}7$ mm

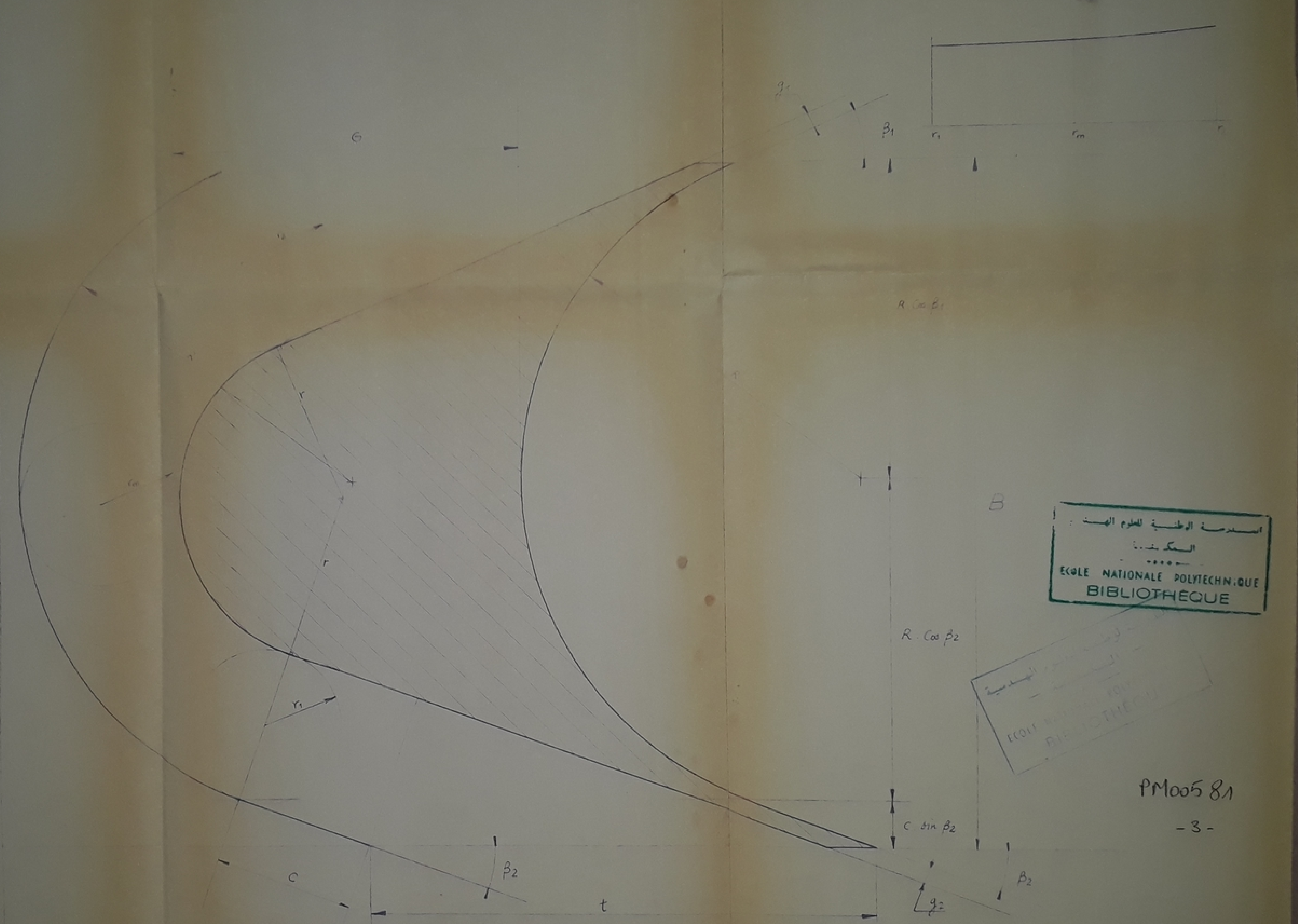
$G = (0{,}58 - 0{,}7)\ t$

soit $G = 0{,}68t = 12{,}8$ mm

La longueur C linéaire est donnée à la sortie de la roue pour avoir une faible réaction de degré 10% environ

