

11/81

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

LISTHIB *Seray*

Ecole Nationale Polytechnique
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

TURBINE A VAPEUR
A CONDENSATION
25 MW

& PLANS

PROMOTEUR: Mr. A. WERNER
Maître - assistant à l'ENPA

Etudié par:
D. SERAY

PROMOTION JUIN 1981

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNSTH

Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

TURBINE A VAPEUR
A CONDENSATION
25 MW

PROMOTEUR: Mr. A. WERNER

Maître - assistant à l'ENPA

Étudié par:
D. SERAY

◀ PROMOTION JUIN 1981 ▶

REMERCIEMENTS

Je remercie :

- Mr. A-WERNER maître-assistant à l'ENPA de m'avoir suivi tout au long de mon travail.

- Mr. R. SMETNY-SOWA maître-assistant à l'ENPA pour ses conseils qui m'ont été d'une grande utilité.

- Tous ceux qui ont contribué à ma formation en particulier, les professeurs du département de mécanique.

Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde reconnaissance.

D. SERAY

DEDICACES

Je dédie cette étude :

- A mes parents

- À mes frères et sœurs

- A mes amis

- A la promotion de janvier 81

Ainsi qu'à tous les étudiants de Génie Mécanique.

SOMMAIRE

	Pages
- Introduction.	
- Présentation du sujet.	
- Généralités sur les turbines à vapeur.	1
1. Principe de fonctionnement.	1
2. Classification.	4
3. Cycles - Chute d'enthalpie - Rendement.	3
4. Moyens d'amélioration du rendement.	4
A. CALCUL THERMODYNAMIQUE.	7
1. Calculs préliminaires.	7
1-1. Chutes d'enthalpies.	7
1-2. Facteur de perte dans la vanne.	8
1-3. Rendement utile des aubages.	8
1-4. Rendement intérieur des étages.	8
1-5. Rendement intérieur de la turbine.	8
1-6. Rendement effectif de la turbine.	10
1-7. Calcul du débit de vapeur.	10
1-7-1. Schéma de l'installation.	10
1-7-2. Bilans thermiques des échangeurs.	11
1-7-3. Pressions de soutirages.	12
1-7-4. Pressions à l'entrée des échangeurs.	15
1-7-5. Enthalpies de la vapeur soutirée.	15
1-7-6. Taux de soutirages.	17
1-7-7. Rendements.	18
1-7-8. Gain de rendement (régénération).	18
1-7-9. Calcul des débits de vapeur.	20
2. Calcul de disposition.	22
2-1. Dimensions des étages caractéristiques.	22
2-1-1. Roue Curtis.	23
2-1-2. Premier étage à réaction.	24
2-1-3. Dernier étage à réaction.	27
2-2. Paramètres de calcul de la roue Curtis.	29

2-3. Calcul définitif de la roue Curtis.	35
2-4. Pertes dans la roue Curtis.	40
2-5. Longueurs d'aubages.	42
2-6. Puissance de la roue Curtis.	44
3. Nombre d'étages à réaction.	48
3.1. Etages haute pression.	48
3.2. Etages basse pression.	
3.3. Calculs définitifs des étages à réaction.	52
Puissance effective de la turbine.	57
4. Garnitures d'étanchéités extérieures.	61
4-1 Côté haute pression.	61
4-2 Côté basse pression.	63
B. ETUDE CONSTRUCTIVE ET CALCUL DE RESISTANCE.	65
1. Rotor.	66
2. Enveloppe.	69
3. Paliers.	70
4. Etanchéité.	70
5. Accouplement et vireur.	71
6. Régulation.	71
7. Profil d'un aubage à action	73
8. Profil d'une aube mobile du deuxième étage à réaction - Calcul de résistance.	74
8.1. Modèle de calcul de résistance.	75

CONCLUSION

BIBLIOGRAPHIE

S'UIJET

Mon travail consiste à étudier une turbine à vapeur pour centrale thermique (production d'énergie électrique).

La turbine sera monocylindrique, et à condensation. Trois soutirages de vapeur assurent le réchauffage de l'eau d'alimentation de la chaudière.

Données numériques.

- vitesse de rotation de la turbine $n_T = 3000 \text{ tr/min.}$
- Puissance nominale $N_e = 25 \text{ MW}$

- Paramètres de la vapeur:
 - A la sortie de la chaudière :
 - Pression $P_{01} = 36 \text{ bars}$
 - Température $t_{01} = 435 \text{ }^\circ\text{C}$
 - Au condenseur :
 - Pression $P_2 = 0,075 \text{ bar}$

- Nombre de Parsons $\chi = 3100 \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{kcal} \cdot \text{s}^2} \right]$

INTRODUCTION

La turbine à vapeur est considérée comme étant la machine la plus importante dans le domaine de la production d'énergie.

Les tendances visant au développement des machines à vapeur concernent avant tout :

- L'augmentation des pressions et températures de la vapeur.
- L'élévation des vitesses de détente de la vapeur.
- L'amélioration de la construction mécanique.
- L'utilisation de plus grandes puissances.

La turbine à vapeur moderne est précisément une turbine à haute pression, et la construction exige une grande sécurité d'exploitation.

Le grand inconvénient des turbines à vapeur est l'impossibilité de changer le sens normal de rotation. Quand un tel changement est indispensable, on doit prévoir des inverseurs, ou des turbines spéciales de marche arrière.

La turbine à vapeur à condensation est une turbine de centrale thermique. La vapeur d'échappement est envoyée en totalité au condenseur, ainsi l'énergie thermique contenue dans celle-ci est entièrement livrée à l'eau de refroidissement et par suite perdue. Mais cette chaleur de condensation peut être utilisée pour le chauffage.

La première partie de cette étude, est basée surtout sur l'essentiel pour une meilleure compréhension du fonctionnement des turbines.

La deuxième partie traite l'étude constructive de la turbine, et qui présente de sérieux problèmes extrêmement divers qui font appel aux théories de résistance des matériaux à haute température, des dilatations thermiques qui en découlent, et à une très grande précision dans l'assemblage des différents organes de la turbine.

GENERALITES.

La turbine à vapeur est le moteur des centrales thermiques équipées avec des unités dont la puissance atteint 600MW. De telles puissance ne peuvent être obtenues avec les machines alternatives et, à puissance égale, l'encombrement de la turbine est beaucoup moindre.

1- Principe de fonctionnement:

Le but essentiel de la turbine à vapeur est la transformation de l'énergie thermique et de l'énergie de pression contenues dans la vapeur d'eau en énergie mécanique.

L'enthalpie acquise par la vapeur d'eau dans la chaudière, est fonction de la pression et de la température : $i = f(p, t)$.

La turbine, placée entre le générateur de vapeur et le condenseur (ou autres consommateurs), nous donne la rotation du rotor. Et cela, en créant une chute d'enthalpie (différence de pression + chute de température) entre l'entrée et la sortie de la turbine.

2- Classification des turbines à vapeur:

2.1 Suivant le mode d'action de la vapeur.

2.1.1 turbine à action : fig. 1

La vapeur est détendue uniquement dans les organes fixes, tuyères ou distributeurs. L'organe mobile, l'aube, a pour rôle de transformer en travail l'énergie cinétique correspondant à la détente.

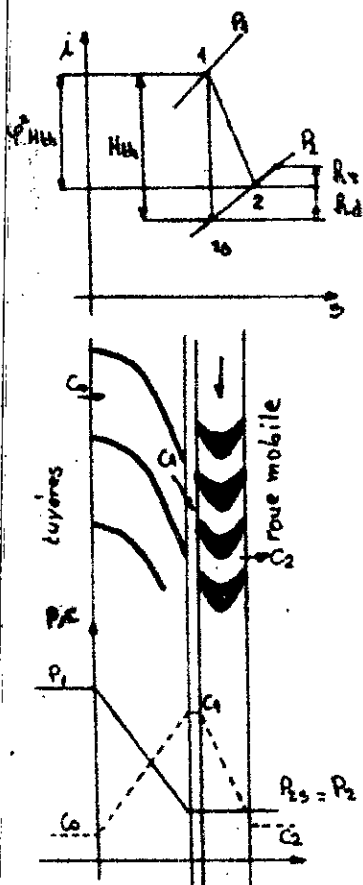


Fig. 1

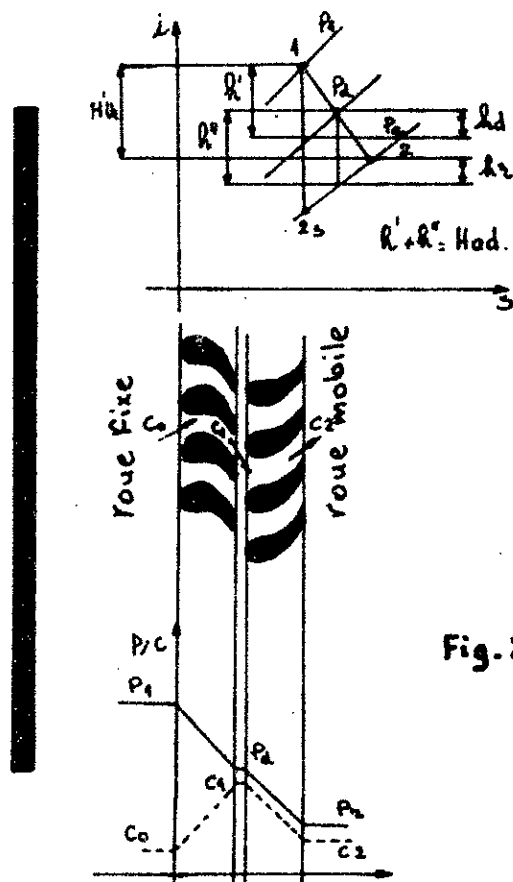


Fig. 2

2.1.2 turbine à réaction: Fig. 2.

2

La détente de la vapeur se fait aussi bien dans les distributeurs que dans les aubes mobiles. Une telle turbine est caractérisée par un nombre élevé d'étages. D'où la nécessité d'avoir une roue à action en tête de la turbine pour diminuer le nombre d'étage.

★ Roue Curtiss: Roue à action à 2 étages de vitesse.

Avec son injection partielle, la roue Curtiss permet la régulation du débit de vapeur à l'entrée de la turbine, d'où le nom de: roue de régulation. Elle permet, la diminution de la longueur de la turbine, en assurant une partie de la chute d'enthalpie.

2.2 Suivant le mode de construction:

2.2.1 turbine à un seul corps ou monocylindrique:

Construite pour des puissances nominales jusqu'à 18MW.

2.2.2 turbine à plusieurs corps:

Plusieurs types de construction sont possibles, suivant la puissance demandée, la longueur de la turbine, le volume massique du fluide à faible pression etc..

2.3 Suivant le mode d'utilisation de la vapeur à l'échappement:

2.3.1 turbine à condensation:

La vapeur d'échappement est envoyée en totalité au condenseur: turbines de centrales thermiques. La pression absolue d'échappement est inférieure à 1bar (jusqu'à 0,04 bar).

2.3.2 turbine à contre-pression:

La vapeur qui a fourni du travail dans la turbine est destinée à d'autres usages (entraînement d'autres machines, chauffage etc..).

Elle quitte donc la turbine avec une certaine pression, supérieure à 1bar.

2.3.3 turbine à soutirages:

On soutire à la turbine certaines quantités de vapeur (donc à une ou plusieurs pressions) pour le réchauffage de l'eau d'alimentation ou autres utilisations. La quantité de vapeur qui reste est destinée au condenseur.

On peut trouver, d'autres types de turbines comme:

- turbine à condensation avec soutirage.
- turbine à contre-pression et avec soutirage.

et peuvent être à action ou à réaction, ou avec combinaison des 2 types.

3 - Cycles - Chute d'enthalpie - Rendement :

3

3.1 Cycles de l'eau dans les centrales thermiques :

Les différents cycles utilisés pour décrire le circuit fermé de l'eau sont :

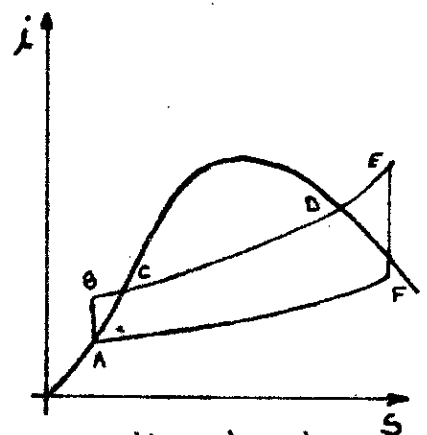
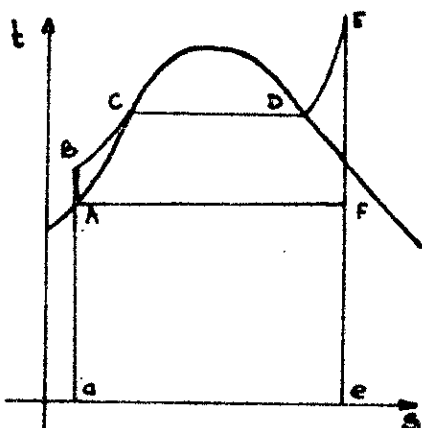
* 3.1.1 Cycle de Rankine sans surchauffe : très peu utilisé.

* 3.1.2 Cycle de Hirn (surchauffe isobare) : C'est le cycle le plus courant.

* 3.1.3 Cycle avec surchauffe et resurchauffe : utilisé pour les installations de grandes puissances.

* 3.1.4 cycle à pression hypercritique et double resurchauffe.

Etude du cycle de Hirn :



AB : Compression adiabatique en phase liquide (pompe alimentaire).

BC : Echauffement isobare. CD : Vaporisation isobare. DE : Surchauffe isobare. EF : Détente supposée adiabatique dans la turbine.

FA : Condensation isobare.

Rendement du cycle : $\eta_{th} = \frac{\text{Tr. récupéré}}{\text{Chal. dépensée}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$

Avec : $Q_1 = i_E - i_B$
 $Q_2 = i_F - i_A$ } $Q_1 - Q_2 = i_E - i_F - (i_B - i_A) = \text{Tr. turbine} - \text{Tr. pompe}$.

$$\Rightarrow \eta_{th} = \frac{i_E - i_F - (i_B - i_A)}{i_E - i_B}$$

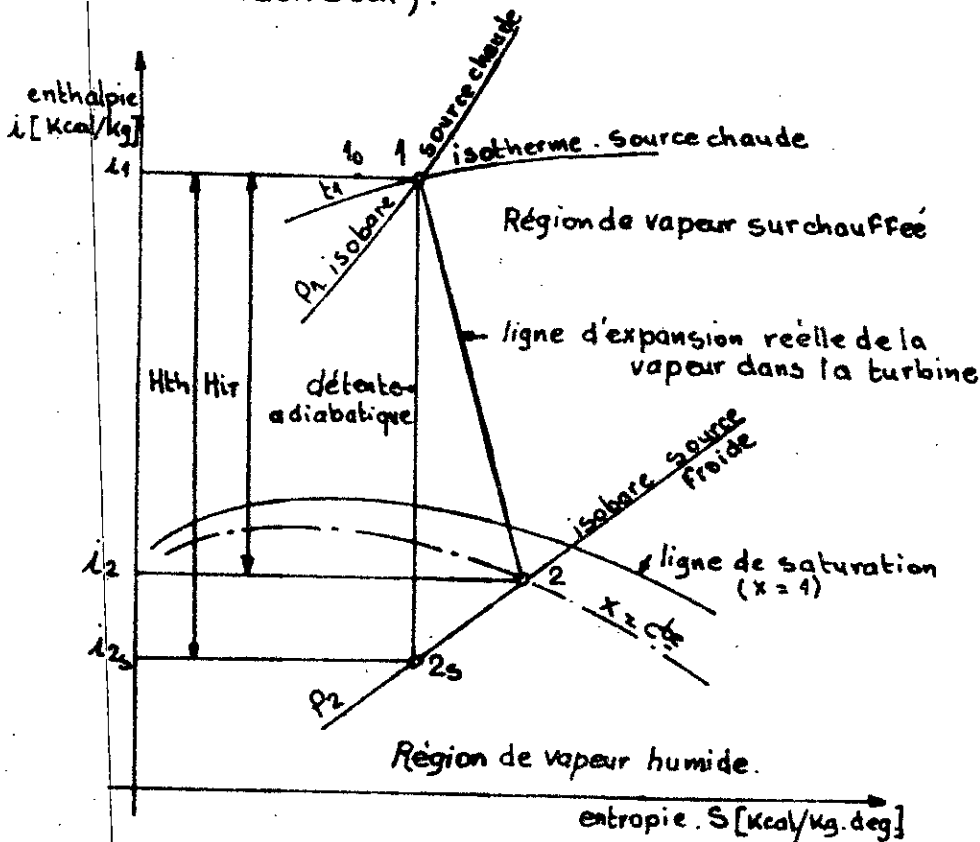
Mais, on ne tient compte du travail de la pompe alimentaire que dans l'expression du rendement thermique, d'où $\eta_{th} = \frac{i_E - i_F}{i_E - i_A}$

3.2 Chute d'enthalpie et rendement thermique :

Le point 1₀, est donné par les paramètres (pression et température) à la sortie du générateur de vapeur. Après passage dans la vanne d'alimentation, la vapeur se trouve laminée (d'enthalpie constante) d'où une perte de pression d'environ 5% de la pression initiale.

Après cela, on obtient le point 1 (intersection de l'isobare p_1 et l'isotherme t_1). Le point 2 représente l'état de la vapeur

à la sortie de la turbine, et situé sur l'isobare p_2 (pression au condenseur). 4



Une détente sans pertes est caractérisée par $S = cte$ (détente adiabatique); d'où le point 2 vient en $2s$, sur la verticale de 1, et la chute d'enthalpie mise à la disposition de la turbine serait totalement transformée en énergie mécanique aux pertes près (pertes non thermodynamiques: (fuites, frottements mécaniques, etc..)).

En réalité, l'énergie thermique dans la turbine diminue par l'augmentation de l'entropie S du fluide, d'où la position du point 2. Et cette diminution, s'explique par l'énergie dissipée dans les aubes par frottements, chocs.

D'où le rendement thermodynamique (ou indiqué) de la turbine

$$\eta_{it} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{H_{it}}{H_{th}}$$

Ce rendement n'est pas le même pour tous les aubes, sa valeur moyenne est de 70 à 90% (varie avec les longueurs d'aubes et les caractéristiques de la vapeur).

4 - Moyens d'amélioration du rendement:

4-1 Rendement et écoulement de la vapeur:

L'augmentation de ce rendement est liée à la conception, au tracé du circuit de vapeur, aux formes constructives de la machine, nous citons entre autres les critères suivants:

Les pertes à l'écoulement dépendent, de la vitesse de la vapeur, de la forme et la grandeur des canaux qui doivent être tracés de

manière à éviter les frottements, chocs et décollements excessifs du jet de vapeur.

- vitesses d'écoulement modérées conduisent à augmenter le nombre d'étages. (mais le prix de revient augmente).
- Les pertes par frottements des roues et ailettes mobiles sont plus grandes dans le cas de l'injection partielle.
- Elimination de l'eau condensée dans les étages Basse Pression (BP), et tracé correct des fonds d'échappement.

4-2 Rendement et moyens thermiques:

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

4-2-1 Augmentation de la chute d'enthalpie:

4-2-1-1 Abaisssement de la pression finale:

Le vide au condenseur est donné par: $V = \frac{P_a - P_f}{P_a} \cdot 100 (\%)$.

Avec $\left\{ \begin{array}{l} P_a: \text{Pression atmosphérique} \\ P_f: \text{Pression finale (ou d'échappement)} \end{array} \right.$

Aux vides élevés correspondent de grands volumes spécifiques de la vapeur, exigeant ainsi de grandes sections de passage dans les aubages BP, et des vitesses d'évacuation considérables qui constituent une perte d'énergie cinétique.

4-2-1-2 Élévation de la pression et de la température initiales:

- L'accroissement de la pression initiale sans augmentation de température implique une grande humidité de la vapeur à la sortie de la turbine.

- L'augmentation du vide au condenseur, sans changement des paramètres initiaux conduit à une humidité de la vapeur assez élevée. (en général, on maintient le titre $x > 0,85$).

4-2-2 Resurchauffe:

Elle consiste à surchauffer à nouveau et à pression constante la totalité du débit de vapeur qui a travaillé dans une partie de la turbine et à le réintroduire dans celle-ci afin de l'y faire travailler à nouveau. La température de resurchauffe est en général la température initiale.

Le bénéfice sur le rendement du cycle est de 2 à 4%, mais la resurchauffe diminue l'humidité de la vapeur dans les étages BP (d'où augmentation du rendement de la turbine).

La resurchauffe nécessite une sensible complication d'installation (conduites, surchauffeurs intermédiaires, vannes etc-)

4-2.3 Réchauffage de l'eau d'alimentation par soutirage 6 de vapeur :

Le procédé consiste à soutirer des quantités de vapeur en un ou plusieurs points de la turbine pour réchauffer le condensat. Ainsi la chaleur de vaporisation de la quantité de vapeur soutirée n'est plus emportée par l'eau de refroidissement du condenseur, mais reste dans le cycle et contribue à l'augmentation de celui-ci. En outre, la quantité de vapeur traversant la partie BP se trouve diminuée, d'où une diminution des pertes à l'échappement. L'économie due au réchauffage est améliorée en multipliant le nombre des soutirages.

5 - Description de la turbine à étudier :

turbine multicellulaire à condensation, à réaction et avec 3 soutirages. (un seul corps).

Le débit de vapeur réglé par les soupapes d'alimentation (au nombre de 3), traverse le canal d'admission et alimente la roue de tête (roue Curtiss). Suivant la puissance demandée on fait varier l'étendue de l'arc d'injection sur cette roue en ouvrant un nombre plus ou moins grand de soupapes. La vapeur se détend ensuite dans la partie à réaction qui comportera un nombre d'étages élevé (26 étages).

La fixation des ailettes directrices, se fait directement dans l'enveloppe de la turbine, et celle des ailettes mobiles sur le rotor en forme de tambour réalisé par un certain nombre d'éléments soudés. La vapeur détendue traverse ensuite le fond d'échappement avant d'être évacuée vers le bas, dans la direction du condenseur.

Trois soutirages de vapeur seront effectués en cours de détente en vue de réchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière.

Les étages à réaction donnent lieu à une poussée axiale importante, celle-ci sera équilibrée au moyen d'un tambour. Ce dernier, n'exclue pas la présence d'un palier de butée qui, pour des raisons de dilatation, est toujours placé du côté de la partie la plus chaude de la turbine.

Des labyrinthes assurent l'étanchéité au passage de l'arbre à travers le bâti. Le bâti-palier avant renfermera le régulateur de vitesse et la pompe à huile. Le palier arrière est porté par le fond d'échappement.

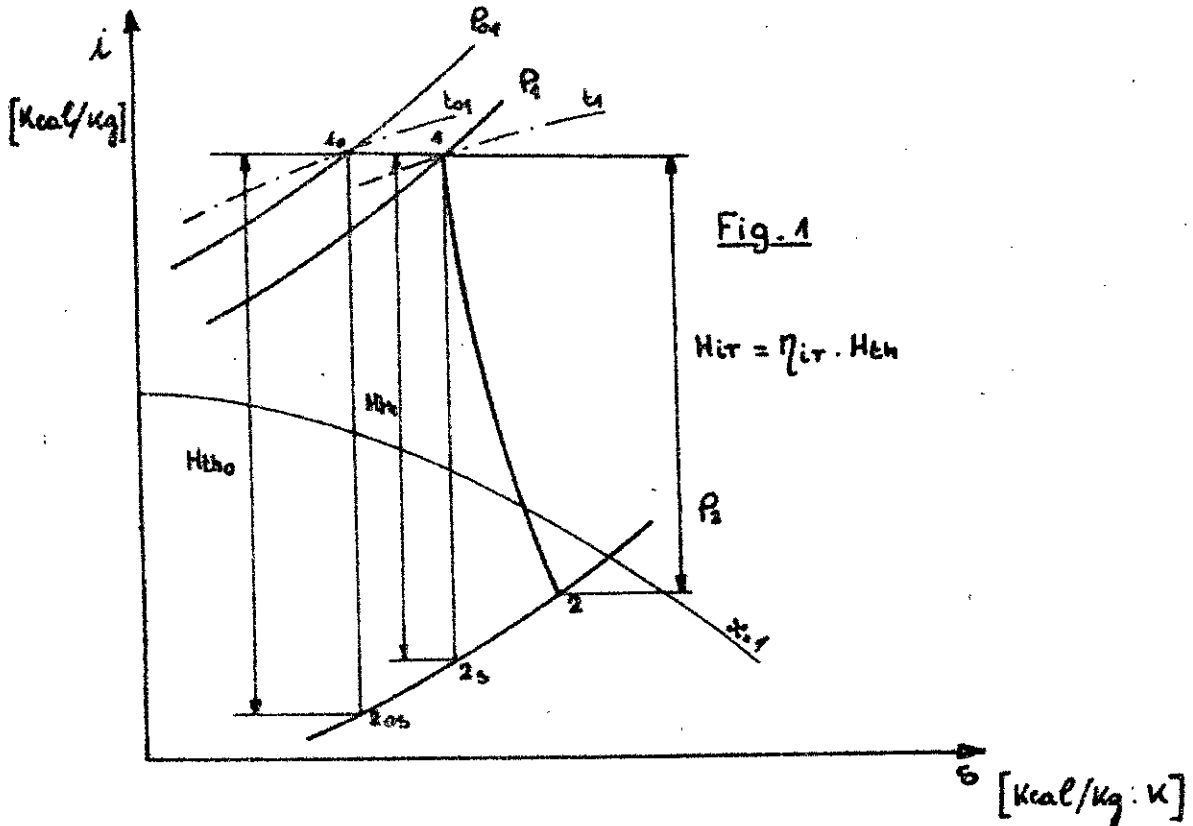
A. CALCUL THERMODYNAMIQUE

1. Calculs préliminaires :

1.1 Chutes d'enthalpies :

but : Calcul du débit de vapeur G_e [kg/s]

Représentation des données initiales sur le diagramme (i-s)



La vapeur en quittant la chaudière passe dans la vanne d'alimentation avant d'arriver à la turbine.

En traversant cette vanne, la vapeur perd de sa pression et température, en gardant son enthalpie constante.

C'est le phénomène de laminage, qui se produit au passage d'un fluide à travers une section rétrécie.

En général, la perte de pression dans la vanne d'alimentation est de l'ordre de 5% de la pression initiale ($P_{01} < 80$ bars)

soit $\Delta P = 5\% P_{01} \Rightarrow P_1 = P_{01} - \Delta P$

P_1 : pression d'entrée de la vapeur dans la turbine.

$P_1 = P_{01} - 0,05 P_{01} = 0,95 P_{01}$ soit $P_1 = 0,95 \cdot 36$

$P_1 = 34,2$ bars et $t_1 = 434$ °C

$H_{th0} = i_{120} - i_{203}$

$i_{120} = 789$ kcal/kg

Diagramme (i-s) \Rightarrow

$i_{203} = 517$ kcal/kg

$H_{th0} = 789 - 517$ soit $H_{th0} = 272$ kcal/kg

$$H_{th} = i_1 - i_{2s}$$

La droite (1-1) est l'isenthalpe obtenue après laminage de la vapeur. d'où $i_{10} = i_1 = 789 \text{ kcal/kg}$.

Du point 1, on abaisse une isentrope à l'isobare P_2 et on a le point 2_s tel que $i_{2s} = 518,5 \text{ kcal/kg}$.

$$\text{d'où } H_{th} = 789 - 518,5 \text{ soit } H_{th} = 270,5 \text{ kcal/kg}$$

1.2 Facteur de pertes de la vanne : ζ_{van} .

$$\zeta_{van} = \frac{H_{th0} - H_{th}}{H_{th0}} = \frac{272 - 270,5}{272} \text{ soit } \zeta_{van} = 0,55\%$$

1.3 Rendement utile de l'aubage : η_u

$$\eta_u = f(\chi)$$

$$\text{on a } \chi = 3100 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{kcal} \cdot \text{s}^2} \Rightarrow \begin{cases} \eta_u = 0,8445 \\ u/c_1 = 0,8638 \\ \alpha_1 = 21^\circ 15' \end{cases}$$

Voir diagramme d'optimisation des paramètres η_u , u/c_1 et α_1 en fonction du nombre de Parsons χ .

1.4 Rendement intérieur de l'étage : η_{iet}

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

Avec : ζ_{fv} - Coefficient de pertes par frottement et par ventilation en cas d'injection partielle ($\zeta_{fv} = 0$ pour la turbine à réaction).

ζ_{fi} - Coefficient de pertes par fuites internes.