En traçant le profil nous trouvons que $s = 6{,}1$ mm

La section de l'aube $F = 195\ mm^2$

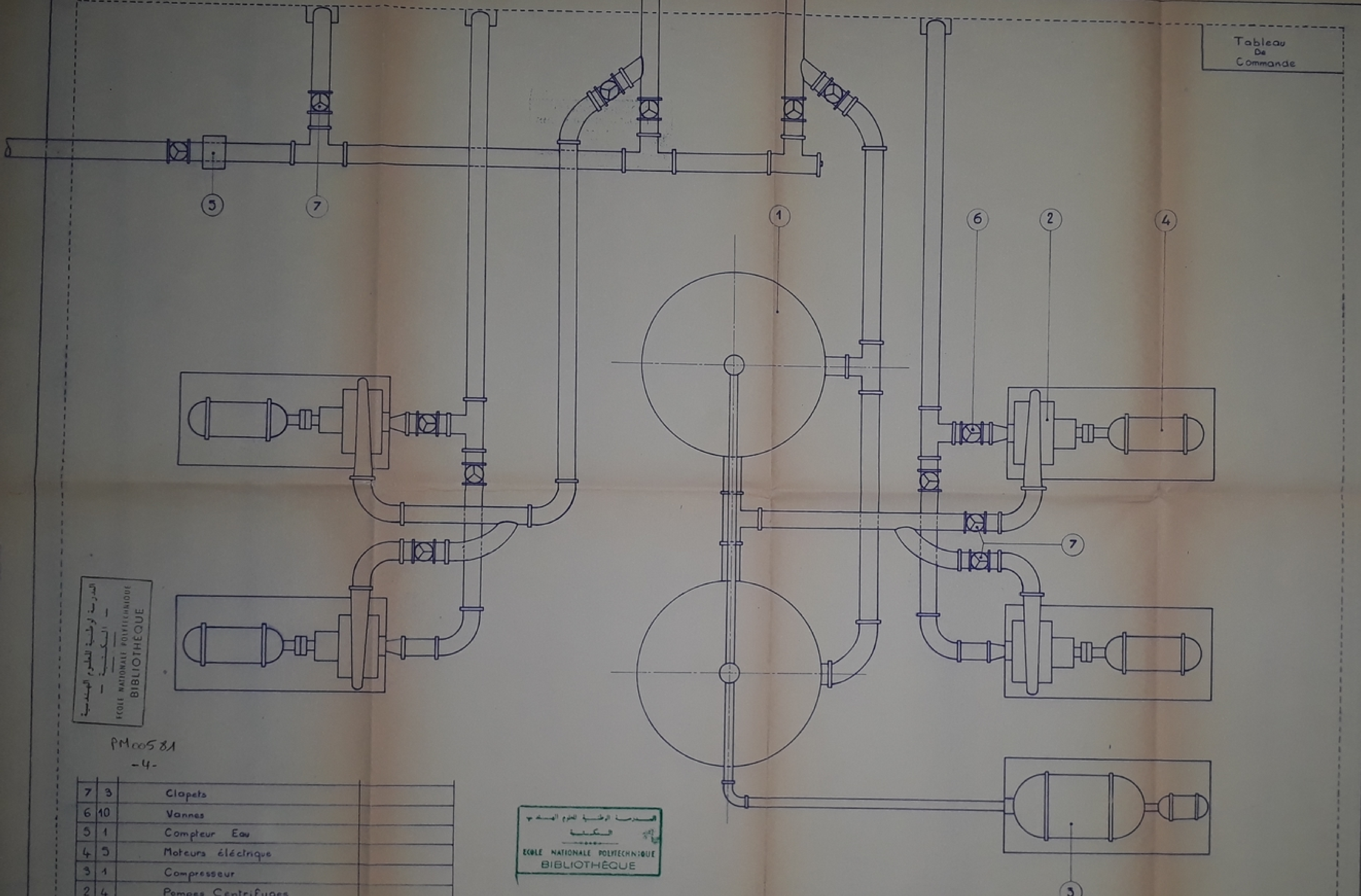


- 3 -

Première roue

Roue curtiss

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 10/1	Masse	PROFIL D'AUBAGE ACTION	ENPA Dép. MECANIQUE
Etudiant : A. Katir, [illegible]			
Promoteur : PS Smetny			
Prés. jury : Dimitrov			PR810.02



-4-

7	3	Clapets	
6	10	Vannes	
5	1	Compteur Eau	
4	5	Moteurs éléctrique	
3	1	Compresseur	
2	4	Pompes Centrifuges	
1	2	Hydrophors	XC 185
Rep	Nb.	Désignation	Matière

PLAN DE L'INSTALATION DE POMPAGE

G. Mécanique
KATIR. ALI
1982

CALCUL

Largeur $B = 20\ mm$

$\beta_1' = 64°53'$

$\beta_2' = 52°34'$

$C = 0{,}20 \div 0{,}30\,B$

$C = 4\ mm$

$$R = \frac{B - C \sin \beta_2'}{\cos \beta_1' + \cos \beta_2'}$$

Nous trouvons que $R = 16{,}3\ mm$

$$\left.\begin{array}{l} R \cos \beta_1' = 6{,}90\ mm \\ R \cdot \cos \beta_2' = 9{,}90\ mm \\ C \sin \beta_2' = 3{,}20\ mm \end{array}\right\} B = 20\ mm$$

Nous avons $g_2 > g_1$

$g_2 = 0{,}7\ mm$

$g_1 = 0{,}6\ mm$

Le pas $t = \dfrac{B}{2 \sin(\beta_1' + \beta_2')}$

$t = 11{,}27\ mm$

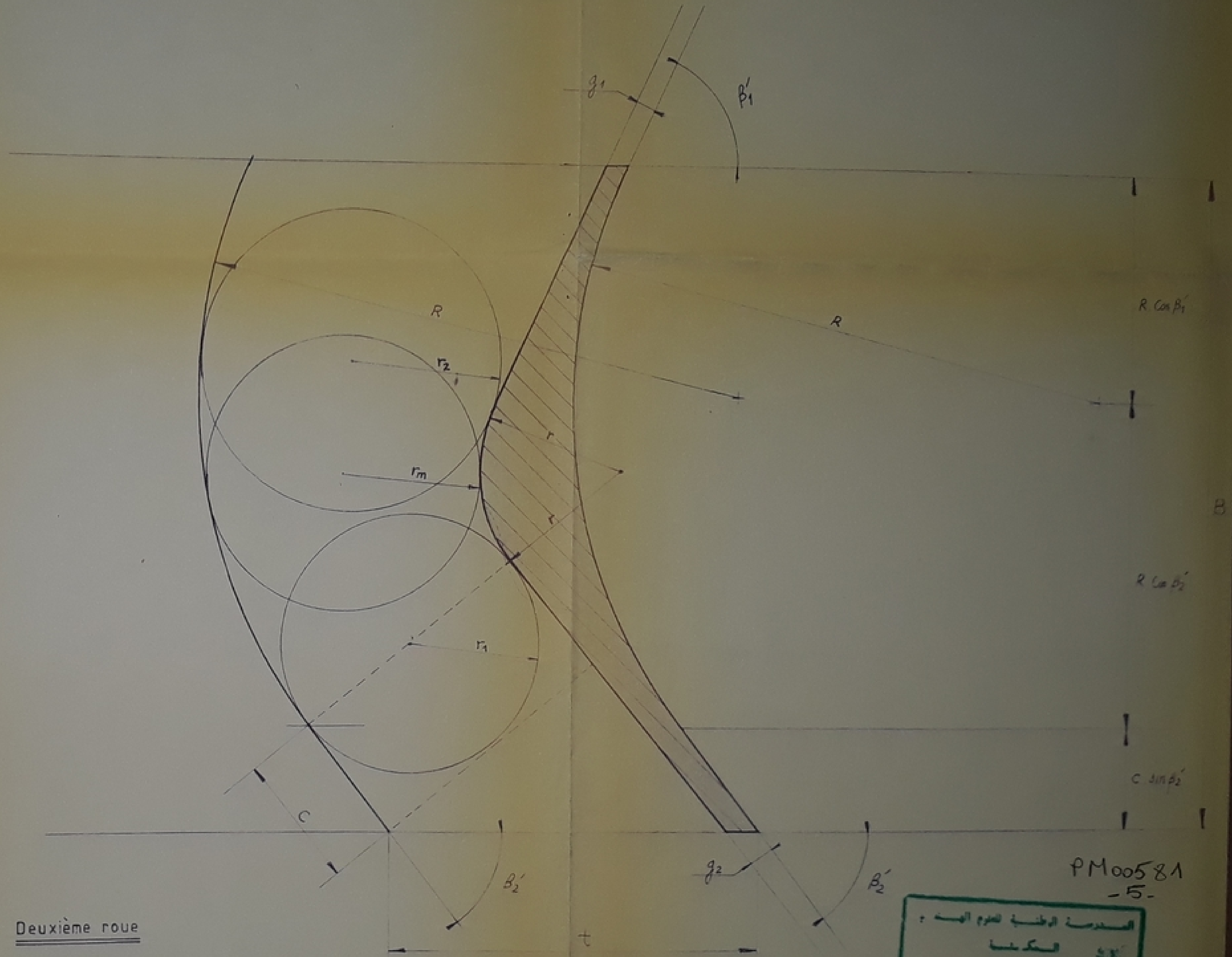
La longueur C linéaire est donnée à la sortie de la roue (aube) pour avoir une faible réaction de l'ordre de 10% environ.