Pour turbine à réaction et N_e voisine de 25 MW

$$\text{On a } \zeta_{fi} \approx 2,5\%$$

$$\text{d'où } \eta_{iet} = 0,8445 - 0 - 0,025 \text{ soit } \eta_{iet} = 0,8195$$

1.5 Rendement intérieur de la turbine : η_{it}

$$\eta_{it} = \eta_{iet} (1 - \zeta_{van}) \cdot \mu$$

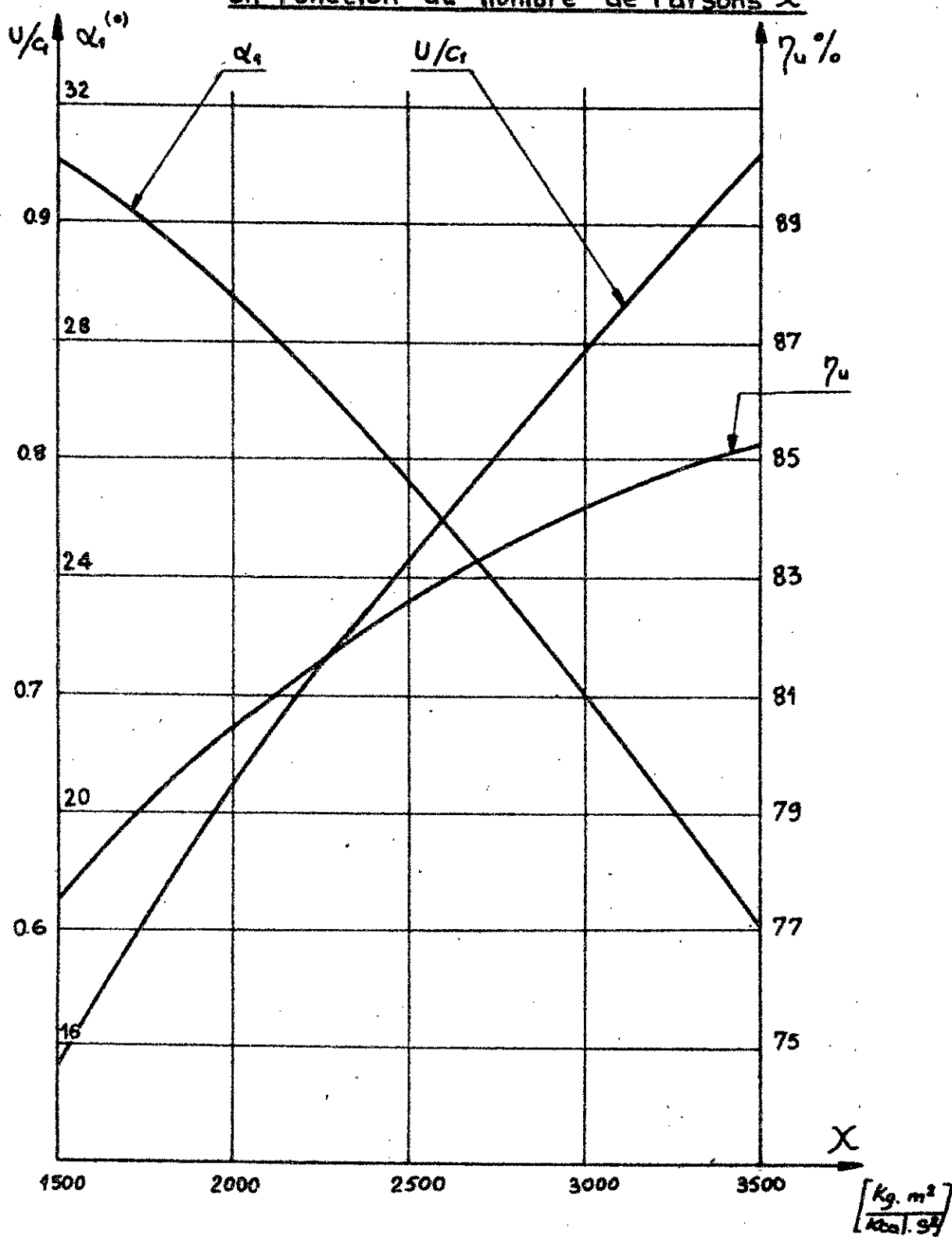
Avec : μ - facteur d'autosurchauffage de la vapeur. Pour les turbines à réaction, on adopte

$$\mu = 1,05$$

$$\text{D'où } \eta_{it} = 0,8195 (1 - 0,0055) \cdot 1,05$$

$$\text{soit } \eta_{it} = 0,8557$$

Diagramme d'optimisation des paramètres U/c_1 , α_1 et η_u
en fonction du nombre de Parsons χ



1.6 Rendement effectif de la turbine: η_{er}

$$\eta_{er} = \eta_{it} (1 - \zeta_{fe}) \cdot \eta_m$$

Avec :

- ζ_{fe} - Coefficient de pertes par fuites extérieures (fuites par le tambour d'équilibrage).

On prend une valeur de ζ_{fe} assez grande pour limiter la longueur du tambour. soit $\zeta_{fe} = 0,05$

- η_m - Rendement mécanique.

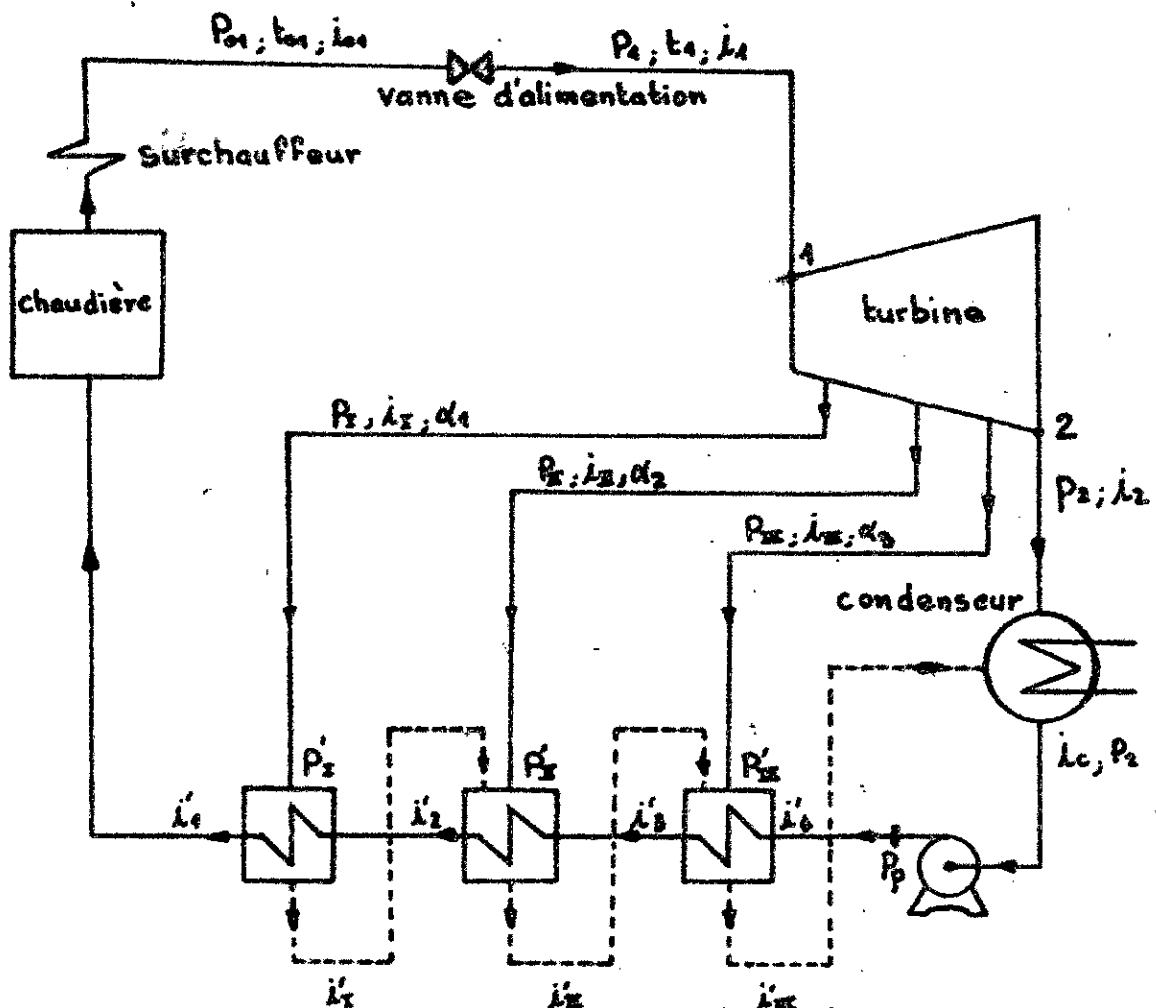
$$\eta_m = 0,985 \text{ pour } N_e \approx 25 \text{ MW}$$

D'où $\eta_{er} = 0,8557 (1 - 0,05) \cdot 0,985$

soit $\eta_{er} = 0,8007$

1.7 Débit de vapeur : G_e [kg/s]

1.7.1 schéma de l'installation



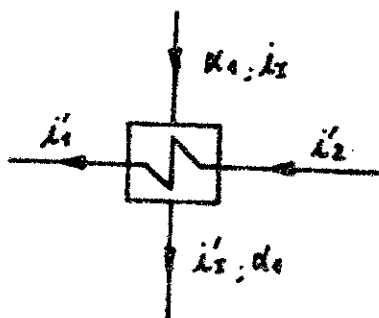
Pour la suite du travail, on désigne par :

- l'indice I : Premier soutirage.
- l'indice II : Deuxième soutirage.
- l'indice III : Troisième soutirage.

Donc, on aura un échangeur de chaleur après chaque soutirage, et un mélangeur au niveau du condenseur

1.7.2 Expressions littérales des taux de soutirages:

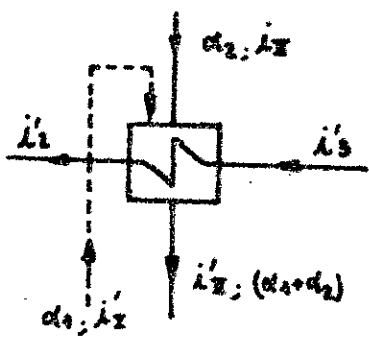
1.7.2-1 Echangeur I :



$$\alpha_1 (i_1 - i'_2) = 1 \cdot (i'_1 - i'_2)$$

soit $\alpha_1 = \frac{i'_1 - i'_2}{i_1 - i'_2}$

1.7.2-2 Echangeur II :

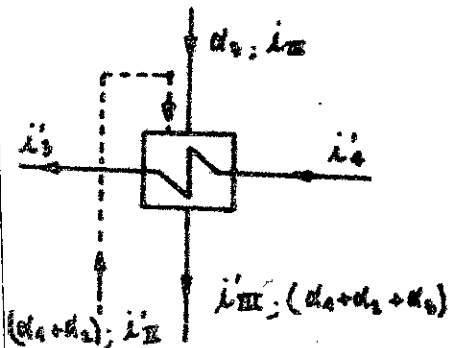


$$\alpha_2 (i_2 - i'_2) + \alpha_1 (i'_1 - i'_2) = 1 \cdot (i'_2 - i'_1)$$

$$\alpha_2 (i_2 - i'_2) = (i'_2 - i'_1) - \alpha_1 (i'_1 - i'_2)$$

soit $\alpha_2 = \frac{(i'_2 - i'_1) - \alpha_1 (i'_1 - i'_2)}{i_2 - i'_2}$

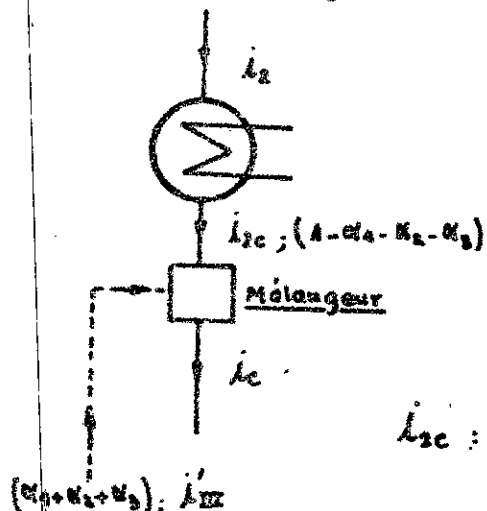
1.7.2-3 Echangeur III :



$$\alpha_3 (i_3 - i'_2) + (\alpha_1 + \alpha_2) (i'_1 - i'_2) = 1 \cdot (i'_4 - i'_3)$$

$$\alpha_3 = \frac{(i'_4 - i'_3) - (\alpha_1 + \alpha_2) (i'_1 - i'_2)}{i_3 - i'_2}$$

1.7.2-4 Mélangeur au niveau du condenseur :



$$i_{2c} (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) + i'_{2c} (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) = 1 \cdot i_c$$

D'où :

$$i_c = i_{2c} (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) + i'_{2c} (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)$$

Avec :

i_{2c} : enthalpie de l'eau saturée après condensation

i_c : enthalpie du mélange eau saturée + condensat.

1-7-2-5 Enthalpie de l'eau refoulée par la pompe :

L'enthalpie de l'eau après refoulement par la pompe, s'obtient en tenant compte, de l'accroissement d'enthalpie par le travail de la pompe. soit $w_p = v(p_p - p_2)$

$$\text{Soit } i'_4 = i_c + v(p_p - p_2)$$

Avec v : volume massique de l'eau

$$v \approx 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

En remplaçant (i'_4) dans l'expression de α_3 , on obtient:

$$\alpha_3(i_{III} - i'_{III}) + (\alpha_1 + \alpha_2)(i'_{II} - i'_{III}) = i'_3 - i_c - v(p_p - p_2)$$

et, on remplace (i_c) par sa valeur dans l'expression ci-dessus :

$$\text{D'où } \alpha_3(i_{III} - i'_{III}) + (\alpha_1 + \alpha_2)(i'_{II} - i'_{III}) = i'_3 - i_{2c}(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) - i'_{II}(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) - v(p_p - p_2)$$

soit l'expression du taux de soutirage III :

$$\alpha_3 = \frac{i'_3 - i'_{II}(\alpha_1 + \alpha_2) - i_{2c}(1 - \alpha_1 - \alpha_2) - v(p_p - p_2)}{i_{III} - i_{2c}}$$

1-7-3 Pressions de soutirages :

Afin d'optimiser les soutirages, on calcule les rendements du cycle pour diverses valeurs de la pression du premier soutirage choisies arbitrairement.

Les valeurs de P_2 sont :

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_2 (bar)	3	4	5,5	6	6,5	7	8	12	14

Méthode d'approche de la courbe de détente :

paramètres de la vapeur

a. A l'entrée de la turbine :

$$P_1 = 34,2 \text{ bars} \quad - \quad i_1 = 789 \text{ kcal/kg} \quad - \quad t_1 = 434 \text{ °C}$$

b. A la sortie de la turbine :

$$\eta_{it} = \frac{H_{it}}{H_{th}} \Rightarrow H_{it} = \eta_{it} \cdot H_{th} \quad (\text{voir Fig-1})$$

$$H_{it} = 0,8557 \cdot 270,5 \quad \text{soit } H_{it} = 234,5 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Or } H_{it} = i_1 - i_2 \Rightarrow i_2 = i_1 - H_{it} = 789 - 234,5$$

$$\text{Soit } i_2 = 557,5 \text{ kcal/kg} \quad \text{et } t_2 = 40 \text{ °C}$$

Donc, les paramètres de la vapeur humide à la sortie de la turbine sont :

$$P_2 = 0,075 \text{ bar} \quad - \quad i_2 = 557,5 \text{ kcal/kg} \quad - \quad t_2 = 40 \text{ °C}$$

La méthode d'approche de la courbe de détente réelle de la vapeur, consiste à joindre le point (1) au point (2) par une droite. (Voir Fig-2).

Après, pour déterminer les valeurs des pressions des soutirages (I) et III, on divise la chute d'enthalpie ($i_1 - i_2$) en trois parties égales.

Donc, on aura : $i_1 - i_I = i_I - i_{III} = i_{III} - i_2 = \frac{i_1 - i_2}{3}$
et cela pour chaque valeur de la pression P_2 précédemment choisies.

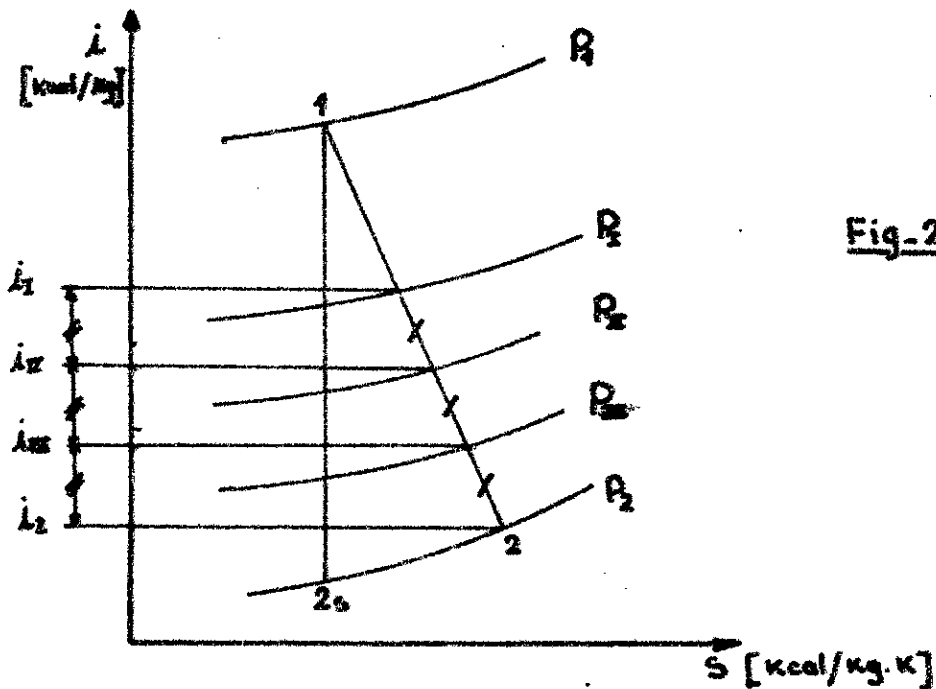


Fig-2

Du diagramme ($i-s$), et pour chaque valeur de P_2 , on détermine les valeurs de P_I et P_{III} correspondantes.

N°	P_2	P_I	P_{III}
1	3	1,040	0,300
2	4	1,305	0,350
3	5,5	1,694	0,400
4	6	1,813	0,414
5	6,5	1,925	0,430
6	7	2,040	0,443
7	8	2,250	0,466
8	12	3,080	0,568
9	14	3,450	0,614

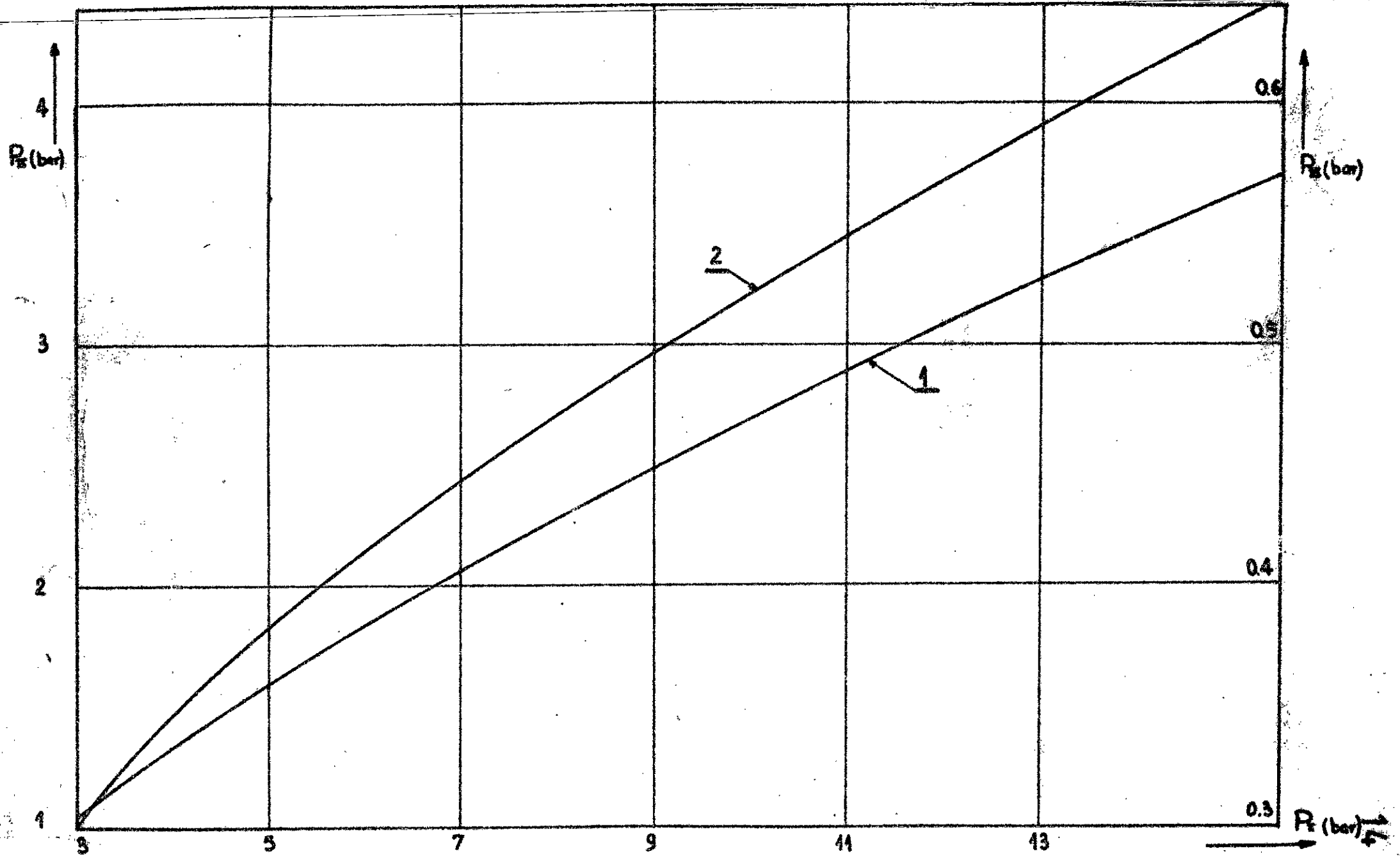
-T1-

N°	P_2	P_I	P_{III}
1	3	1,040	0,300
2	4	1,305	0,346
3	5,5	1,694	0,398
4	6	1,813	0,414
5	6,5	1,925	0,430
6	7	2,060	0,443
7	8	2,280	0,470
8	12	3,080	0,576
9	14	3,450	0,624

-T2-

Les pressions P_2 , P_I et P_{III} sont données en bar.

1. variation de la pression au deuxième soutirage en fonction de la pression au 1^{er} soutirage.
2. variation de la pression au troisième soutirage en fonction de la pression au 1^{er} soutirage.



*T₁ : tableau obtenu par lecture directe du diagramme (i-s), en utilisant la méthode d'approche citée au dessus.

Les valeurs de ce tableau nous ont permis de tracer les courbes $P_x = f(P_z)$ et $P_{II} = f(P_z)$.

*T₂ : tableau donnant les valeurs corrigées de P_x et P_{II} d'après les courbes ① et ② représentées à la page précédente.

1-7-4 Pressions P'_x , P'_z et P'_{II} :

Compte tenu des chutes de pressions de la vapeur au cours des soutirages, entre la turbine et les échangeurs correspondants, on a :

Avec des pertes de pressions estimées de 10% .

$$\begin{cases} P'_x = 0,9 \cdot P_x \\ P'_z = 0,9 \cdot P_z \\ P'_{II} = 0,9 \cdot P_{II} \end{cases}$$

1-7-5 Détermination des enthalpies pour le calcul des taux de soutirages.

1-7-5-1 Valeurs de i_x , i_z et i_{II} :

Valeurs correspondantes aux pressions P_x , P_z et P_{II} du tableau T₂. Ces valeurs sont lues directement sur le diagramme (i-s), et avec la méthode de la Fig.2 .

$$\begin{cases} i_x, i_z \text{ et } i_{II} \text{ en Kcal/Kg} \\ P_x, P_z \text{ et } P_{II} \text{ en bar} \end{cases}$$

N°	i_x	i_z	i_{II}
1	675,0	636,8	597,0
2	686,5	644,0	604,3
3	699,5	652,7	605,5
4	703,5	655,5	606,3
5	707,0	657,5	608,0
6	710,5	659,0	608,5
7	716,5	664,5	610,5
8	735,5	676,0	617,7
9	743,0	680,7	620,0

1-7-5-2 Paramètres à l'entrée des échangeurs :

Ces paramètres sont :

la pression, l'enthalpie et la température de saturation de la vapeur à l'entrée de chaque échangeur.

Les tables de la vapeur d'eau nous donnent :

- Les enthalpies i'_I, i'_II et i'_III en Kcal/kg.

- Les températures t'_I, t'_II et t'_III en °C.

en fonction des valeurs des pressions P'_I, P'_II et P'_III en bar.

N°	P'_I	i'_I	t'_I	P'_II	i'_II	t'_II	P'_III	i'_III	t'_III
1	2,70	130,67	130,0	0,936 0,936	98,04	97,8	0,270	66,79	66,7
2	3,60	140,79	139,9	1,175	102,78	102,5	0,344	67,00	69,9
3	4,95	152,75	151,4	1,525	111,79	111,4	0,358	73,30	73,2
4	5,40	156,15	154,8	1,632	113,78	113,4	0,373	74,28	74,2
5	5,85	159,33	157,8	1,733	115,65	115,3	0,387	75,17	75,1
6	6,30	162,34	160,7	1,854	117,49	117,0	0,399	75,93	75,8
7	7,20	167,94	166,1	2,052	121,56	121,0	0,423	77,32	77,2
8	10,80	186,00	183,3	2,772	130,31	129,6	0,518	82,34	82,2
9	12,60	193,37	190,2	3,105	135,5	134,7	0,562	84,40	84,3

1-7-5-3 Paramètres de l'eau quittant les échangeurs:

On suppose que la température de l'eau échauffée dans l'échangeur (I, II ou III), est inférieure de 5K à celle du condensat en quittant cet échangeur.

$$\text{C'est à dire : } t'_1 = t'_I - 5K$$

$$t'_2 = t'_II - 5K$$

$$t'_3 = t'_III - 5K$$

Après ce calcul, on obtient les enthalpies i'_1, i'_2 et i'_3 qui correspondent à t'_1, t'_2 et t'_3 . (Par lecture des tables de la vapeur d'eau)

- Les températures t'_1, t'_2 et t'_3 sont données en °C.

- Les enthalpie i'_1, i'_2 et i'_3 sont données en Kcal/kg.

N°	t'_1	i'_1	t'_2	i'_2	t'_3	i'_3
1	125,0	125,57	92,8	93,00	61,7	61,72
2	134,9	135,69	97,5	97,75	64,9	64,95
3	146,4	147,51	106,4	106,75	68,2	68,33
4	149,8	151,05	108,4	108,76	69,2	69,31
5	152,8	154,14	110,3	110,65	70,1	70,22
6	155,7	157,44	112,0	112,37	70,8	70,91
7	161,1	162,73	116,0	116,44	72,2	72,30
8	178,3	180,74	124,6	125,17	77,2	77,32
9	185,2	188,09	129,7	130,41	79,3	79,45

1-76 Calcul des taux de soutirages:

$$\alpha_1 = \frac{i'_1 - i'_2}{i_I - i'_I}$$

$$\alpha_2 = \frac{(i'_2 - i'_3) - \alpha_1(i'_2 - i'_{II})}{i_{II} - i'_{II}}$$

$$\alpha_3 = \frac{i'_3 - i'_{II}(\alpha_1 + \alpha_2) - i_{2c}(1 - \alpha_1 - \alpha_2) - \nu(P_p - P_2)}{i_{II} - i_{2c}}$$

* Calcul des termes constants dans l'expression de α_3 :

- i_{2c} : enthalpie de l'eau saturée à la pression $P_2 = 0,075 \text{ b}$.
De la table de la vapeur d'eau, on a: $i_{2c} = 168,65 \text{ KJ/kg}$

Soit $i_{2c} = 40,35 \text{ kcal/kg}$ et $t_{2c} = 40,25 \text{ °C}$

- P_p : Pression de refoulement de la pompe alimentaire.

on estime $P_p = P_1/0,9 \Rightarrow P_p = \frac{34,2}{0,9}$

soit $P_p = 38 \text{ bars}$.

- ν : Volume spécifique de l'eau, $\nu \approx 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$.

- $W_p = \nu(P_p - P_2)$: Travail de refoulement de la pompe.

$$W_p = 0,001(38 - 0,075) \cdot 100 \cdot \frac{1}{4,19} \text{ kcal/kg}$$

Soit $W_p = 0,91 \text{ kcal/kg}$.

Maintenant, on peut calculer les taux de soutirages, α_1, α_2 et α_3 .

Le taux de soutirage doit être croissant avec l'augmentation de la pression de soutirage correspondante.

Dans le tableau suivant, les valeurs des taux de soutirages, sont en %.

- TAUX DE SOUTIRAGES -

N°	α_1	α_2	α_3
1	5.984	5.453	2.491
2	6.952	5.572	2.830
3	7.455	6.538	3.031
4	7.726	6.678	3.088
5	7.941	6.821	3.144
6	8.162	6.980	3.163
7	8.438	7.409	3.187
8	10.113	7.737	3.464
9	10.494	8.232	3.515

VALEURS
EN %

1.7.7 Calcul des rendements :1.7.7.1 Rendement sans régénération : η_{sr}

La régénération, nous permet d'augmenter le rendement thermique de la turbine :

$$\eta_{sr} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{2c}} \quad \text{soit } \eta_{sr} = \frac{789 - 557,5}{789 - 40,35}$$

$$\text{D'où } \eta_{sr} = 0,3092$$

1.7.7.2 Rendement avec régénération : η_r

La régénération consiste à chauffer l'eau d'alimentation de la chaudière, par l'intermédiaire d'une certaine quantité de vapeur soutirée.

$$\eta_r = \frac{(i_1 - i_I) + (1 - \alpha_1)(i_I - i_{II}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(i_{II} - i_{III}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(i_{III} - i_2)}{i_1 - i_1}$$

Après simplification, et en remplaçant i_1 et i_2 par leurs valeurs, on obtient :

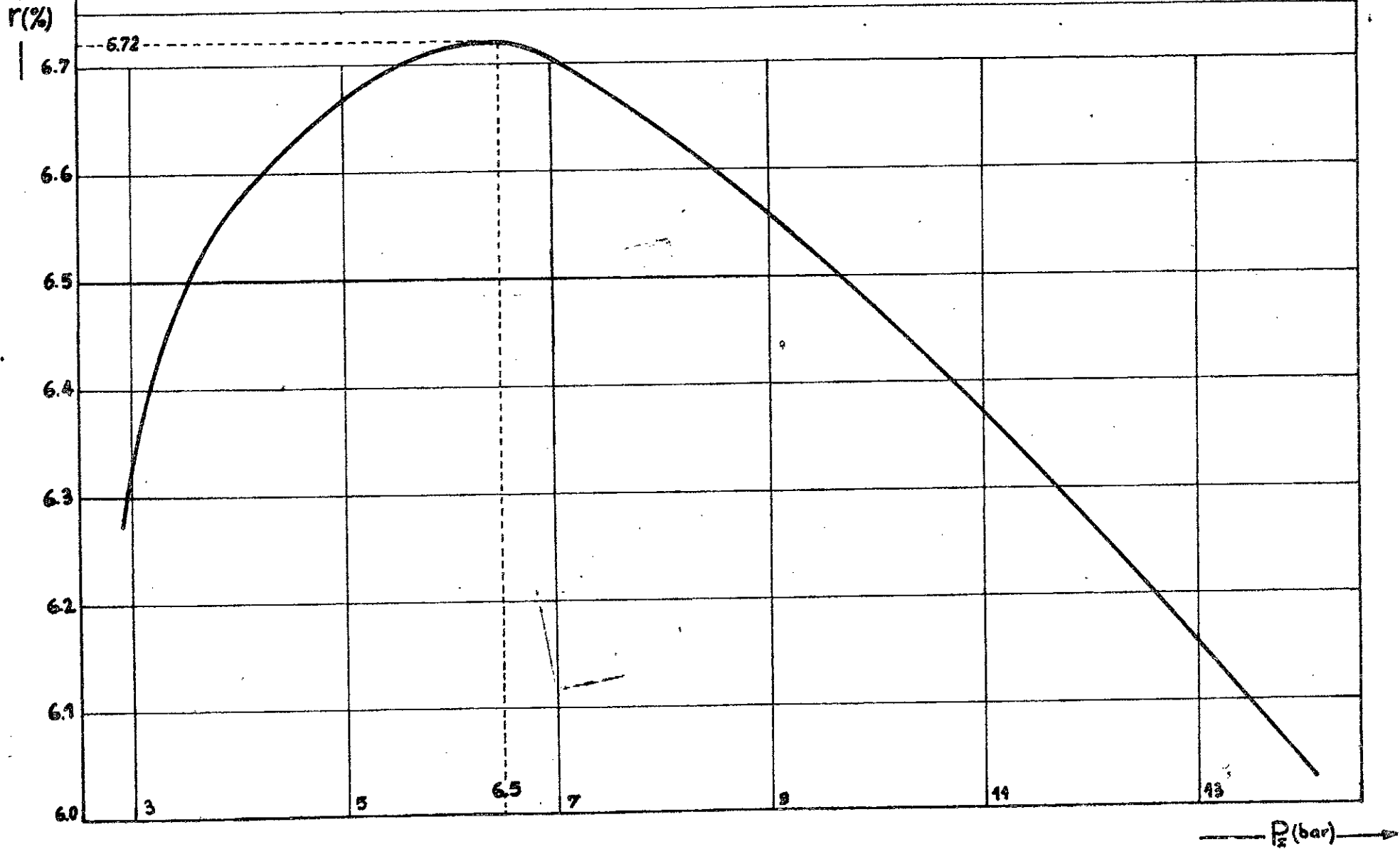
$$\eta_r = \frac{789 - \alpha_1 i_I - \alpha_2 i_{II} - \alpha_3 i_{III} - 557,5(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)}{789 - i_1}$$

P_r	3	4	5,5	6	6,5	7	8	12	14
η_r %	33,043	33,135	33,241	33,258	33,270	33,283	33,287	33,250	33,231

1.7.8 Gain relatif à l'introduction des soutirages : r

$$r = \frac{\eta_r - \eta_{sr}}{\eta_{sr}} \Rightarrow r = \frac{\eta_r - 0,3092}{0,3092}$$

Gain relatif à l'introduction des soutirages en fonction de la pression au premier soutirage



P_2	3	4	5,5	6	6,5	7	8	12	14
$r\%$	6,333	6,571	6,632	6,702	6,720	6,697	6,634	6,244	6,061

Tracé du graphe $r = f(P_2)$. (voir page précédente).

D'après ce graphe, on remarque que pour une pression du premier soutirage $P_2 = 6,5$ bars, le gain relatif à l'introduction des soutirages est maximum, et a pour valeur :

$$r_{\max} = 6,720\%$$

Donc, dans tout ce qui suit, on ne tiendra compte que des valeurs suivantes :

SOUTIRAGE : I $\alpha_1 = 7,941\%$	P_2	6,5	SOUTIRAGE : II $\alpha_2 = 6,821\%$	P_2	1,925	SOUTIRAGE : III $\alpha_3 = 3,144\%$	P_2	0,430
	P'_2	5,85		P'_2	1,733		P'_2	0,387
	t'_2	157,8		t'_2	115,3		t'_2	75,1
	t_2	152,8		t_2	110,3		t_2	70,1
	λ_2	707,0		λ_2	657,5		λ_2	608,0
	λ'_2	159,33		λ'_2	115,65		λ'_2	75,17
	λ_2	154,14		λ_2	110,65		λ_2	70,22

Tableau des rendements :

P_2 (bar)	r_{br} (%)	r (%)	r_r (%)
6,5	30,920	6,720	33,270

1-7-8 Calcul des débits de vapeur :

G_e : Débit à l'entrée de la turbine .

G_s : Débit à la sortie de la turbine .

G_I : Débit de vapeur après le premier soutirage .

G_{II} : Débit de vapeur après le deuxième soutirage .

G_{III} : Débit de vapeur après le troisième soutirage .

$$G_e = \frac{860 \cdot N_e}{\Delta H_s \cdot \eta_m \cdot (1 - \beta_{pe})} \cdot \frac{1}{3600} \quad [\text{Kg/s}]$$

$$\begin{aligned} \text{Avec : } \Delta H_s &= (\lambda_1 - \lambda_2) + (1 - \alpha_1)(\lambda_I - \lambda_{II}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(\lambda_{II} - \lambda_{III}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(\lambda_{III} - \lambda_2) . \\ \Delta H_s &= (789 - 707) + (1 - 0,07941)(707 - 657,5) + (1 - 0,07941 - 0,06821)(657,5 - 608) + \\ &\quad + (1 - 0,07941 - 0,06821 - 0,03144)(608 - 557,5) . \end{aligned}$$

$$\text{Soit } \Delta H_s = 211,22 \text{ Kcal/Kg}$$

$$G_e = \frac{860 \cdot 25000}{211,22 \cdot 0,985 (1-0,05)} \cdot \frac{1}{3600} \quad \text{soit } G_e = 30,22 \text{ Kg/s.}$$

- Consommation spécifique de vapeur à la régénération :

$$d = \frac{3600}{\Delta H_s} \text{ Kg/kwh ; avec : } \Delta H_s \text{ en KJ/Kg.}$$

$$1 \text{ Kwh} = 3600 \text{ KJ}$$

$$\text{Soit } d = \frac{3600}{211,22} \cdot \frac{1}{4,19} \Rightarrow d = 4,07 \text{ Kg/kwh}$$

- Consommation horaire :

$$D = d \cdot N_e \Rightarrow D = 4,07 \cdot 25000$$

$$\text{Soit } D = 101750 \text{ Kg/h.}$$

- G'_e : Débit de vapeur après l'étage de régulation, en supposant le coefficient de fuite par le tambour d'équilibrage $\xi_{fe} = 0,05$

$$\text{D'où : } G'_e = (1 - \xi_{fe}) \cdot G_e$$

$$G'_e = (1 - 0,05) \cdot 30,22 \quad \text{soit } G'_e = 28,71 \text{ Kg/s}$$

$$- G_s = G'_e (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) = 28,71 (1 - 0,07941 - 0,06821 - 0,03144)$$

$$\text{soit } G_s = 23,57 \text{ Kg/s}$$

$$- G_I = G'_e (1 - \alpha_1) = 28,71 (1 - 0,07941) \quad \text{soit } G_I = 26,43 \text{ Kg/s}$$

$$- G_{II} = G'_e (1 - \alpha_1 - \alpha_2) = 28,71 (1 - 0,07941 - 0,06821)$$

$$\text{Soit } G_{II} = 24,47 \text{ Kg/s}$$

$$- G_{III} = G'_e (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) = G_s$$

$$\text{Soit } G_{III} = 23,57 \text{ Kg/s}$$

Débites de vapeur soutirée :

a. soutirage I :

$$g_1 = \alpha_1 \cdot G'_e = 0,07941 \cdot 28,71 \quad \text{soit } g_1 = 2,28 \text{ Kg/s.}$$

b. soutirage II :

$$g_2 = (1 - \alpha_1) \alpha_2 \cdot G'_e = \alpha_2 \cdot G_I = 0,06821 \cdot 26,43$$

$$\text{Soit } g_2 = 1,80 \text{ Kg/s.}$$

c. soutirage III :

$$g_3 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \alpha_3 \cdot G'_e = \alpha_3 \cdot G_{II} = 0,03144 \cdot 24,47 \text{ Kg/s.}$$

$$\text{Soit } g_3 = 0,77 \text{ Kg/s.}$$

G_e	30,22	G_I	26,43	g_1	2,28
G'_e	28,71	G_{II}	24,47	g_2	1,80
G_s	23,57	G_{III}	23,57	g_3	0,77

Les débits ci-dessus sont donnés en Kg/s.

2. Calcul de disposition :

2.1 Dimensions des étages caractéristiques :

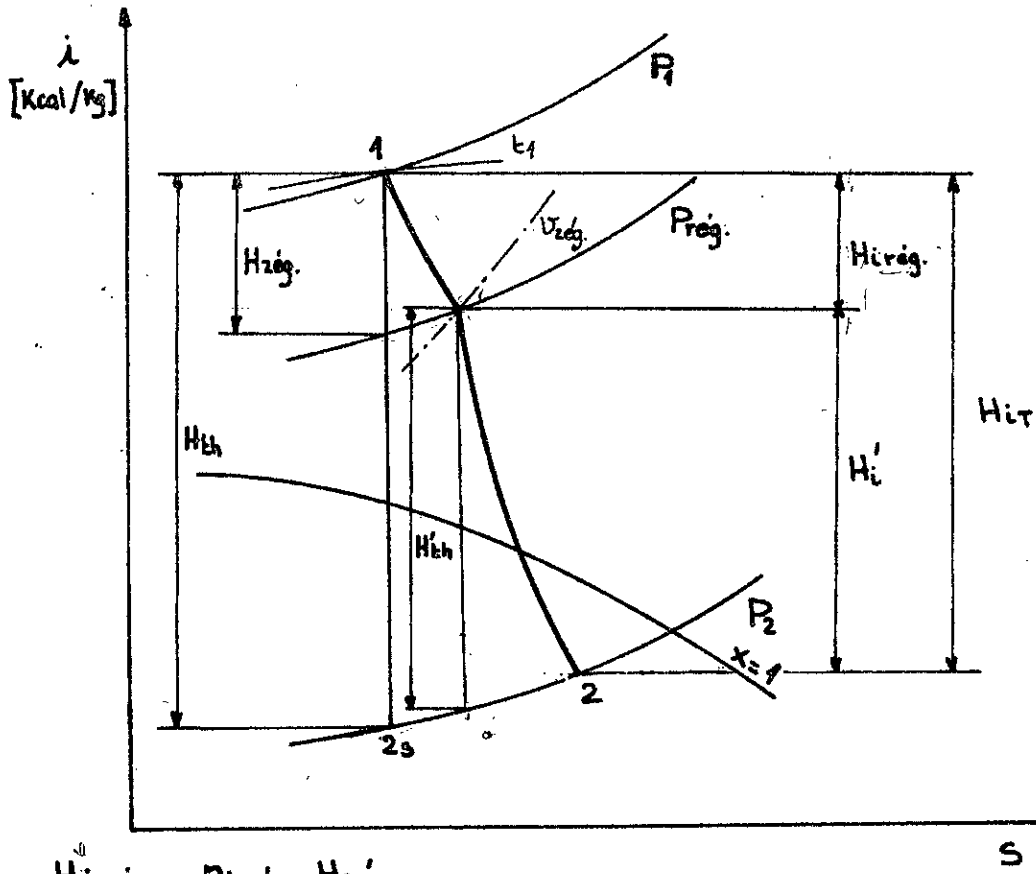
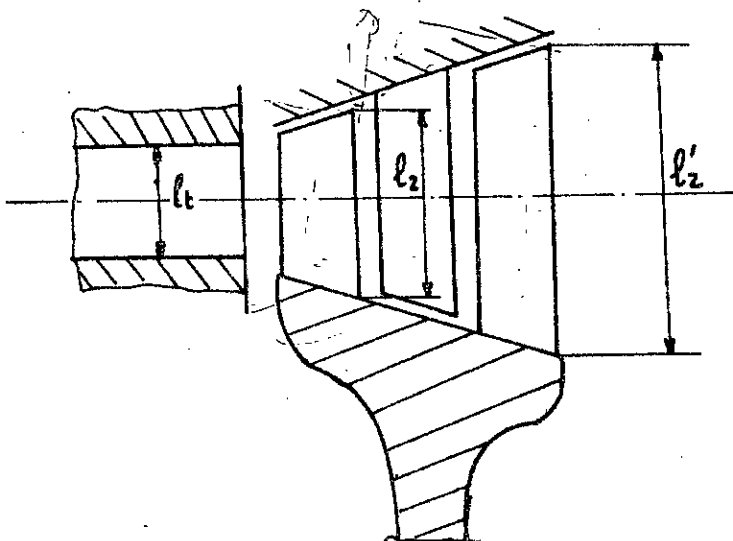


Fig-3

- $H'_{ég} = \eta_{ég} \cdot H_{2ég}$
- $H'_i = \eta_{iet} \cdot H'_{th}$
- $H'_{ir} = \eta_{ir} \cdot H_{th}$

CALCUL DE LA ROUE CURTISS ET DU PREMIER ETAGE - R -



SCHEMA SIMPLIFIE
DE LA ROUE CURTISS
A DEUX ETAGES DE
VITESSES

Fig-4

- Roue Curtiss à 2 étages de vitesses -

1	H _{zég.}	Kcal/Kg	adopté	50	60	70	80
2	P _{zég.}	bar	diagramme (i-s)	16,5	14,0	12,0	10,1
3	φ	-	adopté	← 0,95 →			
4	C ₁	m/s	= φ · 91,53 √H _{zég.}	64,85	673,54	727,51	777,74
5	C ₁ /u	-	adopté	← 4,2 →			
6	u	m/s	= C ₁ · u/c ₁	146,39	160,37	173,22	185,18
7	D _{zég.}	mm	= $\frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n_r} \cdot 10^3$	931,97	1020,92	1102,72	1178,86
8	U _{zég.}	m ² /kg	diagramme (i-s)	0,1750	0,2019	0,2304	0,2701
9	z _{zég.}	-	adopté	← 0,65 →			

- Réduction de la roue Curtiss aux étages à réaction -

10	(U _{zég. red.}) ²	m ² /s ²	= X · H _{zég.} $\frac{z_{zég.}}{z_{iet}}$	122941	147529	172117	196705
11	(ΣU ²)'	m ² /s ²	= μ H _{th} X - (U _{zég.}) ² red.	754282	729694	705106	680518
12	H' _{th}	Kcal/Kg	diagramme (i-s)	227,5	218,5	210,5	201,0
13	μ'	-	= $\frac{\mu \cdot H'_{th} - H_{zég.}}{H'_{th}}$	1,029	1,025	1,017	1,015
14	X'	kg · m ² /Kcal · s	= $\frac{(\Sigma U^2)'}{\mu' \cdot H'_{th}}$	3222	3258	3294	3336

- Premier étage à réaction -

15	u/c ₁	-	f(X')	0,880	0,888	0,896	0,904
16	α ₁	(°)	f(X')	20°18'	20°00'	19°39'	19°21'
17	sin α ₁	-	—	0,3469	0,3420	0,3363	0,3313
18	β	-	$1 - \frac{0,7}{20 \cdot \sin \alpha_1}$	0,8991	0,8977	0,8959	0,8944
19	D ² z ₁	m ³	$\frac{Ge(1 - \beta_{rel}) \cdot U_{zég.} \cdot u/c_1 \cdot 60}{\pi^2 \cdot \beta \cdot n_r \cdot \sin \alpha_1}$	0,0287	0,0340	0,0399	0,0474
20	β _{rel.}	-	adopté	← 0,025 →			

2-1-2 Calcul du premier étage à réaction :

Pour cela on utilise les 2 relations suivantes

a. équation de continuité :

$$v_1 \cdot G_0 (1 - \xi_{fe}) = \pi^2 D_1^2 l_1 \sum \pi r \sin \alpha_1 \frac{c_1}{u} \cdot \frac{1}{60}$$

b. Formule d'Anderhub :

Cette formule est utilisée pour déterminer les fuites internes.

$$\xi_{fi} = 1,72 \frac{s^{1,4}}{l}$$

avec : s : jeu de fuites en [mm]
 l : longueur de l'aube en [mm].
 ξ_{fi} : coefficient de perte par fuites internes.

Suivant la valeur de $\frac{s}{D}$, on a une formule pour ξ_{fi} .

$$\frac{s}{D} = \frac{1}{1000} \longrightarrow \xi_{fi} = 1,72 \cdot 10^{-3} \frac{D^{1,4}}{l}$$

$$\frac{s}{D} = \frac{1}{750} \longrightarrow \xi_{fi} = 2,565 \cdot 10^{-3} \frac{D^{1,4}}{l}$$

$$\frac{s}{D} = \frac{1}{500} \longrightarrow \xi_{fi} = 4,55 \cdot 10^{-3} \frac{D^{1,4}}{l}$$

D : [m]
 l : [m]
 $\xi_{fi} = 2,5\%$

Suite du tableau page 23

21	D_1	mm	1	$\frac{s}{D} = \frac{1}{1000}$	773,25	812,77	851,94	898,98
22	l_1	mm			48,00	51,47	54,97	59,27
23	$\frac{D_{reg} - D_1}{2}$	mm			79,36	104,08	125,39	139,94
24	D_1	mm	2	$\frac{s}{D} = \frac{1}{750}$	687,50	722,64	757,46	799,29
25	l_1	mm			60,72	65,11	69,54	74,98
26	$\frac{D_{reg} - D_1}{2}$	mm			122,24	149,14	172,63	189,79
27	D_1	mm	3	$\frac{s}{D} = \frac{1}{500}$	580,85	610,53	639,95	675,29
28	l_1	mm			85,07	91,21	97,43	105,04
29	$\frac{D_{reg} - D_1}{2}$	mm			175,56	205,20	231,39	251,79

Méthode de calcul de la roue Curtiss et du premier étage à réaction

tableaux pages 23-24

1. On choisit des chutes d'enthalpies dans la roue Curtiss
 $H_{zég} = 50, 60, 70$ et 80 Kcal/Kg.

On fait les calculs par exemple pour $H_{zég} = 50$ Kcal/Kg.

2. Du diagramme (i-s), on lit $P_{zég} = 16,5$ bars. (voir fig-3)

3. On adopte un coefficient de ralentissement de la vitesse absolue $\varphi = 0,95$.

4. On calcul $C_1 = \varphi \cdot 91,53 \sqrt{H_{zég}} = 0,95 \cdot 91,53 \sqrt{50}$
 soit $C_1 = 614,85 \text{ m s}^{-1}$

5. On adopte $\frac{C_1}{u} = 4,2$

6. La vitesse périphérique $u = C_1 \cdot \frac{u}{C_1} = 614,85 \cdot \frac{1}{4,2}$
 soit $u = 146,39 \text{ m s}^{-1}$

7. Le diamètre de la roue Curtiss est donné par

$$D_{zég} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n_T} \cdot 10^3 = \frac{60 \cdot 146,39}{\pi \cdot 3000} \cdot 10^3 = 931,97 \text{ mm}$$

Avec : $n_T = 3000 \text{ tr/min}$ (vitesse de rotation de la turbine)

8. Le volume spécifique de la vapeur surchauffée au point de régulation, est $v_{zég} = 0,1750 \text{ m}^3/\text{kg}$.

9. Le rendement intérieur de la roue Curtiss est adopté, soit $\eta_{izég} = 0,65$

Réduction de la roue Curtiss aux étages à réaction

10. $(u_{zég})_{zéd}^2$: Carré de la vitesse périphérique de la roue Curtiss, après réduction aux étages à réaction.

$$(u_{zég})_{zéd}^2 = \chi \cdot H_{zég} \frac{\eta_{izég}}{\eta_{iet}} = 3100 \cdot 50 \cdot \frac{0,65}{0,8195}$$

$$\text{soit } (u_{zég})_{zéd}^2 = 122941 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

11. $(\sum U^2)' = \mu H_{th} \chi - (u_{zég})_{zéd}^2 = 1,05 \cdot 270,5 \cdot 3100 - 122941$
 soit $(\sum U^2)' = 754282 \text{ m}^2/\text{s}^2$

12. $H'_{th} = 227,5$ Kcal/Kg (Diag. (i-s). voir fig-3)

13. μ' : Coefficient d'auto-surchauffe de la vapeur pour la partie réaction de la turbine.

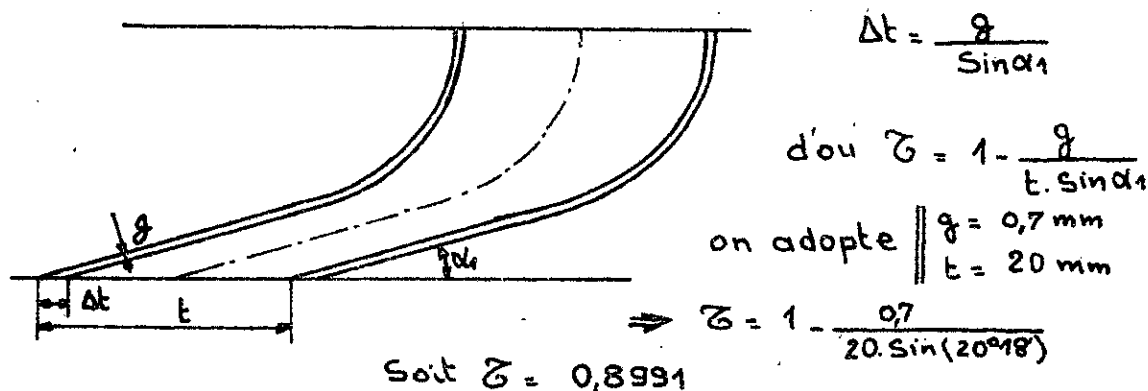
$$\mu' = \frac{\mu \cdot H_{th} - H_{zég}}{H'_{th}} = \frac{1,05 \cdot 270,5 - 50}{227,5} = 1,029$$

14. Nombre de Parsons pour la partie réaction :

$$\chi' = \frac{(\sum U^2)'}{\mu' \cdot H'_{th}} = \frac{754282}{1,029 \cdot 227,5} \quad \text{soit } \chi' = 3222 \text{ Kg.m}^2/\text{Kcal.s}^2$$

Premier étage à réaction

15. $u/c_1 = f(X')$ $\Rightarrow u/c_1 = 0,880$ // Diagramme page 10
 16. $\alpha_1 = f(X')$ $\Rightarrow \alpha_1 = 20^\circ 18'$ // pour $X' = 3222 \text{ Kg. m}^2 / \text{Kcal. s}^2$
 17. $\sin \alpha_1 = \sin(20^\circ 18') = 0,3469$
 18. Coefficient d'obstruction de la tuyère : $\zeta = 1 - \frac{\Delta t}{t}$



19. Equation de continuité de l'écoulement :

$$v_1 G_e (1 - \zeta_{fe}) = \pi^2 D_1^2 l_1 \zeta \eta_r \sin \alpha_1 \frac{c_1}{u} \cdot \frac{1}{60}$$

$$\Rightarrow D_1^2 l_1 = \frac{G_e (1 - \zeta_{fe}) \cdot v_1 \cdot \frac{u}{c_1} \cdot 60}{\pi^2 \zeta \eta_r \sin \alpha_1} \quad \text{avec } v_1 \approx v_{20g}$$

$$\text{d'où } D_1^2 l_1 = \frac{30,22 (1 - 0,05) \cdot 0,1750 \cdot 0,880 \cdot 60}{\pi^2 \cdot 0,8991 \cdot 3000 \cdot 0,3469}$$

$$\text{soit } D_1^2 l_1 = 0,0287 \text{ m}^3$$

20. On adopte un coefficient de fuites intérieures

$$\zeta_{fi} = 0,025$$

* Calcul du diamètre et de la longueur de l'aube du premier étage à réaction.

21. On utilise la formule d'Anderhub, et on choisit par exemple de faire le calcul pour $\frac{s}{D} = \frac{1}{1000}$

$$\Rightarrow \zeta_{fi} = 1,72 \cdot 10^{-3} \frac{D_1^{1,4}}{l_1} \quad \text{①}$$

D'autre part, on a calculé $D_1^2 l_1 = 0,0287 \text{ m}^3 \Rightarrow l_1 = \frac{0,0287}{D_1^2}$

et de l'équation ① $\Rightarrow l_1 = \frac{1,72 \cdot 10^{-3}}{0,025} \cdot D_1^{1,4}$

En égalisant les deux relations de l_1 , on obtient :

$$D_1 = \sqrt[3,4]{\frac{0,0287 \cdot 0,025}{1,72 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^3} \text{ soit } D_1 = 773,25 \text{ mm}$$

22. $l_1 = \frac{0,0287}{D_1^2}$ d'après le point 21.

$$\Rightarrow l_1 = \frac{0,0287 \cdot 10^9}{(773,25)^2} \text{ soit } l_1 = 48,00 \text{ mm.}$$

$$23. \frac{D_{\text{rég}} - D_1}{2} = \frac{931,97 - 773,25}{2} \text{ soit } \frac{D_{\text{rég}} - D_1}{2} = 79,36 \text{ mm.}$$

2.1.3 Calcul du dernier étage à réaction :

- Equation de continuité de l'écoulement à la sortie de la turbine :

$$G_s \cdot v_s = D_d \cdot \pi \cdot \frac{l_d}{D_d} \cdot D_d \cdot z \cdot \frac{C_1}{U} \cdot \frac{D_d \cdot \pi \cdot n_r}{60} \cdot \sin \alpha_1$$

Avec :

- v_s : volume spécifique de la vapeur humide à la sortie de la turbine. $v_s = v_s' + x(v_s'' - v_s')$

v_s' : volume massique de l'eau aux conditions de sortie de la turb.

v_s'' : volume massique de la vapeur saturée aux conditions de sortie de la turbine.

Comme la quantité : $(v_s' - x v_s')$ est pratiquement négligeable

On a : $v_s = x v_s''$

- Pour $P_2 = 0,075 \text{ bar} \Rightarrow v_s'' = 19,32 \text{ m}^3/\text{kg}$.

et le titre $x = 0,90$ (diagramme $i-s$)

Donc $v_s = 0,90 \cdot 19,32$ Soit $v_s = 17,39 \text{ m}^3/\text{kg}$.

- $z = 0,950$ (Construction du dernier étage).