En traçant le profil nous trouvons :

$r = 4{,}3\ mm$

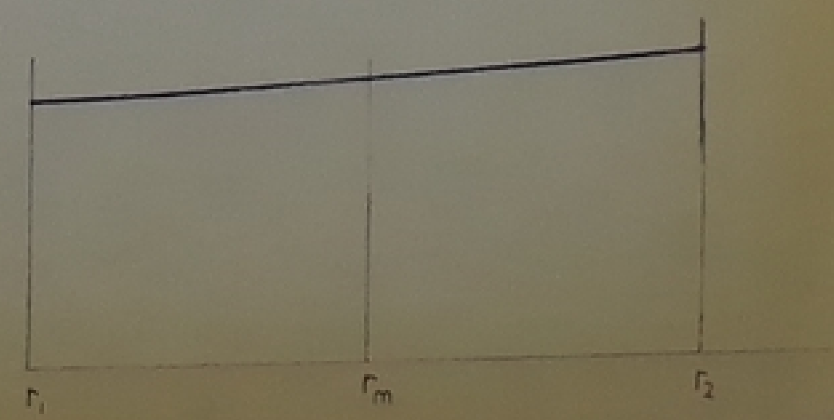
La section $F = 33\ mm^2$

L'écoulement de la vapeur entre deux aubes est convergent r_i passe de r_2 à r_1 en diminuant légèrement