Donc, on peut calculer le diamètre du dernier étage

par :

$$D_d = \sqrt[3]{\frac{G_s \cdot v_s \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \frac{D_d}{2d} \cdot 60}{\pi^2 \cdot z \cdot n_r \cdot \sin \alpha_1}} = \sqrt[3]{\frac{23,57 \cdot 17,39 \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \frac{D_d}{2d} \cdot 60}{\pi^2 \cdot 0,950 \cdot 3000 \cdot \sin \alpha_1}}$$

D_d : [m]

et la vitesse $U_d = \frac{\pi \cdot n_r \cdot D_d}{60}$ [ms⁻¹]

* Pour le calcul du dernier étage, on adopte un coefficient de Parsons $\chi_d > \chi$, et $\alpha_1 = 30, 36$ et 40°

Pour $\chi_d = 3300 \text{ Kg.m}^2/\text{Kcal.s}^2 \Rightarrow \frac{U}{C_1} = 0,836, 0,790$ et $0,752$

Ces valeurs $\frac{U}{C_1}$ sont obtenues du diagramme page 28

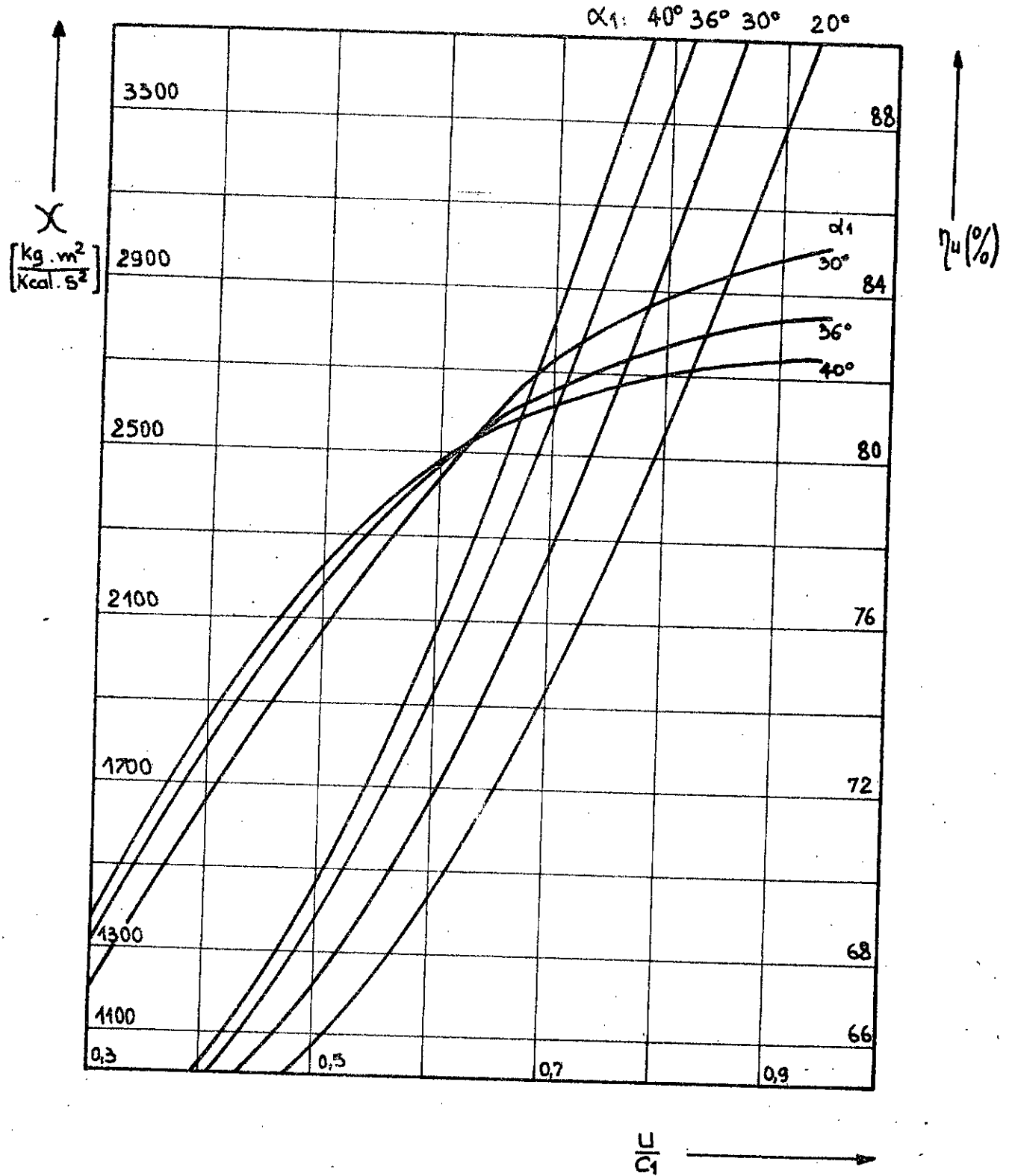
On calcule D_d pour $\frac{l_d}{D_d} = \frac{1}{4}$ et $\frac{1}{3,5}$ (Valeurs adoptées):

- Remarque : Si $\frac{l_d}{D_d} > \frac{1}{6}$, les aubages seront vrillés.

α_1 (°)	$\sin \alpha_1$	$(\frac{U}{C_1})_{opt}$	$\frac{l_d}{D_d} = 1/4$		$\frac{l_d}{D_d} = 1/3,5$	
			D_d (m)	U_d (m/s)	D_d (m)	U_d (m/s)
30°	0,5000	0,836	1,802	283,06	1,723	270,67
36°	0,5878	0,790	1,675	263,13	1,602	251,67
40°	0,6428	0,752	1,599	251,23	1,530	240,30

Paramètres pour le calcul des derniers étages à réaction

[3]



2-2 Choix des paramètres pour le calcul de la roue Curtiss

2-2-1 Choix de $H_{zég}$:

Pour faire le choix de $H_{zég}$, on doit tenir compte de (U_{max}) et définir le type de tuyère que l'on aura à construire.

- $U_{max} = (140 \div 160) \text{ m/s}$

- type de tuyère, selon le rapport $\frac{P_{zég}}{P_1}$.

$\beta_c = \beta_{\text{vap. surchauffé}} \cdot \beta_c = 0,5457$

La pression critique est : $P_c = \beta_c \cdot P_1$

$\Rightarrow P_c = 0,5457 \cdot 34,2$ soit $P_c = 18,66 \text{ bars}$

D'autre part, il faut que la roue Curtiss assure une chute d'enthalpie maximale, pour avoir moins d'étages à réaction.

Avec ces critères cités ci-dessus, on choisit :

$H_{zég} = 60 \text{ Kcal/Kg.}$

Et on a :

* $U = 160,37 \text{ m/s}$ (limite de U_{max}).

* $P_{zég} = 14 \text{ bars} \Rightarrow P_{zég} < P_c$ d'où on a une vitesse supersonique.

2-2-2 Recherche de $(\frac{C_1}{U})_{opt.}$:

On choisit $\alpha_1 = 18^\circ$, valeur qui est assez grande, pour avoir un plus grand rendement η_u . ($\alpha_1 = 16^\circ \div 18^\circ$).

Tableau pour $\alpha_1 = 18^\circ$, et $\frac{r_2}{r_1} = 2$ (Voir Fig-4)

C_1/U	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
β_2	20°37'	20°28'	20°20'	20°12'	20°04'	19°58'
α_1	29°00'	28°24'	27°50'	27°18'	26°49'	26°22'
β_2'	55°01'	52°50'	50°37'	48°38'	46°44'	45°00'
η_u	0,6928	0,6914	0,6898	0,6876	0,6850	0,6821

Pour avoir $(\frac{C_1}{U})_{opt.}$, on aura à tracer le graphe

$\eta_{ic} = f(\frac{C_1}{U})$.

η_{ic} : rendement indiqué de la roue Curtiss.

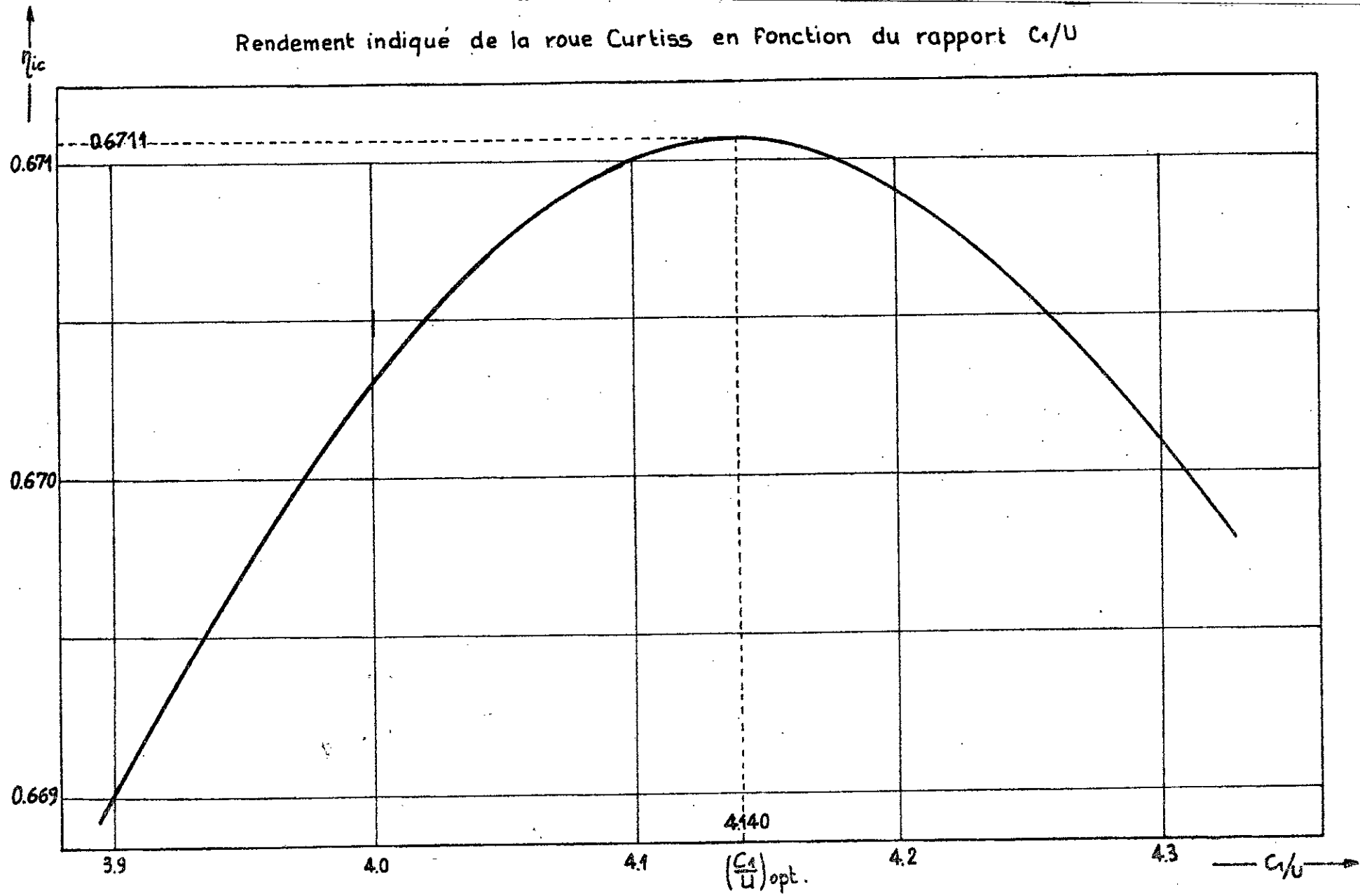
$\eta_{ic} = \eta_u - \mathcal{P}_v$

\mathcal{P}_v : perte par frottement et ventilation.

Hözég = 60 Kcal/Kg.

N°	Grandeur		Méthode de calcul	1	2	3	4	5
	Symb.	unité						
1	C/u	—	adopté	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3
2	α_1	(°)	adopté	←————— 18° —————→				
3	C ₁	ms ⁻¹	$9,91,53 \sqrt{\text{Hözég}}$	←————— 673,54 —————→				
4	U	ms ⁻¹	$C_1 \cdot U/C_1$	172,70	168,39	164,28	160,37	156,64
5	D _{réq}	m	$\frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n_r}$	1,099	1,072	1,046	1,021	0,997
6	F	m ²	$\frac{G_e}{\psi_{\max} \cdot 10^2} \sqrt{\frac{D_1}{P_1}}$	←————— 0,0078 —————→				
7	l _t	mm	adopté	←————— 24 —————→				
8	b _t	mm	0,6 · l _t	←————— 14,40 —————→				
9	f _t	mm ²	l _t · b _t	←————— 345,60 —————→				
10	Z _t	—	$\frac{F}{f_t}$	←————— 22,57 —————→				
11	Z _t	—	entier $\approx Z_t$	←————— 24 —————→				
12	f _t	mm ²	$\frac{F}{Z_t}$	←————— 325,00 —————→				
13	b _t	mm	$\frac{f_t}{l_t}$	←————— 13,54 —————→				
14	E	—	$\frac{Z_t \cdot (b_t + g)}{\pi \cdot \text{Dréq} \cdot \sin(\alpha_1 - \omega)}$	0,4035	0,4137	0,4240	0,4343	0,4448
15	N _{f_v}	Cv	Formule p. 33	245,84	218,13	193,87	172,67	154,03
16	AL _{f_v}	$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$	$\frac{75 N_{f_v}}{427 \cdot G_e}$	1,4289	1,2678	1,1268	1,0036	0,8952
17	f _{f_v}	—	$\frac{AL_{f_v}}{\text{Hözég}}$	0,0238	0,0211	0,0188	0,0167	0,0149
18	η_u	—	tableau p. 29	0,6928	0,6914	0,6898	0,6876	0,6850
19	η_{ic}	—	$\eta_u - f_{f_v}$	0,6690	0,6703	0,6710	0,6709	0,6701

Rendement indiqué de la roue Curtiss en Fonction du rapport C_1/U



Donc $\left(\frac{C_1}{U}\right)_{\text{opt}} = 4,140$ pour $\eta_{\text{ie.max}} = 0.6711$

Détails de calcul du tableau page 30.

$$H_{\text{zég}} = 60 \text{ Kcal/Kg.}$$

1. Les valeurs de $\frac{C_1}{U}$, sont adoptées. On choisit par exemple $\frac{C_1}{U} = 3,9$ pour détailler le calcul de la première colonne du tableau cité au dessus.

2. $\alpha_1 = (16^\circ \div 18^\circ)$. On choisit une valeur assez grande pour avoir un meilleur rendement η_u . Soit $\alpha_1 = 18^\circ$.

$$3. C_1 = \psi \cdot 91,53 \sqrt{H_{\text{zég}}} = 0,95 \cdot 91,53 \sqrt{60} \Rightarrow C_1 = 673,54 \text{ m/s.}$$

$$4. U = C_1 \cdot \frac{U}{C_1} = 673,54 \cdot \frac{1}{3,9} \Rightarrow U = 172,70 \text{ m/s.}$$

$$5. D_{\text{zég}} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n_r} = \frac{60 \cdot 172,70}{\pi \cdot 5000} \Rightarrow D_{\text{zég}} = 1,099 \text{ m.}$$

$$6. F = \frac{G_e}{\psi_{\text{max}} \cdot 10^2} \cdot \sqrt{\frac{U_1}{P_1}} \quad [\text{m}^2] \quad \left\| \begin{array}{l} G_e = 30,22 \text{ Kg/s : Débit de vapeur} \\ \text{à l'entrée de la roue Curtiss.} \\ \psi_{\text{max}} = 2,03 \text{ (vap. surchauffée).} \\ U_1 = 0,0936 \text{ m}^2/\text{Kg (Diag. "i-s")} \\ P_1 = 34,2 \text{ bars.} \end{array} \right.$$

$$\text{D'où } F = 0,0078 \text{ m}^2.$$

7. l_t est choisit d'après 2 critères:

$$- l_t \geq 18 \text{ mm (construction)}$$

$$- l_t / \varepsilon \leq 0,45.$$

$$\text{soit } l_t = 24 \text{ mm.}$$

$$8. b'_t = (0,6 \div 0,7) l_t, \text{ soit } b'_t = 0,6 \cdot 24 \Rightarrow b'_t = 14,40 \text{ mm.}$$

$$9. f'_t = l_t \cdot b'_t = 24 \cdot 14,4 \Rightarrow f'_t = 345,60 \text{ mm}^2.$$

$$10. \text{Nombre de tuyères : } z'_t = \frac{F}{f'_t} = \frac{0,0078 \cdot 10^6}{345,60} \Rightarrow z'_t = 22,57$$

11. Correction de z'_t : le nombre de tuyères est entier, et de préférence multiple de 3, puisque on aura 3 vannes de réglage de vapeur à l'admission. Soit $z_t = 24$.

$$12. \text{Correction de } f'_t, \text{ d'après } z_t \Rightarrow f_t = \frac{F}{z_t} = \frac{0,0078 \cdot 10^6}{24} = 325 \text{ mm}^2$$

$$13. \text{Valeur corrigée de } b'_t : b_t = \frac{f_t}{l_t} = \frac{325}{24} \text{ soit } b_t = 13,54 \text{ mm}$$

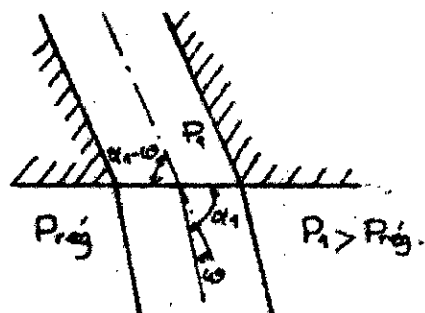
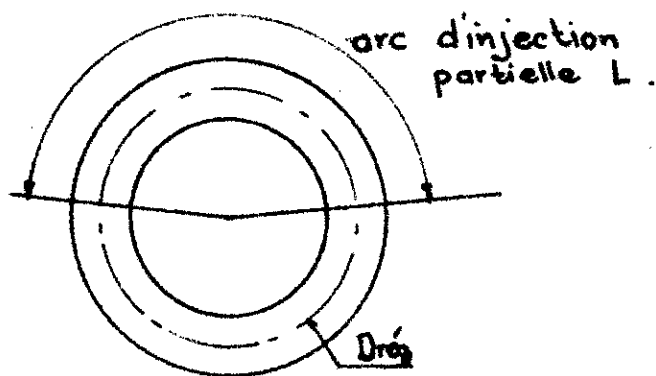
14. Degré d'injection ε :

$$\varepsilon \leq 0,45 \text{ (raisons de construction).}$$

$$\varepsilon = \frac{z_t (b_t + g)}{\pi \cdot D_{\text{zég}} \cdot \sin(\alpha_1 - \omega)}$$

$$\varepsilon = \frac{24 (13,54 + 0,7)}{\pi \cdot 1,099 \cdot \sin(18 - 3,8)} = 0,4035$$

- $g = (0,6 \div 1,0) \text{ mm}$, On adopte $g = 0,7 \text{ mm}$
 ω : Angle de correction de la détente d'une veine supersonique à la sortie de la tuyère d'injection.



$$\varepsilon = \frac{L}{\pi \cdot D_{ég}} \quad \text{avec } L = \frac{Z_t (bt + g)}{\sin(\alpha_1 - \omega)}$$

Comme on a une vitesse supersonique, les ondes de choc obliques remplacent la

partie divergente de la tuyère. Le rendement sera meilleur en régime anormal.

Pour tenir compte du rapport $\frac{P_{ég}}{P_1}$ supercritique de notre tuyère, qui sera convergente, il faut corriger α_1 par ω .

$$\frac{P_{ég}}{P_1} = \frac{14}{34,2} = 0,41 \Rightarrow \omega = 3,8^\circ$$

Page 34: Diagramme $\omega = f\left(\frac{P_{ég}}{P_1}\right)$ - Avec $K=1,30$: vap. surchauffée.

15. Formule de Stodola pour la puissance perdue par frottement et ventilation.

$$N_{fv} = \underbrace{\alpha_1 \cdot \alpha_2 [1,46 D_{ég}^2 + 0,83(1-\varepsilon) D_{ég} \ell^{1,5}]}_{\text{Pertes par frotts}} \cdot \underbrace{\frac{U^3}{U_{ég} \cdot 10^6}}_{\text{Pertes par ventilation}} \quad [\text{Cv}]$$

- α_1, α_2 : Coefficients pour vapeur surchauffée.

$$\alpha_1 = 1,2 \quad ; \quad \alpha_2 = 1.$$

- $D_{ég}$: [m] - $U_{ég} = 0,2019 \text{ m}^3/\text{kg}$ - U : vit. périphérique en [m/s]

$$\ell = \frac{\ell_2^2 + \ell t}{2} \quad ; \quad \text{or } \frac{\ell_2^2}{\ell t} = 2 \Rightarrow \ell = \frac{3}{2} \ell t \quad [\text{cm}]$$

$$\ell = \frac{3}{2} \cdot 2,4 \quad \text{soit } \ell = 3,6 \text{ cm}$$

$$N_{fv} = 1,2 \cdot 1 [1,46 (1,099)^2 + 0,83(1-0,4035) \cdot 1,099 (3,6)^{1,5}] \frac{(172,70)^3}{0,2019 \cdot 10^6}$$

soit $N_{fv} = 245,84 \text{ Cv}$.

16. Travail de frottement et ventilation : $AL_{fv} = \frac{75 \cdot N_{fv}}{427,6}$

$$AL_{fv} = \frac{75 \cdot 245,84}{427,30,22} \quad \text{soit } AL_{fv} = 1,4289 \text{ Kcal/Kg}$$

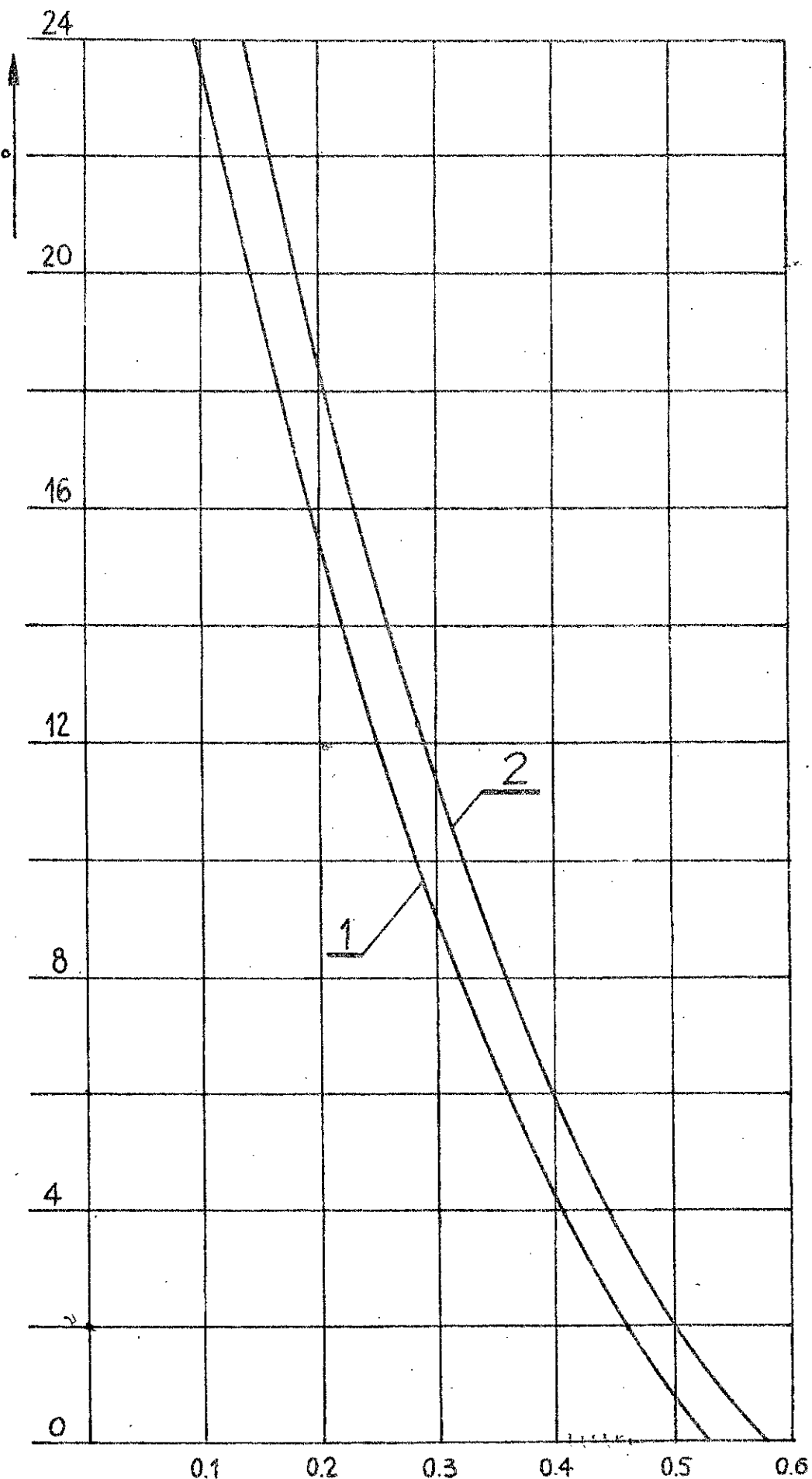
17. Coefficient de pertes par frottement et ventilation : $\zeta_{fv} = \frac{AL_{fv}}{H_{ég}}$

$$\zeta_{fv} = \frac{1,4289}{60} \quad \text{soit } \zeta_{fv} = 0,0238$$

18. $\eta_u = 0,6928$ page 29.

19. $\eta_{ic} = \eta_u - \zeta_{fv}$ soit $\eta_{ic} = 0,6928 - 0,0238 \Rightarrow \eta_{ic} = 0,6690$

Diagramme pour la correction de l'angle α_1



1: $k = 1.30$ Vapeur surchauffée

2: $k = 1.135$ Vapeur humide

Prég.
P₁

2.3 Calcul définitif de la roue Curtiss.

Calcul de base: $H_{zég}$, $(\frac{C_1}{U})_{opt}$ et $\eta_{ic,max}$

$$H_{zég} = 60 \text{ Kcal/Kg.}$$

- $\varphi = 0,95$ adopté auparavant.

$$- C_1 = \varphi \cdot 91,53 \sqrt{H_{zég}} = 0,95 \cdot 91,53 \sqrt{60} \quad \text{soit } C_1 = 673,54 \text{ m/s}$$

$$\left(\frac{C_1}{U}\right)_{opt} = 4,140$$

$$- U = C_1 \cdot \frac{1}{\frac{C_1}{U}} = 673,54 \cdot \frac{1}{4,14} \quad \text{soit } U = 162,69 \text{ m/s}$$

$$- D_{zég} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n_r} = \frac{60 \cdot 162,69}{\pi \cdot 3000} \Rightarrow D_{zég} = 1,036 \text{ m.}$$

$$\eta_{i,zég} = \eta_{ic,max} = 0,6711$$

$$- U_{zég} = 0,2019 \text{ m}^3/\text{Kg} ; \text{ avec } U_{zég} = \frac{0,01 \lambda_{zég} - \Delta}{R_{zég}} ; \text{ Diag (i-s)}$$

$$- (U_{zég}^2)_{zéd} = \chi \cdot H_{zég} \cdot \frac{\eta_{ic,max}}{\eta_{iét.}} = 3100 \cdot 60 \cdot \frac{0,6711}{0,8195}$$

$$\text{D'où } (U_{zég}^2)_{zéd} = 152318 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$- \sum U^2 = \mu \cdot H_{th} \cdot \chi = 1,05 \cdot 270,5 \cdot 3100 \Rightarrow \sum U^2 = 880478 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$- (\sum U^2)' = \sum U^2 - (U_{zég}^2)_{zéd} = 880478 - 152318$$

$$\text{soit } (\sum U^2)' = 728160 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$- H'_{th} = 218,5 \text{ Kcal/Kg} \quad (\text{Diagramme } \lambda\text{-s})$$

$$- \mu' = \frac{\mu \cdot H_{th} - H_{zég}}{H'_{th}} = \frac{1,05 \cdot 270,5 - 60}{218,5} \quad \text{soit } \mu' = 1,025$$

- Nombre de Parsons pour la partie réaction :

$$\chi' = \frac{(\sum U^2)'}{\mu' \cdot H'_{th}} = \frac{728160}{1,025 \cdot 218,5}$$

$$\text{soit } \chi' = 3251 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}^2}{\text{Kcal} \cdot \text{s}^2}$$

- Calcul du degré d'injection partielle de la roue Curtiss.

Par interpolation du tableau page 30.

$$- \text{pour } \frac{C_1}{U} = \left(\frac{C_1}{U}\right)_{opt} = 4,140 \Rightarrow \epsilon = 0,4281$$

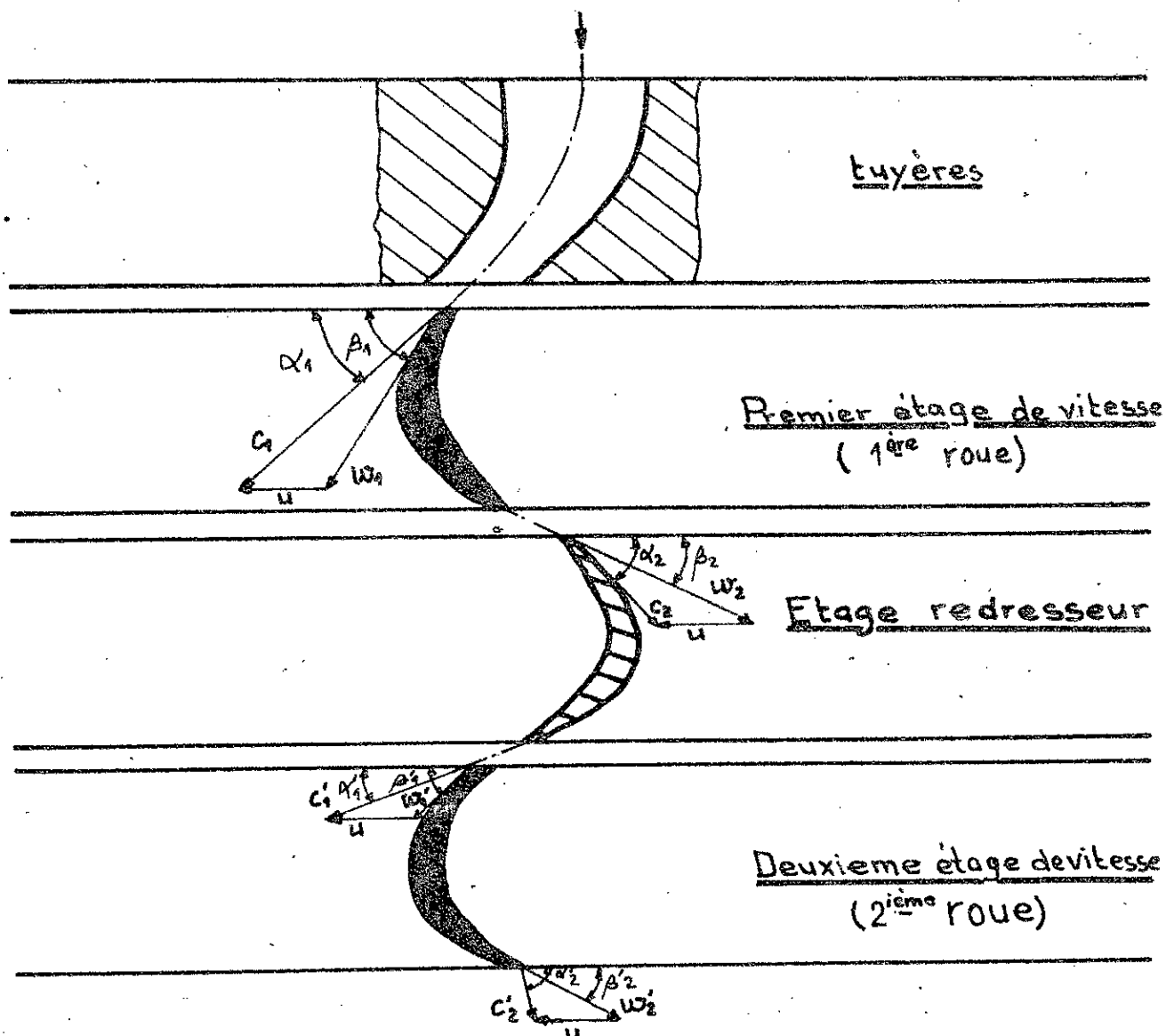
On termine le travail de la roue Curtiss, en déterminant les différentes vitesses, angles et longueurs d'arcs.

Et après, calcul définitif, on trace les triangles des vitesses de la roue Curtiss.

PARAMETRES DEFINITIFS DE LA ROUE CURTISS

1	H _{zég.}	Kcal/Kg	60	Choix p. 29
2	P _{zég.}	bar	14	Diagramme (λ-s)
3	φ	/	0,95	adopté
4	C ₁	m s ⁻¹	673,54	φ. 91,53 √H _{zég.}
5	C ₁ /U	/	4,140	Diag. - p. 31
6	U	m s ⁻¹	162,69	C ₁ · $\frac{1}{C_1/U}$
7	D _{zég.}	m	1,036	$\frac{60 U}{\pi n_r}$
8	V _{zég.}	m ³ /Kg	0,2019	Diag. (i-s)
9	η _{ic.}	/	0,6711	Diag. - p. 31
10	(U _{zég.}) _{zéd.}	m ² /s ²	152318	X H _{zég.} $\frac{\eta_{ic}}{\eta_{iet}}$
11	ΣU ²	m ² /s ²	880478	μ. H _{th} X
12	(ΣU ²)'	m ² /s ²	728160	ΣU ² - (U _{zég.}) _{zéd.}
13	H' _{th}	Kcal/Kg	218,5	Diag. (λ-s)
14	μ'	/	1,025	$\frac{\mu H_{th} - H_{zég.}}{H'_{th}}$
15	X'	$\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{Kcal} \cdot \text{s}^2}$	3251	$\frac{(\Sigma U^2)'}{\mu' \cdot H'_{th}}$
16	ε	/	0,4281	interp. pour $(\frac{C_1}{U})_{opt}$

TRIANGLE DES VITESSES



ROUE CURTISS

- C** : vitesse absolue .
u : vitesse périphérique .
w : vitesse relative .

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

2.3.1 PREMIERE ROUE.

- $C_1 = \varphi \cdot 91,53 \sqrt{\text{Hzég.}}$
- $\varphi = 0,95$: Coefficient de ralentissement de la vitesse absolue.
- $C_1 = 0,95 \cdot 91,53 \sqrt{60} \Rightarrow C_1 = 673,54 \text{ m/s.}$
- $\alpha_1 = 18^\circ$ (choix p. 29)
- $\text{tg} \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - u} = \frac{673,54 \sin 18}{673,54 \cos 18 - 162,69} = 0,4355$
- $\Rightarrow \beta_1 = 23,53^\circ$ soit $\beta_1 = 23^\circ 32'$
- $w_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = \frac{673,54 \cdot \sin 18}{\sin(23,53)}$ soit $w_1 = 521,34 \text{ m/s}$
- $\beta_2 = 20,28^\circ$ (tableau p. 29) , soit $\beta_2 = 20^\circ 17'$
- γ : Coefficient de ralentissement de la vitesse relative.
- $\gamma = f(\beta_1 + \beta_2)$: Diagramme de Wagner.
- $\beta_1 + \beta_2 = 23,53 + 20,28$
- D'où $\beta_1 + \beta_2 = 43,81^\circ \Rightarrow \gamma = 0,863$
- $w_2 = \gamma \cdot w_1 = 0,863 \cdot 521,34 \Rightarrow w_2 = 449,92 \text{ m/s.}$
- $\text{tg} \alpha_2 = \frac{w_2 \cdot \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u} = \frac{449,92 \cdot \sin(20,28)}{449,92 \cos(20,28) - 162,69} = 0,6013$
- $\Rightarrow \alpha_2 = 31,02^\circ$ soit $\alpha_2 = 31^\circ 01'$
- $C_2 = \frac{w_2 \sin \beta_2}{\sin \alpha_2} = \frac{449,92 \cdot \sin(20,28)}{\sin(31,02)} \Rightarrow C_2 = 302,61 \text{ m/s}$

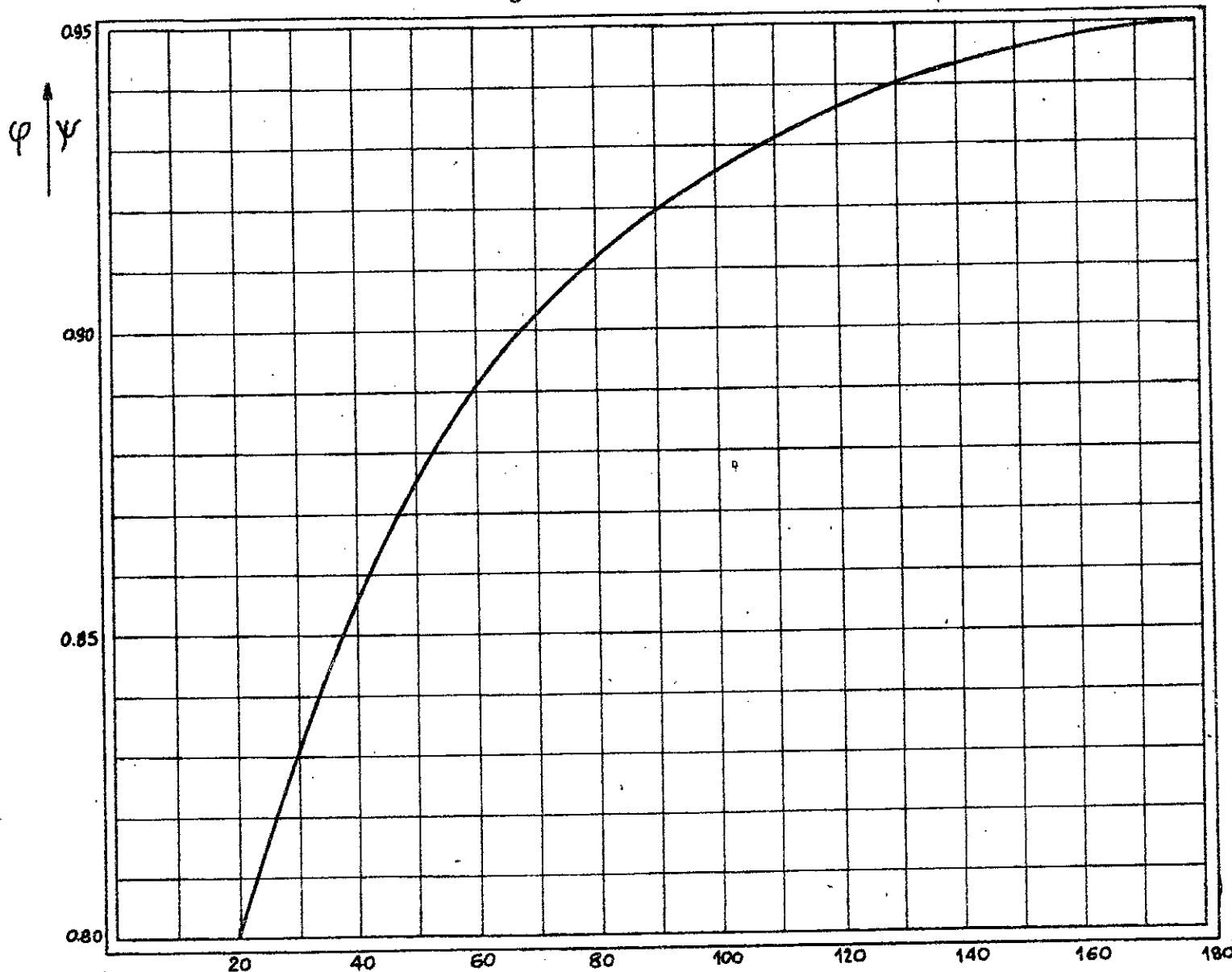
2.3.2 REDRESSEUR.

- $\alpha'_1 = 27,62^\circ$ (tableau p. 29) ; soit $\alpha'_1 = 27^\circ 37'$
- $\varphi' = f(\alpha_2 + \alpha'_1)$; $\alpha_2 + \alpha'_1 = 31,02 + 27,62$
- soit $\alpha_2 + \alpha'_1 = 58,64^\circ \Rightarrow \varphi' = 0,889$ (Diag. Wagner).

2.3.3 DEUXIEME ROUE.

- $C'_1 = \varphi' \cdot C_2 = 0,889 \cdot 302,61 \Rightarrow C'_1 = 269,02 \text{ m/s.}$
- $\text{tg} \beta'_1 = \frac{C'_1 \sin \alpha'_1}{C'_1 \cos \alpha'_1 - u} = \frac{269,02 \cdot \sin(27,62)}{269,02 \cdot \cos(27,62) - 162,69} = 1,6481$
- $\Rightarrow \beta'_1 = 58,75^\circ$ soit $\beta'_1 = 58^\circ 45'$
- $w'_1 = \frac{C'_1 \sin \alpha'_1}{\sin \beta'_1} = \frac{269,02 \cdot \sin(27,62)}{\sin(58,75)}$ soit $w'_1 = 145,89 \text{ m/s}$
- $\beta'_2 = 49,82^\circ$ (tableau p. 29) ; soit $\beta'_2 = 49^\circ 49'$
- $\gamma' = f(\beta'_1 + \beta'_2)$; $\beta'_1 + \beta'_2 = 58,75 + 49,82$
- D'où $\beta'_1 + \beta'_2 = 108,57^\circ \Rightarrow \gamma' = 0,930$ (Diag. Wagner)
- $w'_2 = \gamma' \cdot w'_1 = 0,930 \cdot 145,89 \Rightarrow w'_2 = 135,68 \text{ m/s}$
- $\text{tg}(180 - \alpha'_2) = \frac{w'_2 \sin \beta'_2}{u - w'_2 \cos \beta'_2} = \frac{135,68 \sin(49,82)}{162,69 - 135,68 \cdot \cos(49,82)}$

* Diagramme de Wagner *



ψ : coefficient de ralentissement de la vitesse relative - $\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$

φ : coefficient de ralentissement de la vitesse absolue - $\varphi = f(\alpha_1 + \alpha_2)$

$$\frac{(\beta_1 + \beta_2)}{(\alpha_1 + \alpha_2)}$$

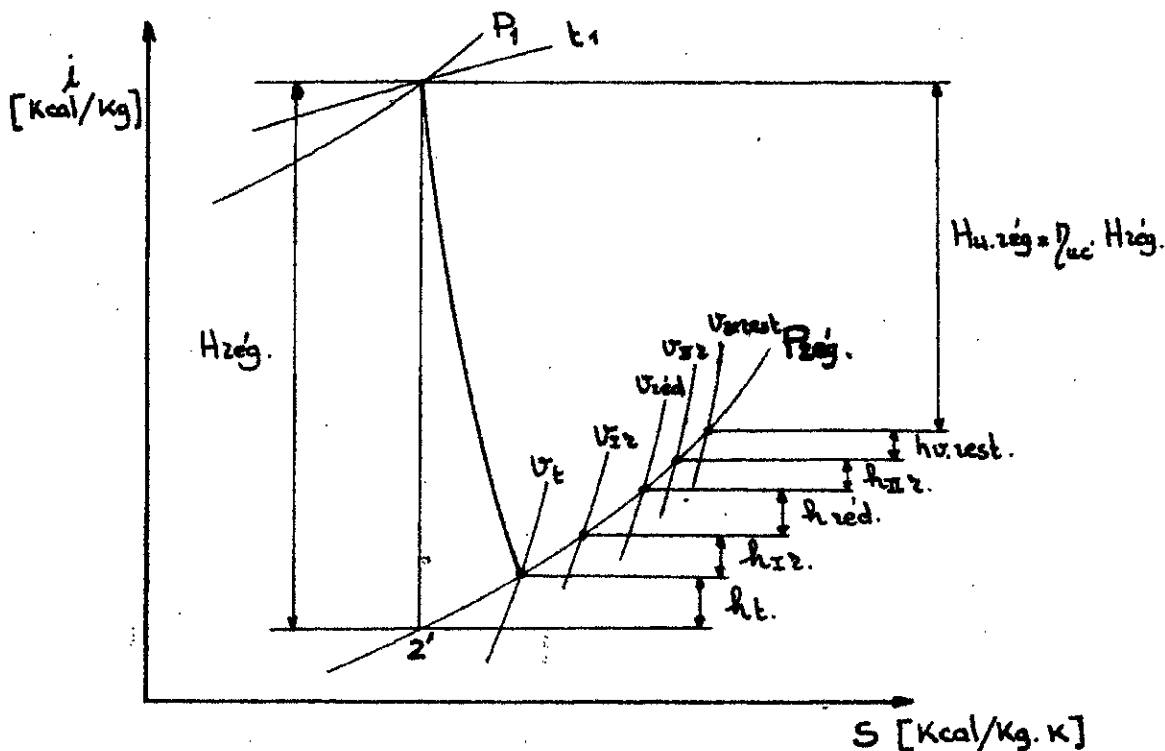
$$\operatorname{tg}(180 - \alpha'_2) = 1,3794 \Rightarrow 180 - \alpha'_2 = 54,06^\circ$$

$$\text{D'où } \alpha'_2 = 125,94^\circ \text{ soit } \alpha'_2 = 125^\circ 56'$$

$$C'_2 = \frac{w'_2 \sin \beta'_2}{\sin(180 - \alpha'_2)} = \frac{135,68 \cdot \sin(49,82)}{\sin(54,06)}$$

$$\text{Soit } C'_2 = 128,04 \text{ m/s}$$

2.4 Les pertes dans la roue Curtiss.



2.4.1 Pertes dans la tuyère :

$$h_t = (1 - \varphi^2) H_{zég}$$

$$\varphi = 0,95 \Rightarrow h_t = (1 - 0,95^2) \cdot 60 \quad \text{Soit } h_t = 5,85 \text{ Kcal/Kg}$$

2.4.2 Pertes dans la première roue :

$$h_{rz} = \frac{A}{2g} (w_1^2 - w_2^2) = \frac{A}{2g} (1 - \psi^2) w_1^2$$

$$\text{Avec } A = \frac{1}{427} \text{ Kcal/Kgf.m} \Rightarrow h_{rz} = \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} (1 - 0,863^2) (521,34)^2$$

$$\text{soit } h_{rz} = 8,28 \text{ Kcal/Kg}$$

2.4.3 Pertes dans le redresseur :

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

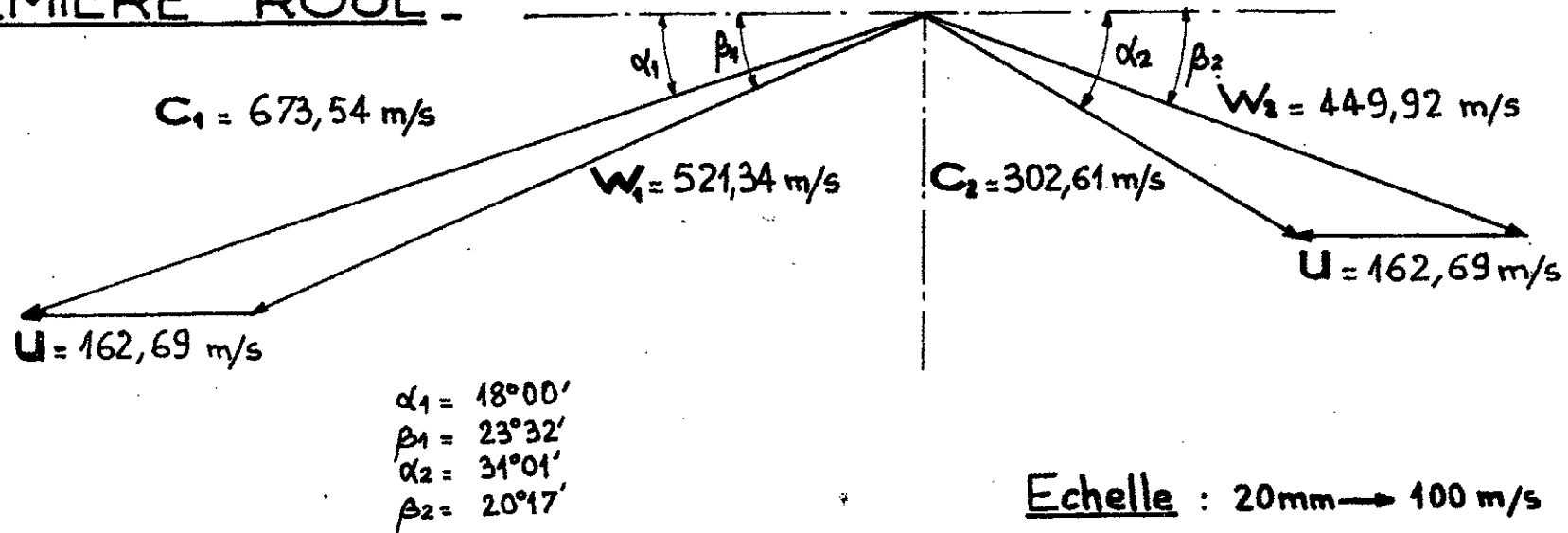
$$\text{D'où } h_{red} = \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} (1 - 0,889^2) (302,61)^2 \quad \text{soit } h_{red} = 2,29 \text{ Kcal/Kg}$$

2.4.4 Pertes dans la deuxième roue :

$$h_{rz'} = \frac{A}{2g} [(w_1')^2 - (w_2')^2] = \frac{A}{2g} (1 - \psi'^2) w_1'^2 = \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} (1 - 0,93^2) (145,89)^2$$

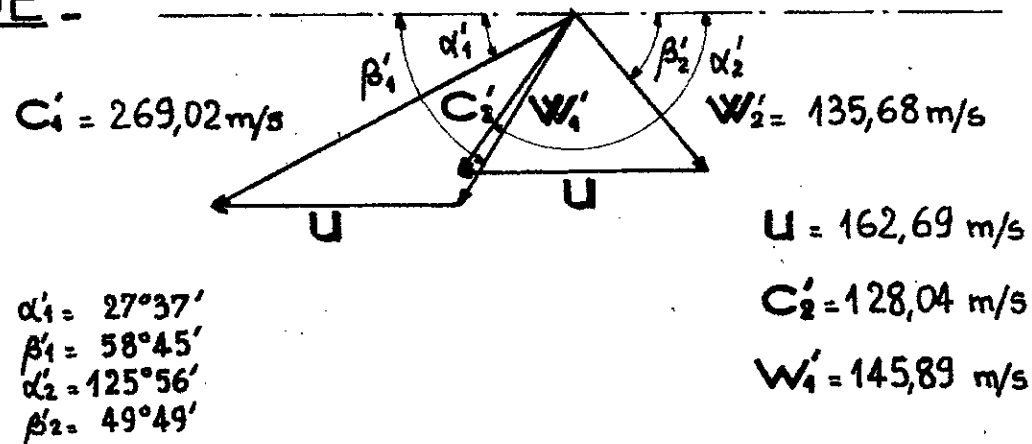
$$\text{Soit } h_{rz'} = 0,343 \text{ Kcal/Kg}$$

PREMIERE ROUE -



TRIANGLES DE VITESSES DE LA ROUE CURTISS

DEUXIEME ROUE -



2.4.5 Pertes par vitesse restante :

$$h_{v.rest} = \frac{A}{2g} c_2'^2 = \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} (128,04)^2$$

Soit $h_{v.rest} = 1,96 \text{ Kcal/Kg.}$

- Perte totale dans la roue Curtiss -

$$\Sigma h_c = h_t + h_{r2} + h_{red} + h_{r1} + h_{v.rest}$$

$$\Rightarrow \Sigma h_c = 5,85 + 8,28 + 2,29 + 0,343 + 1,96$$

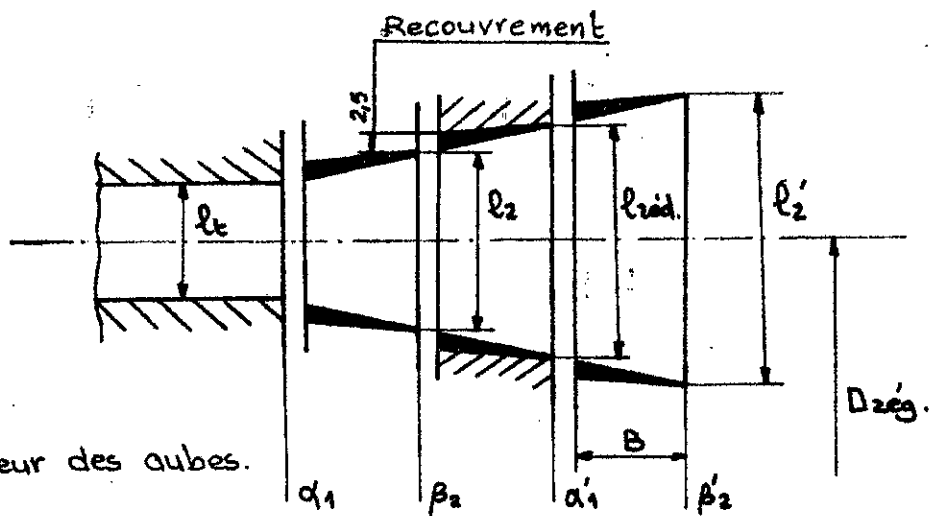
Soit $\Sigma h_c = 18,72 \text{ Kcal/Kg.}$

- Rendement utile de la roue Curtiss -

$$\eta_{uc} = \frac{AL_4}{H_{reg}} = \frac{H_{reg} - \Sigma h_c}{H_{reg}} \Rightarrow \eta_{uc} = \frac{60 - 18,72}{60}$$

Soit $\eta_{uc} = 0,6880$.

2.5 Longueurs d'aubages :



B : Largeur des aubes.

2.5.1 Première roue :

a. Longueur de l'aube : l_2

L'équation de continuité, à la sortie de la première roue nous donne :

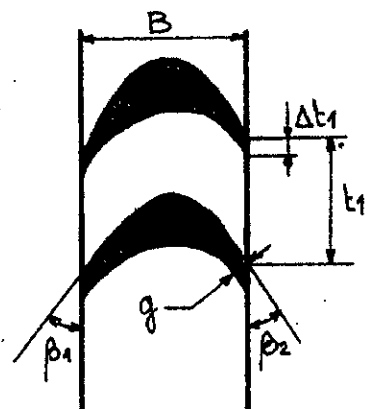
$$G_e \cdot U_{r2} = \varepsilon \pi D_{reg.} l_2 \cdot \tau_1 \cdot \omega_2 \sin \beta_2$$

$$\text{soit } l_2 = \frac{G_e \cdot U_{r2}}{\varepsilon \cdot \pi \cdot D_{reg.} \cdot \tau_1 \cdot \omega_2 \sin \beta_2} \text{ [m]}$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{\Delta t_1}{t_1} \text{ avec } \Delta t_1 = \frac{g}{\sin \beta_2}$$

on adopte $g = 0,6 \text{ mm}$

$$\text{Donc } t_1 = \frac{B}{2 \sin(\beta_1 + \beta_2)}$$



- On adopte $B = 25 \text{ mm}$ pour l'aubage de la première roue
- le pas $t_1 = \frac{25}{2 \cdot \sin(43,81)}$ soit $t_1 = 18,06 \text{ mm}$.

- D'où le coefficient d'obstruction $\zeta_1 = 1 - \frac{2g \sin(\beta_1 + \beta_2)}{B \cdot \sin \beta_2}$

$$\Rightarrow \zeta_1 = 1 - \frac{2 \cdot 0,6 \cdot \sin(43,81)}{25 \cdot \sin(20,28)} \quad \text{soit } \zeta_1 = 0,904$$

- Le volume spécifique de la vapeur dans la première roue est:
 $v_{r2} = 0,1984 \text{ m}^3/\text{kg}$ (Diagramme $h-s$).

- $\epsilon = 0,4281$ (page 35).

D'où $l_2 = \frac{30,22 \cdot 0,1984}{0,4281 \cdot \pi \cdot 1,036 \cdot 0,904 \cdot 449,92 \cdot \sin(20,28)}$

soit $l_2 = 0,03052 \text{ m}$ ou $l_2 = 30,52 \text{ mm}$

* Vérification du choix de B.