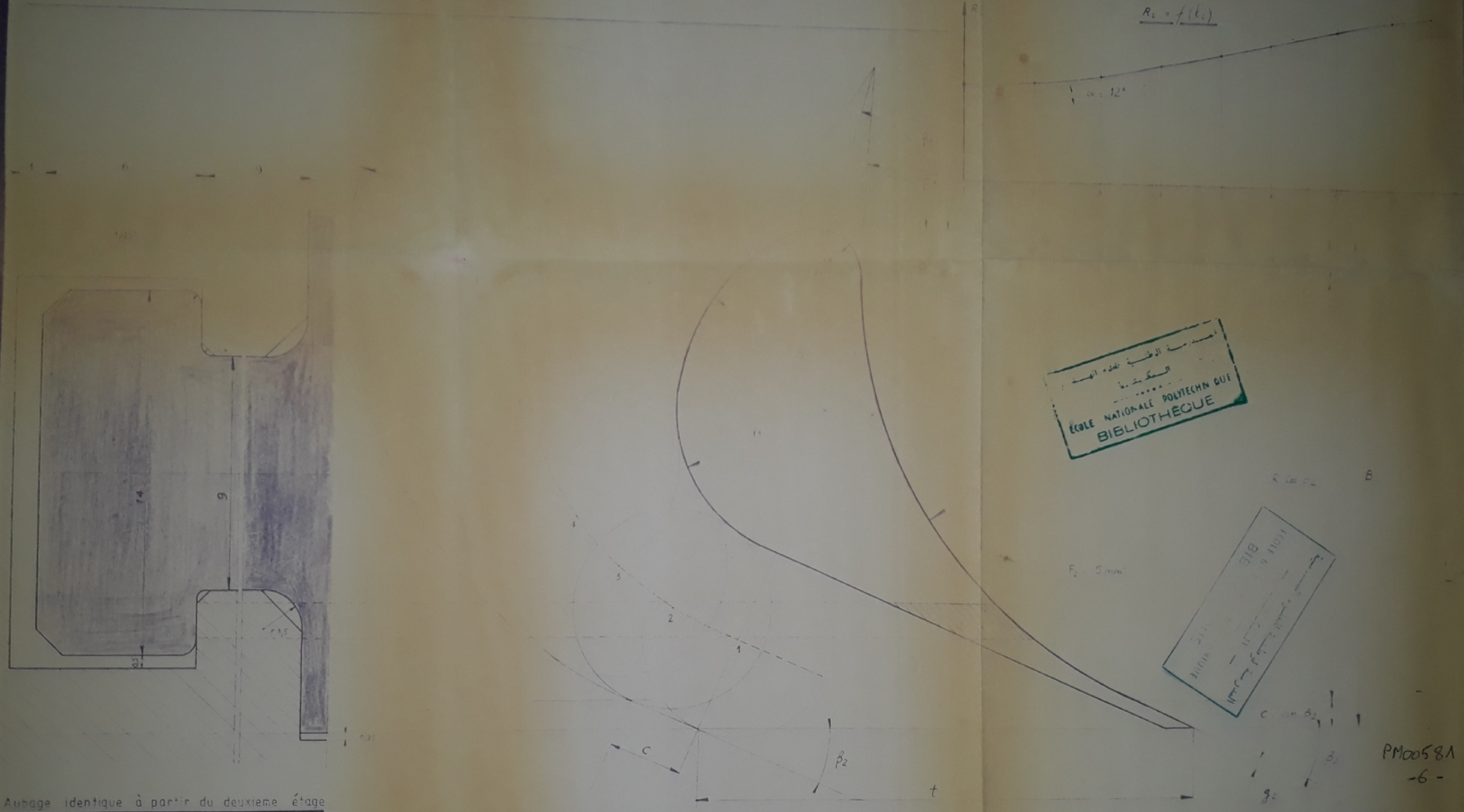
Deuxième roue

Roue Curtiss



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 10/1	Masse	PROFIL D'AUBAGE ACTION	E N P A Dép. MECANIQUE
Etudiant	A. Katir		
Promoteur	R.S Smetny		
Prés. jury	Dimitrov		PR8.10.03

D'après BBC "Brown Boveri Compagnie" la courbe $R_i = f(l_i)$ présente un point d'inflexion dont la tangente ... angle $\alpha = (4 \div 6)°$. Nous avons tracé cette courbe, ... $\alpha = 12°$



CALCUL

- Le premier étage à réaction présente un profil différent des autres, à cause des angles qui diffèrent.
- Les dix autres étages ont le même profil.

$\beta_1 = 74° 41'$, $\beta_2 = 24° 03'$; $\beta_1' = \beta_1 + i = ... = 81° ...$

Le pas $t = B = 20$ mm

$$R = \frac{B - C \sin \beta_2}{\cos \beta_1' + \cos \beta_2} = 18{,}70 \text{ mm}$$

$R \cos \beta_1' = 1{,}73$ mm	$\tau_1 = 6{,}0$ mm	La section $F = 116\ mm^2$
$R \cos \beta_2 = 17{,}05$ mm	$\tau_2 = 8{,}0$ mm	
$C \sin \beta_2 = 1{,}22$ mm	$\tau_3 = 1{,}9$ mm	

Le profil de l'extrados est constitué d'un segment de droite et de trois rayons de cercle. Une série de cercles dont les centres engendrent la ligne d'... sont tangents en même temps à l'extrados de l'aube et l'intrados de l'aube suivante, nous permet de tracer ce profil.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle 10/1	Masse		PROFIL D'AUBAGE REACTION	E N P A
Etudiant	A. Katir			Dép ...
Promoteur	RS. Smet			
Prés. jury	Dimitrov			PROJ...