IL faut que B, vérifie 2 conditions:

- $B \geq 20 \text{ mm}$

- $B > \frac{l}{10}$

Avec $B = 25 \text{ mm}$, les 2 conditions sont vérifiées.

b. Nombre d'aubes : z_2

$$z_2 = \frac{\pi \cdot D_{\text{red}}}{t_1} = \frac{\pi \cdot 1036}{18,06} \quad \text{soit } z_2 = 180$$

2.5.2 Redresseur : a. Longueur de l'aube : l_{red} .

De l'équation de continuité, on a :

$$l_{\text{red}} = \frac{G_e \cdot v_{\text{red}}}{\epsilon \cdot \pi \cdot D_{\text{red}} \cdot \zeta_{\text{red}} \cdot C_i \cdot \sin \alpha'_1} \quad [\text{m}]$$

- $\zeta_{\text{red}} = 1 - \frac{\Delta t_{\text{red}}}{t_{\text{red}}}$ Avec $\left\{ \begin{array}{l} \Delta t_{\text{red}} = \frac{g}{\sin \alpha'_1} ; g = 0,6 \text{ mm} \\ t_{\text{red}} = \frac{B}{2 \cdot \sin(\alpha_2 + \alpha'_1)} ; B_{\text{red}} = 20 \text{ mm} \end{array} \right.$

le pas $t_{\text{red}} = \frac{20}{2 \cdot \sin(58,64)}$ soit $t_{\text{red}} = 11,71 \text{ mm}$

D'où $\zeta_{\text{red}} = 1 - \frac{2g \cdot \sin(\alpha_2 + \alpha'_1)}{B \cdot \sin \alpha'_1}$ soit $\zeta_{\text{red}} = 0,889$

- $v_{\text{red}} = 0,1998 \text{ m}^3/\text{kg}$. (Diag. $h-s$: $v_{\text{red}} = \frac{0,01 l_{\text{red}} - \Delta t_{\text{red}}}{P_{\text{red}}}$)

D'où $l_{\text{red}} = \frac{30,22 \cdot 0,1998}{0,4281 \cdot \pi \cdot 1,036 \cdot 0,889 \cdot 269,02 \cdot \sin(27,62)}$

soit $l_{\text{red}} = 0,03908 \text{ m}$; ou $l_{\text{red}} = 39,08 \text{ mm}$

b. Nombre d'aubes : z_{red} .

$$z_{red} = \frac{\pi \cdot D_{reg} \cdot \varepsilon}{t_{red}} = \frac{\pi \cdot 1036 \cdot 0,5}{11,71} \text{ soit } \boxed{z_{red} \approx 114}$$

Le degré d'injection $\varepsilon = 0,5$. (au lieu de $\varepsilon = 0,4281$ pour bon recouvrement)

2.5-3 Deuxième roue :

a. Longueur de l'aube : l'_2

De l'équation de continuité à la sortie de la deuxième roue, on a :

$$l'_2 = \frac{G_e \cdot v_{r2}}{\varepsilon \cdot \pi \cdot D_{reg} \cdot \bar{\sigma}_2 \cdot \omega'_2 \cdot \sin \beta'_2} \quad [m]$$

$$\bar{\sigma}_2 = 1 - \frac{\Delta t_2}{t_2} \quad \text{Avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta t_2 = \frac{g}{\sin \beta'_2} ; \quad g = 0,6 \\ t_2 = \frac{B}{2 \cdot \sin(\beta'_1 + \beta'_2)} ; \quad B = 20 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$\text{Le pas } t_2 = \frac{20}{2 \cdot \sin(108,57)} \quad \text{soit } t_2 = 10,55 \text{ mm.}$$

$$\bar{\sigma}_2 = 1 - \frac{2 \cdot 0,6 \cdot \sin(108,57)}{20 \cdot \sin(49,82)} \Rightarrow \bar{\sigma}_2 = 0,926$$

$$v_{r2} \approx v_{red} = 0,1998 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

$$\text{D'où } l'_2 = \frac{30,22 \cdot 0,1998}{0,4281 \cdot \pi \cdot 1,036 \cdot 0,926 \cdot 135,68 \cdot \sin(49,82)} = 0,04514 \text{ m}$$

$$\text{Soit } \boxed{l'_2 = 45,14 \text{ mm.}}$$

b. Nombre d'aubes : z'_2

$$z'_2 = \frac{\pi \cdot D_{reg}}{t_2} = \frac{\pi \cdot 1036}{10,55} \quad \text{soit } \boxed{z'_2 \approx 309}$$

* Vérification du rapport $\frac{l'_2}{t_2}$:

Avant de commencer le calcul de la roue Curtiss, on a adopté $\alpha_1 = 18^\circ$ pour $\frac{l'_2}{t_2} = 2$.

Après calcul de la roue Curtiss, on trouve :

$$\frac{l'_2}{t_2} = \frac{45,14}{24} = 1,88 \quad (\text{valeur très proche de } 2).$$

2.6 Puissance indiquée de la roue Curtiss.

2.6.1 pertes par frottement et ventilation :

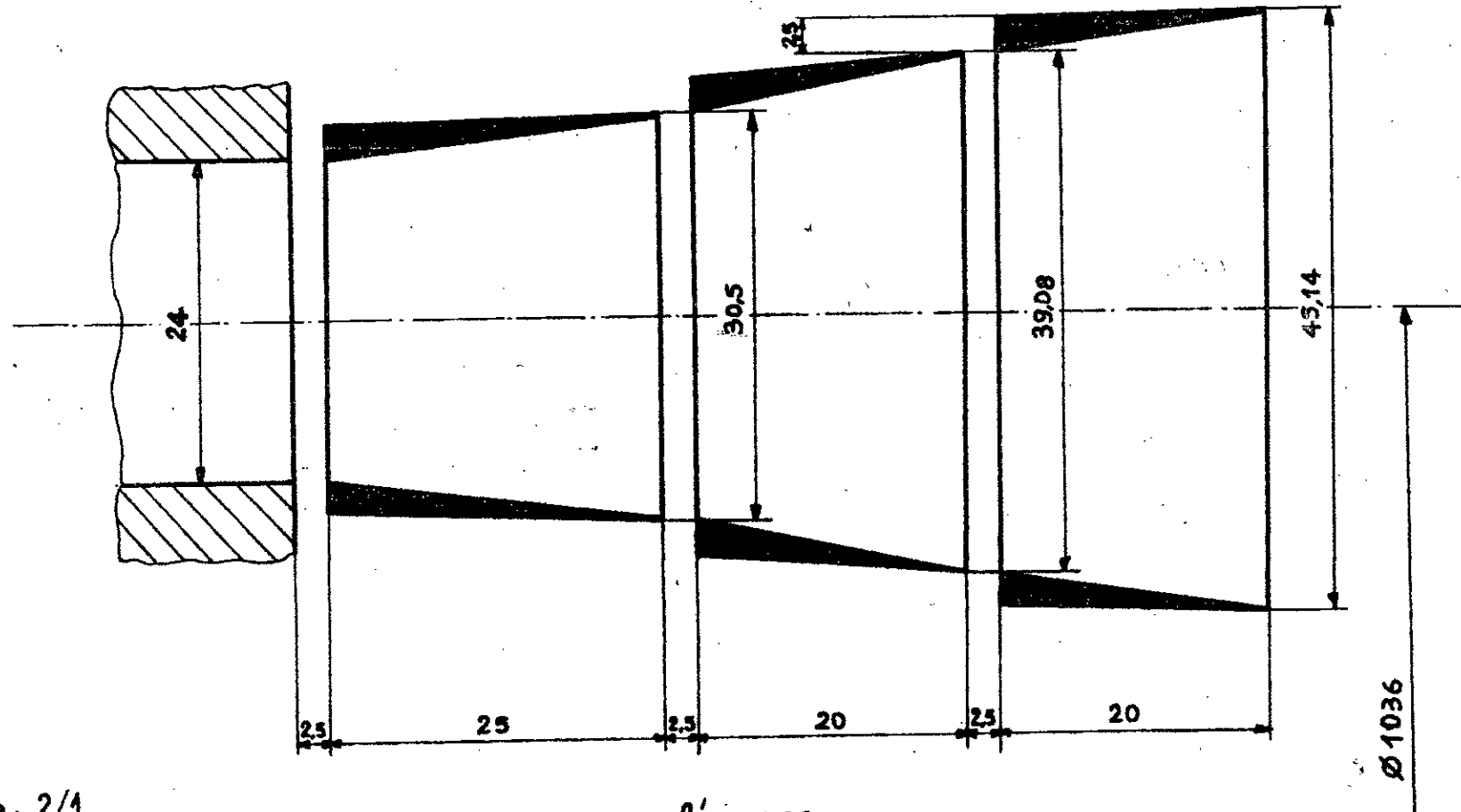
* Puissance perdue par frottement et ventilation :

Formule de Stodola :

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

[3]

-AUBAGES DE LA ROUE CURTISS-



Echelle: 2/1

$$\frac{p'_2}{p_t} = 1,88.$$

$$\alpha_1 = 1,2$$

$$\alpha_2 = 1,0$$

$$D_{\text{rég.}} = 1,036 \text{ m}$$

$$\epsilon = 0,4281$$

$$l = l_{\text{moy.}} = \frac{l_2 + l_2'}{2} = \frac{3,052 + 4,514}{2}$$

$$\text{soit } l = 3,783 \text{ cm}$$

$$V = V_{\text{moy.}} = \frac{V_{x2} + V_{x2'}}{2} = \frac{0,1984 + 0,1938}{2}$$

$$\text{soit } V = 0,1991 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$U_{\text{rég.}} = 162,69 \text{ m/s}$$

$$N_{fv} = 1,0 \cdot 1,2 \left[1,46 (1,036)^2 + 0,83 (0,75 - 0,4281) (1,036) (3,783)^{1,5} \right] \frac{(162,69)^3}{0,1991 \cdot 10^6}$$

[3]

$$\Rightarrow N_{fv} = 93,53 \text{ cv}$$

* Chaleur perdue par frottement et ventilation :

$$AL_{fv} = \frac{75 \cdot N_{fv}}{427 \cdot G_e} = \frac{75 \cdot 93,53}{427 \cdot 30,22}$$

$$AL_{fv} = 0,5436 \text{ Kcal/Kg.}$$

* Coefficient de perte par frottement et ventilation :

$$\bar{f}_{fv} = \frac{AL_{fv}}{H_{\text{rég.}}} = \frac{0,5436}{60}$$

$$\bar{f}_{fv} = 0,0091$$

2.6.2 Rendement intérieur de la roue Curtiss :

$$\eta_{ic} = \eta_{uc} - \bar{f}_{fv} = 0,6880 - 0,0091$$

$$\eta_{ic} = 0,6789$$

D'ou la puissance : N_{ic}

$$N_{ic} = \frac{G_e \cdot H_{\text{rég.}} \cdot \eta_{ic}}{860} = \frac{30,22 \cdot 3600 \cdot 0,6789}{860}$$

$$\Rightarrow N_{ic} = 5153 \text{ Kw}$$

2.7 Critères des choix de D_1 et de D_d .

2.7.1 Choix de D_1 .

Tableau page 24.

Le choix du diamètre du premier étage à réaction D_1 , se fait suivant les critères ci-dessous:

Puisque, on a déjà la chute d'enthalpie dans la roue Curtiss ($H_{\text{rég}} = 60 \text{ Kcal/Kg}$), on aura à choisir D_1 parmi les trois valeurs suivantes : $D_1 = 812,77 \text{ mm}$; $722,64 \text{ mm}$ ou $610,53 \text{ mm}$.

1. Si D_1 augmente, le carré de la vitesse périphérique (U^2) augmente aussi, d'où la chute dans l'étage sera plus élevée \rightarrow moins d'étages. Donc, le prix de revient sera moins élevé.

2. D_1 augmente \rightarrow la longueur de l'aubage l_1 diminue. Ce qui donne une construction du rotor plus rigide, et la vitesse critique sera loin d'être atteinte.

3. Suivant la valeur de $\frac{D_{\text{rég}}}{2} - D_1$:

Pour des raisons de construction (en particulier la forme de l'enveloppe), on a intérêt à choisir la plus petite valeur de $\frac{D_{\text{rég}}}{2} - D_1$ des cas 1, 2 et 3.

D'après ces trois critères on opte pour:

$$D_1 = 812,77 \text{ mm}$$

2.7.2 Choix de D_d .

Tableau page 27.

Le choix du diamètre du dernier étage à réaction D_d , se fait d'après:

1. Le rapport $\frac{l_d}{D_d}$:

Pour avoir des aubes non vrillées (construction simple), il faut avoir $\frac{l_d}{D_d} < \frac{1}{6}$, ou à la limite $\frac{l_d}{D_d}$ le plus proche possible de la valeur $\frac{1}{6}$. Donc, dans notre cas $\frac{l_d}{D_d} = \frac{1}{4}$ convient le mieux.

2. la vitesse périphérique U_d , doit être inférieure à :

$U_{\text{max}} = 300 \text{ m/s}$. (Ce qui est vérifié pour les 3 cas de $\frac{l_d}{D_d} = \frac{1}{4}$).

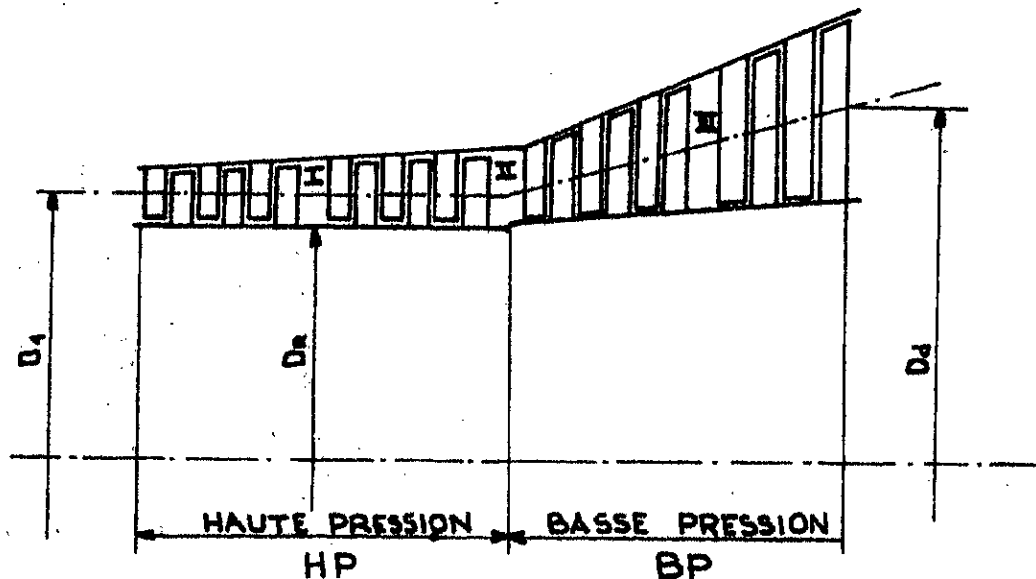
3. On choisit $\alpha_1 = 40^\circ$ (plus grande valeur), pour que la longueur de l'aube du dernier étage ne soit pas assez grande. (d'où diminution des risques de vibration).

D'après les critères ci-dessus, on a : $D_d = 1599 \text{ mm}$

Remarque: Pour $\alpha_1 = 40^\circ$ (plus grande valeur), le rendement utile de l'aubage du dernier étage sera inférieur à ceux des autres étages. (Diag. page 28).

3. CALCUL DU NOMBRE D'ETAGES A REACTION

SCHEMA PREVU POUR LA PARTIE REACTION -



- REPARTITION DES CHUTES D'ENTHALPIES ENTRE LES DIFFERENTES PARTIES DE LA TURBINE.

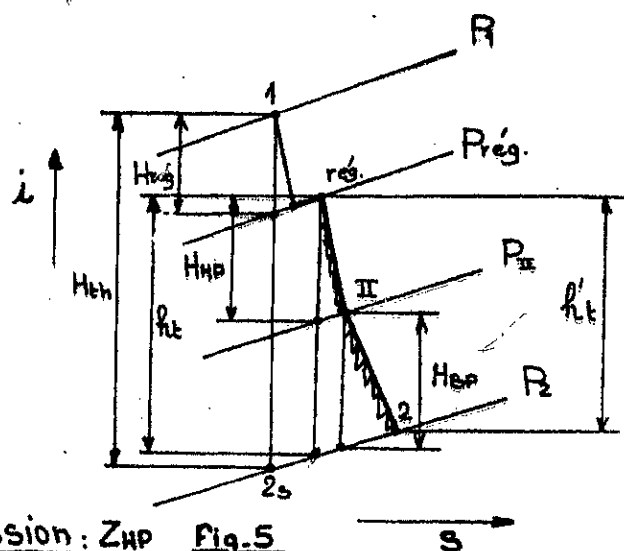
Le schéma de la partie réaction de la turbine, nous montre que nous avons adoptés :

- une partie haute pression : HP

Du premier étage à réaction au dernier étage avant le deuxième soutirage.

- une partie basse pression : BP

Du premier étage, après le deuxième soutirage, au dernier étage de la turbine.



3.1 Nombre d'étages haute pression: ZHP Fig. 5

Pour la partie haute pression, on désire avoir un diamètre du tambour, qui soit uniforme.

Après calculs définitifs de la roue Curtiss, on a trouvé le nombre de Parsons pour la partie réaction $\chi' = 3251 \text{ kg.m}^2/\text{Kcal.s}^2$

Le rendement périphérique $\eta_u = f(\chi')$, soit $\eta_u = 0,8450$

Donc le rendement interieur de l'étage est: $\eta_{iet} = \eta_u - \beta_f$

Comme $\beta_f = 0,025$ (valeur adoptée au paravant).

$$\Rightarrow \eta_{iet} = 0,8450 - 0,025 \quad \text{Soit } \eta_{iet} = 0,8200.$$

Le rendement intérieur de la turbine (partie réaction) est : $\eta_{it} = \eta_{iet} \cdot \mu'$ ($\mu' = 1,025$: Calcul de la roue Curtiss)
 $\Rightarrow \eta_{it} = 0,8200 \cdot 1,025$ soit $\eta_{it} = 0,8405$.

* Calcul de : $(\sum U^2)_{HP} = (\sum U^2)'_{\text{total}} \cdot \frac{(\sum H)_{HP}}{(\sum H)}$

Soit $(\sum U^2)_{HP} = (\sum U^2)'_{\text{tot}} \cdot \frac{H_{HP} \cdot \mu_{HP}}{R_t \cdot \mu'}$

$(\sum U^2)'_{\text{tot}} = 728160 \text{ m}^2/\text{s}^2$ (Calcul de la roue Curtiss).

Diagramme (i-s) $\Rightarrow \begin{cases} R_t = 218 \text{ Kcal/Kg.} \\ H_{HP} = 105 \text{ Kcal/Kg.} \end{cases}$ (fig-5)

- $\mu' = 1,025$

- $\mu_{HP} = 1,010$ (estimé selon R_t et μ').

$\Rightarrow (\sum U^2)_{HP} = 728160 \cdot \frac{105 \cdot 1,010}{218 \cdot 1,025}$ soit $(\sum U^2)_{HP} = 345587 \text{ m}^2/\text{s}^2$

* Calcul de U_{dHP} et D_{dHP} :

De l'équation de continuité, après la dernier étage haute pression, on a :

$$G_{dHP} \cdot V_{dHP} = \pi \cdot D_{dHP} \cdot l_{dHP} \cdot \frac{\pi \cdot D_{dHP} \cdot n_T}{60} \cdot \epsilon_{HP} \cdot \frac{C_1}{4} \cdot \sin \alpha_1$$

$$\Rightarrow D_{dHP}^2 l_{dHP} = \frac{G_{dHP} \cdot V_{dHP} \cdot 4 \cdot 60}{\pi^2 \cdot n_T \cdot \epsilon_{HP} \cdot \sin \alpha_1}$$

$$X' = 3251 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}^2}{\text{Kcal} \cdot \text{s}^2} \Rightarrow \begin{cases} \frac{U}{C_1} = 0,888 \\ \alpha_1 = 20^\circ 00' \\ \epsilon_{II} = 0,898 \end{cases}$$

Les valeurs de $\frac{U}{C_1}$, α_1 et ϵ_{II} sont les mêmes que celles du premier étage à réaction.

$$G_{dHP} = G_I = 26,43 \text{ Kg/s.}$$

$$V_{dHP} = 0,9511 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \text{ (Diagramme i-s).}$$

$$\text{D'où } D_{dHP}^2 l_{dHP} = \frac{26,43 \cdot 0,9511 \cdot 0,888 \cdot 60}{\pi^2 \cdot 3000 \cdot 0,898 \cdot 0,3420}$$

$$\text{soit } D_{dHP}^2 l_{dHP} = A = 0,1473 \text{ m}^3.$$

- D_1 et l_1 étant choisis pour $H_{\text{rég}} = 60 \text{ Kcal/Kg.}$

$$\text{et } \frac{S}{D} = \frac{1}{1000}.$$

soient $D_1 = 812,77 \text{ mm}$ et $l_1 = 51,47 \text{ mm}$.

Pour avoir un diamètre de tambour uniforme, on doit vérifier que :

$$D_1 - l_1 = D_{dHP} - l_{dHP}$$

$$\text{soit } B = D_1 - l_1 = 812,77 - 51,47 \Rightarrow B = 761,30 \text{ mm.}$$

$$\text{Or. } l_{dHP} = \frac{A}{D_{dHP}} \Rightarrow D_{dHP} - l_{dHP} = D_{dHP} - \frac{A}{D_{dHP}} = B$$

$$\text{D'où : } (D_{dHP})^3 = B(D_{dHP})^2 + A \Leftrightarrow (D_{dHP})^3 = 0,7613(D_{dHP})^2 + 0,1473$$

Par itération, on trouve :

$$\boxed{D_{dHP} = 931 \text{ mm} \text{ et } l_{dHP} = 170 \text{ mm}}$$

* Vérification de $\frac{l_{dHP}}{D_{dHP}}$.

$$\frac{l_{dHP}}{D_{dHP}} = \frac{170}{931} \text{ soit } \frac{l_{dHP}}{D_{dHP}} \approx \frac{1}{5,5}$$

Ce rapport étant proche de $\frac{1}{6} \Rightarrow$ les aubes ne seront pas en vrilles. Et on aura un diamètre du tambour uniforme.

$$\bullet \quad U_{dHP} = \frac{\pi D_{dHP} n_T}{60} = \frac{\pi \cdot 0,931 \cdot 3000}{60} \text{ soit } U_{dHP} = 146,24 \text{ m/s}$$

$$\bullet \quad U_1 = \frac{\pi D_1 n_T}{60} = \frac{\pi \cdot 0,813 \cdot 3000}{60} \text{ soit } U_1 = 127,71 \text{ m/s.}$$

Formule de Flügel: pour calculer le nombre d'étages d'une turbine.

$$(\sum U^2)_{HP} = Z_{HP} \left(\frac{U_1 + U_{dHP}}{2} \right)^2 + \frac{1}{6} (U_{dHP} - U_1) \left(1 + \frac{Z_{HP}}{2} \right).$$

$$\Rightarrow Z_{HP} = \frac{(\sum U^2)_{HP} - \frac{1}{6} (U_{dHP} - U_1)}{\left(\frac{U_1 + U_{dHP}}{2} \right)^2 + \frac{1}{12} (U_{dHP} - U_1)}$$

$$Z_{HP} = \frac{345587 - \frac{1}{6} (146,24 - 127,71)}{\left(\frac{127,71 + 146,24}{2} \right)^2 + \frac{1}{12} (146,24 - 127,71)} = 18,42$$

On prend : $Z_{HP} = 18$ étages.

3-2 Nombre d'étages basse pression : Z_{BP}

soit La partie basse pression, avec une répartition des ϕ_{moy} en cône pour diminuer la longueur des aubes des derniers étages.

* Calcul de D_{1BP} et U_{1BP} :

De l'équation de continuité, à l'entrée du premier étage basse pression, on a : $G_{1BP} \cdot U_{1BP} = \pi D_{1BP} l_{1BP} \frac{\pi n_T D_{1BP}}{60} \sigma_{BP} \frac{C_1}{4} \sin \alpha_1$

$$\Rightarrow D_{1BP}^2 l_{1BP} = \frac{G_{1BP} \cdot U_{1BP} \cdot \frac{4}{C_1} \cdot 60}{\pi^2 \cdot \sigma_{BP} \cdot n_T \cdot \sin \alpha_1}$$

$$\text{Avec : } \sigma_{BP} = \sigma_{HP} = 0,898 \quad - \quad U_{1BP} = U_{dHP} = 0,9511 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

$$\left(\frac{U}{C_1} \right)_{BP} = \left(\frac{U}{C_1} \right)_{HP} = 0,888 \quad - \quad G_{1BP} = G_{II} = 24,47 \text{ Kg/s.}$$

$$\alpha_1 = 20^\circ 00'$$

$$\Rightarrow D_{1BP}^2 l_{1BP} = \frac{24,47 \cdot 0,9511 \cdot 0,888 \cdot 60}{\pi^2 \cdot 0,898 \cdot 3000 \cdot 0,3420}$$

$$\Rightarrow D_{1BP}^2 l_{1BP} = C = 0,1364 \text{ m}^3$$

- Formule d'Anderhub pour $\frac{S}{D} = \frac{1}{1000}$:

$$\begin{cases} \xi_f = 1,72 \cdot 10^{-3} \frac{D_{1BP}^{1,4}}{l_{1BP}} \\ \xi_f = 0,025 \end{cases}$$

Comme $l_{1BP} = \frac{C}{D_{1BP}^2}$

$$\Rightarrow 0,025 = 1,72 \cdot 10^{-3} \frac{D_{1BP}^{1,4}}{\frac{C}{D_{1BP}^2}} = 1,72 \cdot 10^{-3} \frac{D_{1BP}^{3,4}}{C}$$

Soit $D_{1BP} = \sqrt[3,4]{\frac{0,025 \cdot C \cdot 10^3}{1,72}} = \sqrt[3,4]{\frac{0,025 \cdot 0,1364 \cdot 10^3}{1,72}} = 1,223 \text{ m}$

et $l_{1BP} = \frac{C}{D_{1BP}^2} = \frac{0,1364}{(1,223)^2} \cdot 10^3 = 91,20 \text{ mm}$

D'où $D_{1BP} = 1223 \text{ mm}$ et $l_{1BP} = 91,2 \text{ mm}$

* Vérification du rapport $\frac{l_{1BP}}{D_{1BP}}$:

$\frac{l_{1BP}}{D_{1BP}} = \frac{91,2}{1223} \approx \frac{1}{13,5}$ rapport très inférieur à $\frac{1}{6}$, donc on aura des aubes qui ne présentent pas de courbures (c'est à dire, des aubes droites).

Formule de Flügel :

$$(\sum U^2)_{BP} = Z_{BP} \left(\frac{U_{1BP} + U_{dBP}}{2} \right)^2 + \frac{1}{6} (U_{dBP} - U_{1BP}) \left(1 + \frac{Z_{BP}}{2} \right)$$

$$\Rightarrow Z_{BP} = \frac{(\sum U^2)_{BP} - \frac{1}{6} (U_{dBP} - U_{1BP})}{\left(\frac{U_{1BP} + U_{dBP}}{2} \right)^2 + \frac{1}{12} (U_{dBP} - U_{1BP})}$$

$$(\sum U^2)_{BP} = (\sum U^2)_{\text{tot}} - (\sum U^2)_{\text{reg}} - (\sum U^2)_{\text{HP}}$$

soit $(\sum U^2)_{BP} = (\sum U^2)' - (\sum U^2)_{\text{HP}}$

D'où $(\sum U^2)_{BP} = 728160 - 345587$

$$\Rightarrow (\sum U^2)_{BP} = 382573 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

D'autre part : $D_{dBP} = D_d = 1599 \text{ mm}$ et $U_{dBP} = U_d = 251,23 \text{ m/s}$.

$D_{1BP} = 1223 \text{ mm}$ et $U_{1BP} = 192,11 \text{ m/s}$.

$$\Rightarrow Z_{BP} = \frac{382573 - \frac{1}{6} (251,23 - 192,11)}{\left(\frac{192,11 + 251,23}{2} \right)^2 + \frac{1}{12} (251,23 - 192,11)}$$

Soit $Z_{BP} = 7,78$; on prend :

$Z_{BP} = 8$ étages.

3.3 Calculs définitifs des étages à réaction :

On aura à calculer les 26 étages à réaction de la turbine. Pour cela, on donnera les détails du calcul des deux premiers étages à réaction de la turbine.

3.3.1 Calcul du premier étage :

1. $D_1 = 0,813 \text{ m}$ (choix page 47).
2. $U_1 = \frac{\pi D_1 n_T}{60} = \frac{\pi \cdot 0,813 \cdot 3000}{60} \Rightarrow U_1 = 127,7 \text{ m/s}$.
3. X_R : coefficient de Parsons pour la partie réaction, qui est le même pour tous les étages, sauf pour les derniers.
 $X_R = X' = 3251 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}^2}{\text{Kcal} \cdot \text{s}^2}$
4. La chute d'enthalpie de l'étage : $h_{et1} = \frac{U_1^2}{X_R} = \frac{(127,7)^2}{3251}$
 Soit $h_{et1} = 5,02 \text{ Kcal/Kg}$.
5. Du diagramme (i-s), on a $p_1 = P_{ég} = 14 \text{ bars}$
6. L'enthalpie de la vapeur à l'entrée du premier étage est :
 $i_1 = 748,0 \text{ Kcal/Kg}$ (Diag. i-s).
7. Le volume spécifique de la vapeur : $v_1 = 0,202 \text{ m}^3/\text{Kg}$.
8. $\alpha_1 = (\alpha_1)_{opt} = f(X_R)$
 Du diagramme d'optimisation : $X_R = 3251 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}^2}{\text{Kcal} \cdot \text{s}^2} \Rightarrow \alpha_1 = 20^\circ$
9. σ : Coefficient d'utilisation des pertes par vitesse restante de l'étage précédent. $\sigma_1 = 0$ (premier étage).
10. $\alpha'_2 = \alpha_2$ de l'étage précédent. Pour le premier étage $\alpha'_2 = 90^\circ$
11. $\alpha_1 + \alpha'_2 = 20^\circ + 90^\circ$, soit $(\alpha_1 + \alpha'_2) = 110^\circ$
12. $\varphi = f(\alpha_1 + \alpha'_2)$: Diagramme de Wagner $\Rightarrow \varphi = 0,933$
13. $p_2 = 12,90 \text{ bars}$: pression à la sortie de l'étage (Diag. i-s).
14. $C'_2 = C_2$ de l'étage précédent. (premier étage : $C'_2 = 0 \text{ m/s}$)
15. Le degré de réaction $f = \frac{1}{2} \Rightarrow$ la chute d'enthalpie dans le distributeur est égale à celle de la roue et on a :
 $h_{d1} = h_{r1} = f h_{et1}$, soit $h_d = h_r = \frac{5,02}{2}$
 $\Rightarrow h_{d1} = h_{r1} = 2,51 \text{ Kcal/Kg}$.
16. i_2 : enthalpie de la vapeur à la sortie de l'étage.
 $i_2 = 743,9 \text{ Kcal/Kg}$ (Diag. i-s).
17. $v_2 = 0,215 \text{ m}^3/\text{Kg}$ (Diag. i-s).
18. $C_1 = \varphi \sqrt{C_2'^2 + \frac{2g}{A} \cdot h_d} = 0,933 \sqrt{0 + \frac{2 \cdot 9,81}{(427)^{-1}} \cdot 2,51}$, soit $C_1 = 135,30 \text{ m/s}$
19. $\frac{U}{C_1} = \frac{127,7}{135,3}$ soit $\frac{U}{C_1} = 0,944$.
20. $\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1} = \cos 20 - 0,944 = 0$
21. $\beta_1 = \text{Arctg} \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1}} = \text{Arctg} \infty \Rightarrow \beta_1 = 90^\circ$
22. la vitesse relative $w_1 = C_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 135,3 \frac{\sin 20}{\sin 90} \Rightarrow w_1 = 46,28 \text{ m/s}$

23. $\beta_2 = \alpha_1$ (similitude des triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de l'étage considéré. D'où $\beta_2 = 20^\circ$.

24. $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ + 20^\circ = 110^\circ$.

25. $\gamma = f(\beta_1 + \beta_2)$: Du diagramme de Wagner, on a $\gamma = 0,933$

26. $w_2 = \gamma \sqrt{w_1^2 + \frac{2g}{A} h_2} = 0,933 \sqrt{(46,28)^2 + \frac{2 \cdot 9,81}{(4,27)^{-1}} \cdot 2,51}$
soit $w_2 = 142,02$ m/s.

27. $\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2} = \cos 20^\circ - \frac{127,7}{142,02}$ soit $(\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}) = 0,0405$

28. $\alpha_2 = \text{Arctg} \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}} = \text{Arctg} \frac{\sin 20^\circ}{0,0405} \Rightarrow \alpha_2 = 83^\circ 14'$

29. $C_2 = w_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2} \Rightarrow C_2 = 142,02 \cdot \frac{\sin 20^\circ}{\sin(83^\circ 14')}$
soit $C_2 = 48,91$

30. AL_{d_1} : quantité de chaleur perdue dans le distributeur.

$$AL_{d_1} = \frac{A}{2g} C_1^2 \left(\frac{1}{\phi^2} - 1 \right) = \frac{(4,27)^{-1}}{2 \cdot 9,81} (135,3)^2 \left[\frac{1}{(0,933)^2} - 1 \right] \Rightarrow AL_{d_1} = 0,325 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

31. AL_{z_1} : quantité de chaleur perdue dans la roue.

$$AL_{z_1} = \frac{A}{2g} w_2^2 \left(\frac{1}{\gamma^2} - 1 \right) = \frac{(4,27)^{-1}}{2 \cdot 9,81} (142,02)^2 \left[\frac{1}{(0,933)^2} - 1 \right] \Rightarrow AL_{z_1} = 0,358 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

32. AL_{v_2} : perte de chaleur par vitesse restante C_2' .

$$AL_{v_2} = \frac{A}{2g} C_2'^2 = \frac{1}{4,27 \cdot 2 \cdot 9,81} (48,91)^2$$

soit $AL_{v_2} = 0,286$ Kcal/Kg.

33. $AL_{\text{ét}_1}$: quantité de chaleur de l'étage considéré.

$$AL_{\text{ét}_1} = h_{\text{ét}_1} + \sigma \frac{A}{2g} C_2'^2 = h_{\text{ét}_1} = 5,02 \text{ Kcal/Kg.}$$

Car $\sigma = 0$: pas de récupération de la vitesse restante.

34. η_u : rendement périphérique de l'étage.

$$\eta_u = \frac{AL_u}{h_{\text{ét}_1}} = \frac{4,050}{5,02} \Rightarrow \eta_u = 0,8070 \quad (AL_u: \text{voir point 4g}).$$

35. m_1 : nombre d'ailettes (de la roue et du distributeur).

$$m_1 = \frac{\pi D_1}{t} = \frac{\pi \cdot 813}{20} \text{ soit } m_1 = 128 \text{ ailettes.}$$

36. t_1 : le pas entre deux aubes.

On adopte $t = B = 20$ mm (avec B: largeur de l'aube).

37. g : épaisseur de l'aube (voir fig. page 42).

On adopte $g = 0,6$ mm pour tous les étages haute pression.

38. ζ : Coefficient d'obstruction. $\zeta = 1 - \frac{g}{t \cdot \sin \beta_2} = 1 - \frac{0,6}{20 \cdot \sin 20^\circ}$
soit $\zeta = 0,912$

39. s : jeu de fuites intérieures. $s \approx \frac{D}{1000}$

$$s_1 = \frac{D_1}{1000} = \frac{813}{1000} = 0,813 \text{ , soit } s = 0,8 \text{ mm.}$$

40. G : débit de vapeur à l'entrée de l'étage sans tenir compte des fuites intérieures (entre 2 soutirages le débit G est constant).
 $G = 28,71$ Kg/s

41. fuites intérieures pour l'étage considéré : [1]

$$-\frac{Gf_i}{G} \cdot 100 = \frac{2,5 \cdot 5}{l_{\text{précéd.}}} = \frac{2,5 \cdot 0,8}{51,47} \cdot 100 \text{ soit } \frac{Gf_i}{G} \cdot 100 = 3,89 \%$$
42. G' : Débit à l'entrée de l'étage.

$$G' = G \left(1 - \frac{Gf_i}{G}\right) = 28,71 (1 - 0,0389) \Rightarrow G' = 27,59 \text{ Kg/s.}$$
43. La longueur de l'aube $l = \frac{v_2 \cdot G'}{\pi \cdot D \cdot \omega_2 \cdot \sin \beta_2}$

$$\Rightarrow l = \frac{0,215 \cdot 27,59}{\pi \cdot 0,912 \cdot 0,813 \cdot 142,02 \cdot \sin 20^\circ} \text{ soit } l = 52,43 \text{ mm.}$$
44. Formule d'Anderhub pour le calcul du coefficient de fuites intérieures : $\sum_{f_i} = 1,72 \frac{5^{1,4}}{l} = 1,72 \frac{0,8^{1,4}}{52,43} \cdot 100 \Rightarrow \sum_{f_i} = 2,40\%$
45. Chaleur perdue par fuites intérieures.

$$AL_{f_i} = \sum_{f_i} \cdot h_{\text{ét}} = 0,024 \cdot 5,02 \Rightarrow AL_{f_i} = 0,121 \text{ Kcal/Kg.}$$
46. Travail intérieur de l'étage : $AL_i = AL_u - AL_{f_i}$
 Soit $AL_i = 4,050 - 0,121 = 3,93 \text{ Kcal/Kg.}$
47. Rendement intérieur de l'étage : $\eta_i = \frac{AL_i}{h_{\text{ét}}} = \frac{3,93}{5,02}$
 Soit $\eta_i = 0,7830$.
48. Puissance intérieure de l'étage : $N_i = \frac{G \cdot AL_i}{102 \cdot A}$
 D'où $N_i = \frac{28,71 \cdot 3,91}{102 \cdot \frac{1}{427}} \text{ Soit } N_i = 472 \text{ Kw.}$
49. Travail utile de l'étage : $AL_u = AL_{\text{ét}} - \sum AL$

$$AL_u = 5,02 - 0,969 \Rightarrow AL_u = 4,05 \text{ Kcal/Kg.}$$
50. $\sum AL = AL_d + AL_r + AL_{\text{or}} = 0,325 + 0,358 + 0,286$
 Soit $\sum AL = 0,969 \text{ Kcal/Kg.}$

3-3-2 Calcul du deuxième étage:

Dans ce calcul, nous ne détaillerons que les points, qui présentent une autre méthode que celle utilisée pour le premier étage.

1. Calcul des diamètres : [1]

Le diamètre du tambour étant constant, on augmente légèrement les diamètres suivants. En première approximation, on admet une répartition des diamètres moyens d'étages en progression géométrique de raison k . Donc, on aura une similitude des triangles de vitesses (sauf, au premier étage, à chaque étage après soutirage et au dernier étage). Et ceci justifie l'invariabilité de X , sauf pour les derniers étages.

Dans notre cas, on a 2 progressions géométriques, l'une de raison k_1 pour la partie haute pression, et l'autre de raison k_2

pour la partie basse pression.

Les triangles de vitesses ne sont plus égaux, mais homologues d'un étage à l'autre.

$$\text{D'où } z_1 u_1^2 + z_2 u_2^2 + \dots + z_n u_n^2 = u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2$$

$$\text{Car } z_1 = z_2 = \dots = z_n = 1$$

D'autre part, pour deux étages d'ordre n et $n-1$, on a :

$$\frac{C_{1n}}{C_{1n-1}} = \frac{u_{1n}}{u_{1n-1}} = \frac{w_{1n}}{w_{1n-1}} = \frac{C_{2n}}{C_{2n-1}} = K$$

$$\Rightarrow u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2 = u_1^2 [1 + K^2 + K^4 + \dots + K^{2(n-1)}] = \frac{\chi' R t}{2}$$

$$\text{ou : } \frac{K^{2n} - 1}{K^2 - 1} = \frac{\chi' R t}{2 \cdot u_1^2} \Rightarrow K = \left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{D_n}{D_1}\right)^{\frac{1}{n-1}}$$

Donc pour le calcul des diamètres on a :

$$- a) K_1 = \left(\frac{u_{dHP}}{u_1}\right)^{\frac{1}{18-1}} = \left(\frac{u_{18}}{u_1}\right)^{\frac{1}{18-1}}$$

$$\text{ou } K_1 = \left(\frac{D_{dHP}}{D_1}\right)^{\frac{1}{18-1}} = \left(\frac{931}{813}\right)^{\frac{1}{17}} \text{ soit } \boxed{K_1 = 1,008}$$

Donc, pour le calcul du diamètre du deuxième étage à réaction, on a $D_2 = K_1 D_1 = 1,008 \cdot 813$.

$$\text{Soit } D_2 = 820 \text{ mm.}$$

$$- b) K_2 = \left(\frac{u_d}{u_{18HP}}\right)^{\frac{1}{8-1}} = \left(\frac{D_d}{D_{18HP}}\right)^{\frac{1}{7}} \text{ soit } K_2 = \left(\frac{D_{26}}{D_{19}}\right)^{\frac{1}{7}}$$

$$K_2 = \left(\frac{1599}{1223}\right)^{\frac{1}{7}} \Rightarrow \boxed{K_2 = 1,039}$$

8. $\alpha_1 = 20^\circ$ (sauf pour les 3 derniers étages, voir tableau).

9. σ : le coefficient de récupération des pertes par vitesse restante, est égal à l'unité (récupération totale).

* Pour le premier étage et chaque étage après soutirage, on n'a pas de récupération, soit $\sigma = 0$.

$$18. C_1 = \varphi \sqrt{C_2^2 + \frac{2g}{A} \cdot h_d} = 0,928 \sqrt{(48,91)^2 + \frac{2 \cdot 9,81}{(427)^4} \cdot 2,55}$$

$$\text{soit } C_1 = 143,03 \text{ m/s.}$$

$$21. \beta_1 = \text{Arctg} \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{C_1}} = \text{Arctg} \frac{\sin 20}{\cos 20 - 0,900} \approx 83,33^\circ$$

$$\text{soit } \beta_1 = 83^\circ 20'$$

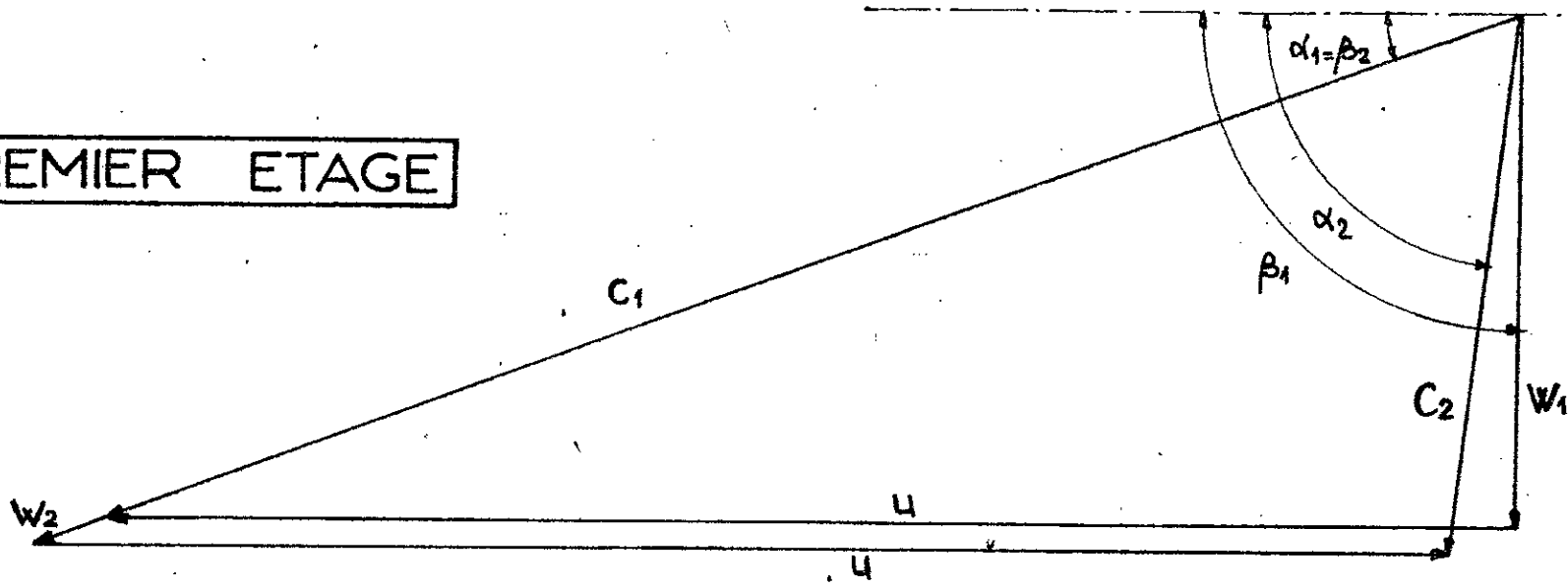
$$22. w_1 = C_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 143,03 \cdot \frac{\sin 20^\circ}{\sin(83^\circ 20')} \Rightarrow w_1 = 49,25 \text{ m/s}$$

$$23. \beta_2 = \alpha_1 = 20^\circ$$

$$26. w_2 = \varphi \sqrt{w_1^2 + \frac{2g}{A} \cdot h_2} = 0,928 \sqrt{(49,25)^2 + \frac{2 \cdot 9,81}{(427)^4} \cdot 2,55}$$

$$\text{soit } w_2 = 143,13 \text{ m/s.}$$

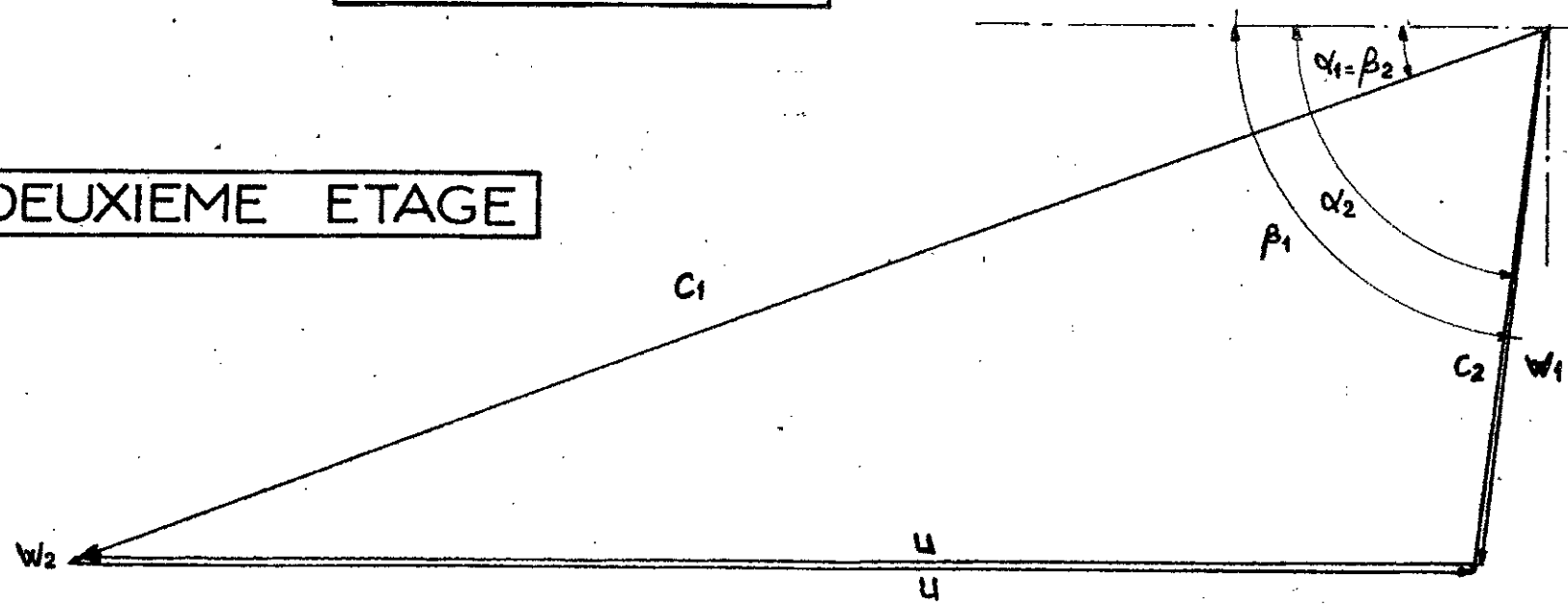
PREMIER ETAGE



C_1	135,3 m/s
W_1	46,28 "
C_2	48,91 "
W_2	142,02 "
U	127,70 "
$\alpha_1 = \beta_2$	20° 00'
α_2	83° 14'
β_1	90° 00'

Echelle: 150mm \rightarrow 100 m/s

DEUXIEME ETAGE



C_1	143,03 m/s
W_1	49,25 "
C_2	49,30 "
W_2	143,13 "
U	128,70 "
$\alpha_1 = \beta_2$	20° 00'
α_2	83° 15'
β_1	83° 20'

$$28. \alpha_2 = \text{Arctg} \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}} = \text{Arctg} \frac{\sin 20^\circ}{0,0405} \approx 83,25^\circ \text{ soit } \alpha_2 = 83^\circ 15'$$

$$29. C_2 = w_2 \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2} = 143,13 \frac{\sin 20^\circ}{\sin(83^\circ 15')} \text{ soit } C_2 = 49,30 \text{ m/s.}$$

Les autres points, étant semblables dans leur calcul que ceux du premier étage, on a en dernier :

48. La puissance intérieure de l'étage :

$$N_i = \frac{G \cdot A L_i}{102 \cdot A} = \frac{28,71 \cdot 4,18 \cdot 427}{102} \text{ soit } N_i = 502 \text{ Kw}$$

PUISSANCE EFFECTIVE DE LA TURBINE

- La puissance indiquée de la roue Curtiss est :

$$N_{ic} = 5153 \text{ KW.}$$

- La puissance indiquée de la partie réaction de la turbine est la somme des puissances indiquées développées par chaque étage.

Le nombre d'étages à réaction : $n = 26$

$$\text{D'où } N_{ir} = \sum_{i=1}^{26} N_{iy} \text{ soit } N_{ir} = 19405 \text{ Kw.}$$

(Voir tableaux pages 58 et 59).

- Puissance indiquée (totale) de la turbine : N_{it} .

$$N_{it} = N_{ic} + N_{ir} \Rightarrow N_{it} = 5153 + 19405$$

$$\text{soit } N_{it} = 24558 \text{ KW}$$

- Puissance effective calculée : N_{ec} .

Le rendement mécanique η_m , adopté pour le calcul du débit est $\eta_m = 0,985$.

$$\Rightarrow N_{ec} = \eta_m \cdot N_{it} \text{ soit } N_{ec} = 0,985 \cdot 24558$$

$$\text{D'où : } N_{ec} = 24190 \text{ KW.}$$

$$\text{soit } R = \frac{N_e - N_{ec}}{N_e} = \frac{25000 - 24190}{25000} \Rightarrow R = 3,24\%$$

* Remarque :

Les longueurs des aubes seront augmentées de 3,24% pour le dessin, et cela pour maintenir la puissance demandée N_e .

ETAGES - HAUTE PRESSION

N°	Caractéristiques		Méthode de calcul	ETAGES - HAUTE PRESSION																		
	Symbole	Unités		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
1	D	m	voir page 55	0,875	0,870	0,866	0,863	0,860	0,856	0,853	0,850	0,847	0,845	0,842	0,840	0,837	0,835	0,832	0,830	0,827	0,825	
2	u	m/s	—	127,7	128,7	129,8	130,8	131,9	132,9	134,0	135,0	136,1	137,2	138,3	139,4	140,5	141,6	142,7	143,8	144,9	146,0	
3	X _a	$\frac{u^2}{\text{Kcal/kg}}$	X _a = X'	3251																		
4	K ₁₀	Kcal/kg	$\frac{u^2}{X_a}$	5,02	5,09	5,18	5,26	5,35	5,43	5,52	5,61	5,70	5,79	5,88	5,97	6,07	6,17	6,27	6,37	6,47	6,57	
5	P ₁	bar	(1-s)	14,00	12,90	12,11	11,00	10,15	9,25	8,39	7,64	6,92	6,25	5,66	5,07	4,55	4,00	3,55	3,14	2,75	2,38	
6	L ₁	Kcal/kg	—	748,0	743,9	739,6	735,3	730,8	726,3	721,7	717,0	712,3	707,5	702,8	698,0	693,2	688,5	683,7	679,0	674,2	669,5	
7	D ₁	m³/kg	—	0,202	0,215	0,226	0,245	0,261	0,282	0,305	0,329	0,357	0,388	0,420	0,459	0,500	0,544	0,591	0,640	0,691	0,744	
8	α ₁	(°)	(α ₁) _{opt} = f(X _a)	20°																		
9	δ	—	voir page 55	0	1														0	1		
10	α _{1/2}	(°)	1/2 étage précédent	90°	83°14'	83°15'	83°21'	83°21'	83°10'	83°13'	83°20'	83°13'	90°	83°13'	83°20'	83°20'	83°15'	83°20'	83°15'	83°15'	83°20'	
11	α _{1+1/2}	(°)	—	110°	103°14'	103°15'	103°21'	103°21'	103°10'	103°13'	103°20'	103°13'	110°	103°13'	103°20'	103°20'	103°15'	103°20'	103°15'	103°15'	103°20'	
12	ψ	—	Diag de Wagner	0,933	0,928	0,928	0,929	0,929	0,928	0,928	0,928	0,928	0,933	0,928	0,928	0,928	0,928	0,928	0,928	0,928	0,928	
13	P ₂	bar	(1-s)	12,90	12,11	11,00	10,15	9,25	8,39	7,64	6,92	6,25	5,66	5,07	4,55	4,00	3,55	3,14	2,75	2,38	2,09	
14	C ₂	m/s	C ₂ étage précédent	0	48,91	49,30	49,67	50,06	50,55	50,92	51,28	51,75	0	52,58	52,92	53,27	53,63	54,00	54,37	54,75	55,14	
15	K ₁₀	Kcal/kg	K ₁₀ /2	2,51	2,55	2,59	2,63	2,68	2,72	2,76	2,81	2,85	2,90	2,94	2,99	3,04	3,09	3,14	3,19	3,24	3,29	
16	L ₂	Kcal/kg	(1-s)	743,9	739,6	735,3	730,8	726,3	721,7	717,0	712,3	707,5	702,8	698,0	693,2	688,5	683,7	679,0	674,2	669,5	664,8	
17	D ₂	m³/kg	—	0,215	0,226	0,245	0,261	0,282	0,305	0,329	0,357	0,388	0,420	0,459	0,500	0,544	0,591	0,640	0,691	0,744		
18	C ₁	m/s	$\psi \sqrt{C_2^2 + \frac{33}{2} \cdot \Delta z}$	140,30	143,03	144,15	145,41	146,77	147,73	148,31	150,13	151,22	145,43	153,60	154,27	154,71	155,15	155,59	156,03	156,47	156,91	
19	$\frac{u}{C_1}$	—	—	0,943	0,900														0,943	0,900		
20	cos α ₁	—	—	0	0,040														0	0,040		
21	β ₁	(°)	Arctg $\frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{C_1}}$	90°	85°20'	85°20'	85°20'	85°10'	85°20'	85°20'	85°10'	85°20'	85°10'	85°20'	85°20'	85°10'	85°20'	85°20'	85°20'	85°20'	85°20'	
22	W ₁	m/s	C ₁ $\frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$	46,28	49,25	49,64	50,07	50,56	50,87	51,24	51,71	52,07	49,74	52,89	53,33	53,77	54,22	54,65	55,09	55,52	55,95	
23	β ₂	(°)	β ₂ = α ₁	20°																		
24	β _{1+β2}	(°)	—	110°	103°20'	103°20'	103°20'	103°10'	103°20'	103°20'	103°10'	103°20'	103°10'	103°20'	103°20'	103°10'	103°20'	103°20'	103°20'	103°20'	103°20'	
25	ψ	—	Diag de Wagner	0,933	0,928														0,933	0,928		
26	W ₂	m/s	$\psi \sqrt{W_1^2 + \frac{33}{2} \cdot \Delta z}$	142,02	143,13	144,25	145,37	146,76	147,83	148,91	150,25	151,32	152,45	153,67	154,95	156,27	157,64	159,05	160,50	161,94	163,47	
27	cos β ₂	—	—	0,0405	0,0405	0,0399	0,0399	0,0410	0,0410	0,0400	0,0410	0,0400	0,0410	0,0400	0,0400	0,0410	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	
28	α ₂	(°)	Arctg $\frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{C_2}}$	83°14'	83°15'	83°21'	83°21'	83°10'	83°13'	83°20'	83°13'	83°20'	83°13'	83°20'	83°20'	83°15'	83°20'	83°15'	83°15'	83°20'	83°20'	
29	C ₂	m/s	$\frac{W_2 \sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$	48,91	49,30	49,67	50,06	50,55	50,92	51,28	51,75	52,11	52,58	52,92	53,37	53,83	54,29	54,75	55,14	55,56	55,98	
30	AL ₁	Kcal/kg	$\frac{1}{2} C_1^2 (1 - \frac{u}{C_1})$	0,325	0,394	0,400	0,401	0,408	0,420	0,426	0,434	0,440	0,376	0,454	0,461	0,468	0,475	0,485	0,492	0,500	0,508	
31	AL ₂	Kcal/kg	$\frac{1}{2} W_2^2 (1 - \frac{u}{C_2})$	0,358	0,394	0,400	0,407	0,414	0,420	0,427	0,434	0,441	0,444	0,454	0,462	0,470	0,478	0,485	0,493	0,501	0,509	
32	AL ₁₀	Kcal/kg	$\frac{1}{2} C_2^2$	0,286	0,290	0,294	0,299	0,305	0,309	0,314	0,320	0,324	0,330	0,334	0,340	0,344	0,349	0,357	0,363	0,368	0,374	
33	AL ₁₀	Kcal/kg	$\Delta z = \frac{1}{2} C_2^2$	5,02	5,38	5,47	5,55	5,65	5,74	5,85	5,92	6,02	5,79	6,21	6,31	6,4	6,53	6,62	6,73	6,84	6,94	
34	u	m/s	$\frac{W_2}{\sin \alpha_2}$	0,3070	0,3457	0,3443	0,3447	0,3454	0,3455	0,3447	0,3435	0,3447	0,3466	0,3449	0,3440	0,3444	0,3453	0,3447	0,3445	0,3443	0,3444	
35	m	—	$\frac{W_2}{g}$	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	146	
36	t	mm	t ≥ B = 20 mm	20																		
37	g	mm	adopté	0,6																		
38	B	—	$1 - \frac{g}{t \sin \beta_2}$	0,912																		
39	s	mm	$\frac{D}{1000}$	0,8																		
40	G	Kg/s	Calcul des débits	28,71																		
41	$\frac{G}{G_0}$	%	$\frac{35,5}{G_0}$	3,89	3,81	3,69	3,45	3,28	3,08	3,25	3,06	2,87	2,67	2,72	2,53	2,81	2,14	1,97	1,81	1,65	1,50	
42	G'	Kg/s	G (1 - $\frac{G}{G_0}$)	27,59	27,62	27,65	27,72	27,77	27,83	27,78	27,83	27,89	25,72	25,71	25,76	25,71	25,86	25,91	25,95	25,99	26,03	
43	l	mm	$\frac{32}{\pi D \sin \alpha_2} \cdot 10^3$	52,43	54,27	58,02	60,97	64,90	69,25	73,43	78,47	84,16	82,73	89,05	96,17	104,05	114,05	124,16	136,53	150,00	163,56	
44	γ ₀	%	$1,72 \frac{u^2}{g} \cdot 100$	2,40	2,32	2,17	2,06	1,94	1,82	2,02	1,89	1,76	1,79	1,67	1,54	1,41	1,30	1,20	1,09	0,989	0,907	
45	AL ₁₀	Kcal/kg	$\gamma_0 \cdot \Delta z$	0,121	0,118	0,112	0,109	0,104	0,099	0,112	0,106	0,101	0,104	0,098	0,092	0,086	0,080	0,075	0,069	0,064	0,060	
46	AL ₁₀	Kcal/kg	AL ₁₀ - AL ₁	3,93	4,18	4,26	4,33	4,42	4,49	4,55	4,63	4,71	4,57	4,87	4,95	5,04	5,14	5,22	5,31	5,41	5,49	
47	γ	—	$\frac{AL_{10}}{AL_1}$	0,783	0,824	0,822	0,824	0,826	0,827	0,824	0,825	0,827	0,789	0,828	0,829	0,831	0,832	0,833	0,834	0,835	0,836	
48	N	Kw	$\frac{G \cdot AL_{10}}{1000}$	4,72	5,02	5,12	5,20	5,34	5,40	5,47	5,56	5,66	5,06	5,30	5,45	5,55	5,69	5,77	5,88	5,98	6,07	
49	AL ₁₀	Kcal/kg	AL ₁₀ - 2AL ₁	4,11	4,32	4,37	4,43	4,52	4,59	4,66	4,73	4,85	4,67	4,98	5,07	5,17	5,24	5,33	5,42	5,49	5,54	
50	AL ₁₀	Kcal/kg	AL ₁₀ - 3AL ₁	4,30	4,51	4,56	4,62	4,71	4,78	4,85	4,92	5,04	4,86	5,17	5,26	5,36	5,43	5,52	5,59	5,69	5,74	

N°	Grandeurs		Méthode de calcul	ETAGES - BASSE PRESSION									
	Densité	unités		19	20	21	22	23	24	25	26		
1	D	m	voir page 55	1223	1271	1320	1372	1425	1481	1539	1599		
2	U	m/s	—	192,1	199,6	207,4	215,5	224,0	232,7	241,8	251,2		
3	X_R	$\frac{kg \cdot m^2}{kcal \cdot s^2}$	$X_R = X'$	—			3251	—			3300		
4	h _{ét}	Kcal/kg	$\frac{U^2}{X_R}$	11,35	12,25	13,23	14,28	15,43	16,66	17,98	19,42		
5	P ₁	bar	(i-s)	2,090	1,610	1,210	0,850	0,580	0,390	0,240	0,143		
6	λ_1	Kcal/kg	(i-s)	660,5	651,3	640,9	629,7	617,6	604,5	591,5	576,2		
7	ω_1	m ³ /kg	(i-s)	0,932	1,152	1,418	1,946	2,742	3,914	6,029	9,686		
8	α_1	(°)	$(\alpha_1)_{opt} = f(X_R)$	—			20°	—		24°	32°	40°	
9	σ	—	voir page 55	0	—			1	—		0	1	
10	α_2	(°)	α_2 étage précédent	90°	83°15'	83°11'	83°11'	83°11'	90°	81°30'	88°57'		
11	$\alpha_1 + \alpha_2$	(°)	—	110°	103°15'	103°11'	103°11'	103°11'	114°	115°30'	128°57'		
12	φ	—	Diag de Wagner	0,933	—			0,928	—		0,934	0,932	0,940
13	P ₂	bar	(i-s)	1,610	1,210	0,850	0,580	0,390	0,240	0,143	0,078		
14	C ₂	m/s	C ₂ étage précédent	0	73,58	76,49	79,49	82,56	0	107,69	152,88		
15	h _d = h _z	Kcal/kg	h _{ét} /2	5,68	6,13	6,62	7,14	7,72	8,33	8,99	9,70		
16	λ_2	Kcal/kg	(i-s)	651,3	640,9	629,7	617,6	604,5	591,5	576,2	559,8		
17	ω_2	m ³ /kg	(i-s)	1,152	1,418	1,946	2,742	3,914	6,029	9,686	17,203		
18	C ₁	m/s	$\varphi \sqrt{C_2^2 + \frac{2g}{A} h_d}$	203,63	221,11	229,78	238,65	248,13	246,74	274,76	304,07		
19	$\frac{U}{C_1}$	—	—	0,944	—			0,903	—		0,943	0,880	0,826
20	$\cos \alpha_1 \frac{U}{C_1}$	—	—	0	—			0,037	—		0	-0,032	-0,060
21	β_1	(°)	$\text{Arctg} \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \gamma \epsilon_1}$	90°	—			85°50'	—		90°	93°45'	95°20'
22	ω_1	m/s	$C_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$	69,61	76,06	79,05	82,10	85,36	100,36	145,91	196,30		
23	β_2	(°)	$\beta_2 = \alpha_1$	—			20°	—		24°	32°	40°	
24	$\beta_1 + \beta_2$	(°)	—	110°	—			103°50'	—		114°	125°45'	135°20'
25	γ	—	Diag de Wagner	0,933	—			0,929	—		0,934	0,938	0,943
26	ω_2	m/s	$\gamma \sqrt{\omega_1^2 + \frac{2g}{A} h_z}$	213,64	222,07	230,78	239,67	249,21	263,94	288,44	326,39		
27	$\cos \beta_2 \frac{U}{\omega_2}$	—	—	—			0,041	—		0,032	0,010	-0,004	
28	α_2	(°)	$\text{Arctg} \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \gamma \omega_2}$	83°15'	—			83°11'	—		85°30'	88°57'	90°19'
29	C ₂	m/s	$\omega_1 \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$	73,58	76,49	79,49	82,56	85,84	107,69	152,88	209,80		
30	AL _d	Kcal/kg	$\frac{A}{2g} C_1^2 (\frac{1}{\gamma^2} - 1)$	0,736	0,941	1,016	1,096	1,185	1,063	1,363	1,454		
31	AL _z	Kcal/kg	$\frac{A}{2g} \omega_2^2 (\frac{1}{\gamma^2} - 1)$	0,811	0,934	1,009	1,088	1,176	1,217	1,356	1,584		
32	AL _{oz}	Kcal/kg	$\frac{A}{2g} C_2^2$	0,646	0,698	0,754	0,814	0,880	1,384	2,790	5,254		
33	AL _{ét}	Kcal/kg	h _{ét} + $\frac{A}{2g} C_2^2$	11,350	12,900	13,928	15,034	16,244	16,660	19,360	22,200		
34	ρ_0	—	$\frac{AL_d}{h_d}$	0,8063	0,8430	0,8427	0,8429	0,8427	0,7801	0,7704	0,7165		
35	μ	—	$\frac{\pi D}{L}$	154	160	166	172	149	133	121	112		
36	t	mm	$t \geq B, B \geq \frac{t}{10}$	—			25	—		30	35	40	45
37	g	mm	adopté	—			0,7	—		0,8	1,0	1,1	
38	σ	—	$1 - \frac{g}{E \sin \beta_2}$	—			0,918	—		0,922	0,930	0,953	0,962
39	s	mm	$\frac{D}{1000}$	1,2	—		1,3	—		1,4	—		1,5
40	G	Kg/s	Calcul des débits	—			24,47	—		23,57	—		
41	$\frac{G \epsilon}{G}$	%	$\frac{2,5 S}{L \text{ précéd.}}$	2,69	3,05	2,69	2,27	1,73	1,40	1,24	1,17		
42	G'	Kg/s	$G (1 - \frac{G \epsilon}{G})$	23,81	23,72	23,81	23,91	24,05	23,24	23,28	23,29		
43	l	mm	$\frac{\omega_2 G'}{\pi D \sigma \omega_2 \sin \beta_2} \cdot 10^3$	106,43	120,81	154,20	202,13	267,56	301,63	320,17	395,18		
44	γ_f	%	$1,72 \frac{S^{1,4}}{L}$	2,09	2,06	1,61	1,36	1,03	1,01	0,948	0,768		
45	AL _f	Kcal/kg	$\gamma_f \cdot h_{ét}$	0,237	0,252	0,213	0,195	0,159	0,168	0,170	0,149		
46	AL _i	Kcal/kg	AL _d - AL _f	8,92	10,08	10,94	11,84	12,84	12,83	13,68	13,76		
47	γ_i	—	$\frac{AL_i}{h_{ét}}$	0,786	0,822	0,827	0,829	0,832	0,770	0,761	0,709		
48	N _i	Kw	$\frac{G \cdot AL_i}{102 \cdot A}$	914	1032	1121	1213	1315	1266	1350	1358		
49	AL _u	Kcal/kg	AL _{ét} - ZAL	9,157	10,327	11,149	12,036	13,003	12,996	13,851	13,908		
50	ZAL	Kcal/kg	AL _d + AL _z + AL _{oz}	2,193	2,573	2,779	2,998	3,241	3,664	5,509	8,292		

Ligne de détente de la vapeur dans la turbine

h: ENTHALPIE [kcal/kg]

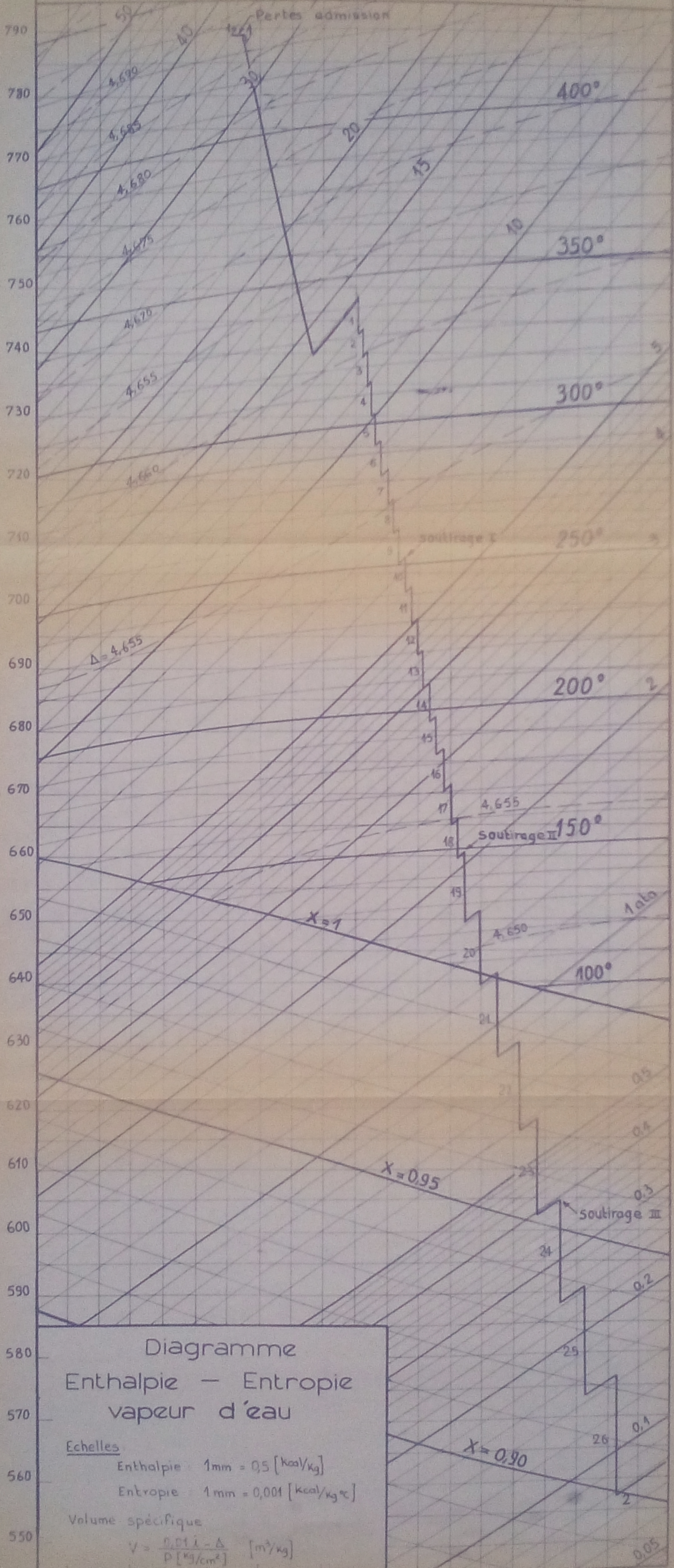


Diagramme
Enthalpie - Entropie
vapeur d'eau

Echelles

Enthalpie 1mm = 0,5 [kcal/kg]

Entropie 1mm = 0,001 [kcal/kg°C]

Volume spécifique

$$v = \frac{0,01 \cdot h - \Delta}{P} \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

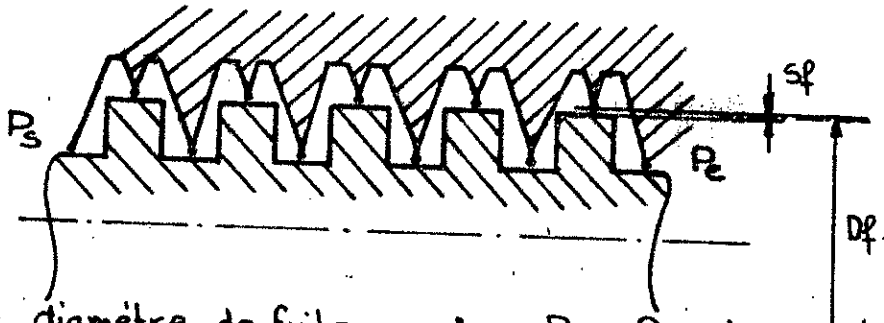
S: ENTROPIE [kcal/kg°C]

4. CALCUL DES GARNITURES D'ÉTANCHEITE EXTERIEURES.

4.1 Côté haute pression :

4.1.1 Garniture I :

L'étanchéité extérieure de la turbine est assurée par l'utilisation des labyrinthes. (Voir schéma ci-dessous).



D_f : diamètre de fuites

s_f : jeu de fuites

P_e : Pression à l'entrée de la garniture.

P_s : Pression à la sortie de la garniture.

On choisit d'alimenter le volume de la chambre de soutirage par la vapeur du deuxième soutirage. Donc $P_s = P_{II} = 1,925$ bars et $P_e = P_{reg} = 14$ bars.

Calcul de la pression critique : $P_{K1} = P_e \frac{0,85}{\sqrt{Z_I + 1,5}}$

Avec Z_I : nombre de labyrinthe de la garniture considérée.

D'où $P_{K1} = P_{reg} \frac{0,85}{\sqrt{Z_I + 1,5}}$

$Z_I = (35 \div 50)$ On adopte $Z_I = 39$ labyrinthes.

$\Rightarrow P_{K1} = 14 \cdot \frac{0,85}{\sqrt{39 + 1,5}} = 1,87$ bar.

$\Rightarrow P_s > P_{K1}$

Donc, on utilise la première formule de STODOLA, qui donne le débit de fuite extérieure :

Soit $G_{fer} = f_{f1} \sqrt{\frac{(P_e^2 - P_s^2) \cdot 10^5}{Z_I \cdot P_e \cdot V_e}}$ [3]

* V_e : Volume spécifique de la vapeur à l'entrée de la garniture.

On a : $V_e = V_{reg} = 0,2019$ m³/kg.

* f_{f1} : Surface de fuites.

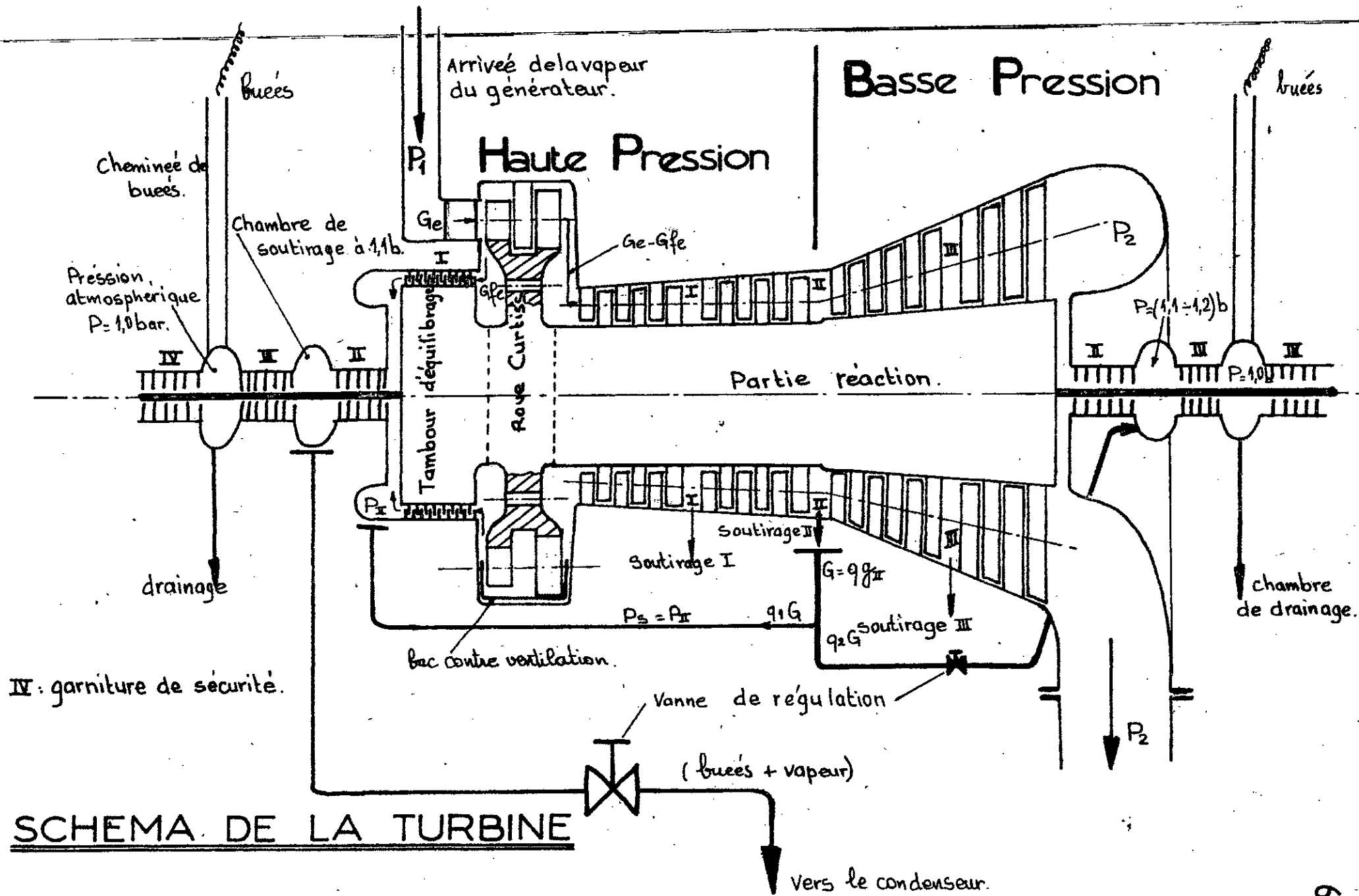
$f_{f1} = \pi \cdot D_f \cdot s_f$

$\left\{ \begin{array}{l} D_f = D_t \text{ (Diamètre du tambour d'équilibrage)} \\ s_f = (0,3 \div 0,6) \text{ mm, on adopte } s_{f1} = 0,6 \text{ mm.} \end{array} \right.$

On adopte : $D_t = 850$ mm (pour que la construction de la roue Curtiss soit réalisable du point de vue encombrement).

$\Rightarrow G_{fer} = \pi \cdot 0,85 \cdot 0,0006 \sqrt{\frac{(14^2 - 1,925^2) \cdot 10^5}{39 \cdot 14 \cdot 0,2019}}$

soit $G_{fer} = 0,6628$ kg/s



SCHEMA DE LA TURBINE

D'où le coefficient de fuite de la garniture I : $\xi_{f_{I}} = \frac{G_{f_{I}}}{G_e}$
 $G_e =$ Débit de vapeur à l'entrée de la roue Curtiss.

$$\xi_{f_{I}} = \frac{0,6628}{30,22} \quad \text{soit} \quad \xi_{f_{I}} = 2,19\%$$

4.1.2 Garniture II

$$P_{KII} = P_e \frac{0,85}{\sqrt{Z_{II} + 1,5}} \quad \text{avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} P_e = P_{II} = 1,925 \text{ bar.} \\ Z_{II} = (20 \div 30); \text{ On adopte } Z_{II} = 21 \text{ labyrinthe.} \end{array} \right.$$

$$\Rightarrow P_{KII} = 1,925 \frac{0,85}{\sqrt{21+1,5}} \quad \text{soit} \quad P_{KII} = 0,345 \text{ bar.}$$

$P_s = 1,1 \text{ bar}$ (adopté : voir schéma page 61).

$P_s > P_{KII} \Rightarrow$ On applique la première formule de Stodola.

$$G_{f_{II}} = f_{f_{II}} \sqrt{\frac{(P_e^2 - P_s^2)}{Z_{II} \cdot P_e \cdot V_{II}}} \cdot 10^5$$

* $V_{II} = 0,4311 \text{ m}^3/\text{kg}$ (après laminage de la vapeur au passage de la garniture I, obtenu du diagramme $i-s$).

$$* f_{f_{II}} = \pi D_r \cdot S_{f_{II}}$$

* $D_r = 320 \text{ mm}$ (Diamètre du rotor préalablement admis)

* $S_{f_{II}} = 0,30 \text{ mm}$ (adopté, car $S_{f_{II}} = (0,3 \div 0,6) \text{ mm}$)

$$\Rightarrow G_{f_{II}} = \pi \cdot 0,32 \cdot 0,30 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{(1,925^2 - 1,1^2) \cdot 10^5}{21 \cdot 1,925 \cdot 0,4311}}$$

$$\text{soit } G_{f_{II}} = 0,0380 \text{ kg/s}$$

D'où le coefficient de fuite par la garniture II est :

$$\xi_{f_{II}} = \frac{G_{f_{II}}}{G_{f_{I}}} = \frac{0,0380}{0,6628} \quad \text{soit} \quad \xi_{f_{II}} = 5,75\%$$

4.1.3 Garnitures III et IV :

Les fuites de vapeur étant négligeables, pour les garnitures III et IV, donc elles ne seront pas calculées.

Mais, on tiendra compte du nombre de labyrinthes des garnitures dans le dessin d'ensemble de la turbine.

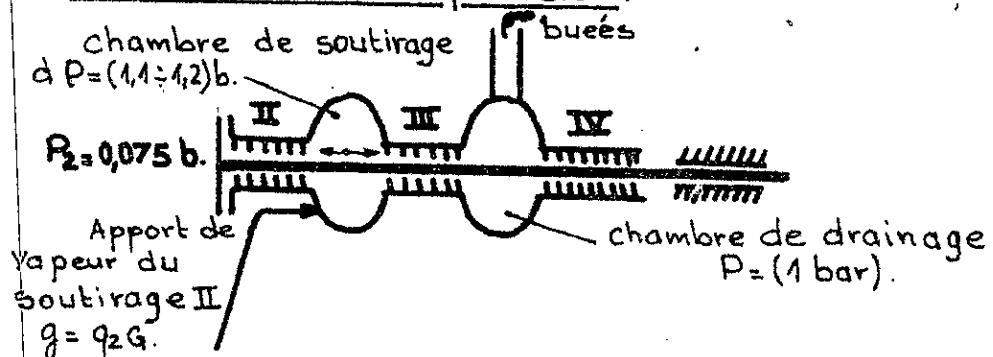
Par expérience, on a : $Z_{III} = (12 \div 16)$ labyrinthes.

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

On adopte : $Z_{III} = 15$ labyrinthes.

$Z_{IV} = 5$ labyrinthes.

4.2 Côté basse pression :



4-2-1 Garniture II :

On prélèvera une petite quantité de vapeur au soutirage II, que l'on injectera dans la chambre de soutirage à $P = 1,1 \text{ bar}$. Ainsi, le vide du condenseur ne sera pas rompu par l'air qui peut passer par la garniture III, et l'étanchéité de la garniture II sera réalisée.

$$\text{la pression critique : } P_{KII} = P_e \frac{0,85}{\sqrt{Z_{II} + 1,5}}$$

$$\text{Avec } \begin{cases} P_e = 1,1 \text{ bar (pression de la chambre de soutirage).} \\ Z_{II} = 21 \text{ labyrinthes (le même nombre de labyrinthes que celui de la haute pression).} \end{cases}$$

$$\Rightarrow P_{KII} = 1,1 \frac{0,85}{\sqrt{21 + 1,5}} \quad \text{soit } P_{KII} = 0,197 \text{ bar.}$$

$$P_3 = P_2 = 0,075 \text{ bar} \quad \text{d'où } P_3 < P_{KII}$$

Donc, on applique la deuxième formule de Stodola:

$$G_{f_{II}} = f_{f_{II}} \sqrt{\frac{P_e \cdot 10^5}{(Z_{II} + 1,5) \cdot V_{II}}}$$

$$* f_{f_{II}} = \pi D_R S_{f_{II}} \quad \begin{cases} D_R = 0,32 \text{ m} \\ S_{f_{II}} = 0,30 \text{ mm} \end{cases}$$

* V_{II} : Volume spécifique de la quantité de vapeur prélevée au soutirage II, après laminage au passage de la vanne de réglage.

$$\text{soit } V_{II} = 0,3957 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{Diag. i-5}).$$

$$\Rightarrow G_{f_{II}} = \pi \cdot 0,32 \cdot 0,30 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{1,1 \cdot 10^5}{(21 + 1,5) \cdot 0,3957}}$$

$$\text{D'où } G_{f_{II}} = 0,0354 \text{ Kg/s.}$$

Cette fuite de vapeur sera ajoutée au débit de vapeur à la sortie de la turbine.

4-2-2 Garnitures III et IV :

De la même façon que pour le côté haute pression, on adopte :

$$Z_{III} = 15 \text{ labyrinthes.}$$

$$Z_{IV} = 5 \text{ labyrinthes.}$$

B. ETUDE CONSTRUCTIVE ET CALCUL DE RESISTANCE. 65

• Sollicitations et conditions auxquelles sont soumis les matériaux utilisés pour les turbines à vapeur:

L'un des grands problèmes que l'on rencontre dans la construction des turbines à vapeur est le choix précis des matériaux des différents éléments.

Les critères de ce choix dépendent, du mode de fabrication, de la fonction de l'élément considéré.

Les matériaux doivent satisfaire également, une bonne stabilité structurale, présenter une résistance à l'oxydation et plus généralement à la corrosion.

Etant donné, que les éléments de la turbine sont soumis à de fortes températures, le phénomène de fluage est à craindre à partir de 400°C . Donc, la résistance et la résilience se trouvent modifiées et le module d'élasticité décroît considérablement.

Le fluage intéresse les éléments portés à haute température et soumis à des efforts de traction prolongée telles que les ailettes mobiles et les enveloppes haute pression.

Les goujons d'assemblage des enveloppes, doivent être en matériaux qui assurent une bonne résilience à chaud et se conservant à froid, d'où le phénomène de relaxation.

Les éléments d'addition qui entrent dans la composition des aciers pour les turbines à vapeur en général, sont: le nickel, le chrome, le molybdène, le vanadium, le tungstène, le titane, le niobium, le manganèse.

En dernier cas, pour les éléments en construction soudée, les matériaux à utiliser doivent être soudables et garder une résistance après le soudage.

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

La résilience définit l'aptitude du matériau à résister aux chocs.

La résilience est une notion importante du fait que les vibrations sont assimilées à des chocs répétés à une cadence très rapide.

1. ROTOR.

Le rotor est l'ensemble des organes en rotation.

Ces organes sont :

- l'arbre.
- le tambour d'équilibrage de la poussée axiale.
- la roue Curtis
- les aubes mobiles.

1.1 Arbre:

L'arbre est formé par 4 parties assemblées par soudure.

La partie qui porte les aubes mobiles est en forme de tambour, composé de disques forgés et soudés. En ce qui concerne les portées des paliers, les diamètres sont déterminés en fonction des pressions d'appui admissibles, et dimensionnés en vue de satisfaire aux conditions de rendement optimum, c'est à dire que la perte de puissance dans les paliers soit minimale.

Un choix approprié du module de torsion de l'arbre au niveau de l'accouplement, nous permet de déterminer le diamètre approximatif de la portée du palier.

Nous optons pour un même diamètre pour les portées du palier, et du palier à butée.

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

le couple développé sur l'arbre est $C = \frac{P}{\omega}$ [N.m]

avec $P = 25 \cdot 10^6$ [W]

$\omega = \frac{\pi n_T}{30}$ [s⁻¹] et $n_T = 3000$ tr/min

$$W_0 = \frac{J_0}{V} = \frac{\pi d^4 / 32}{d/2} \quad \text{soit } W_0 = \frac{\pi d^3}{16}$$

d : diamètre de l'arbre aux niveaux des paliers.

$$\frac{C}{W_0} = \frac{25 \cdot 10^6}{\pi \cdot 3000} \cdot 30 \cdot \frac{16}{\pi d^3} = 400 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

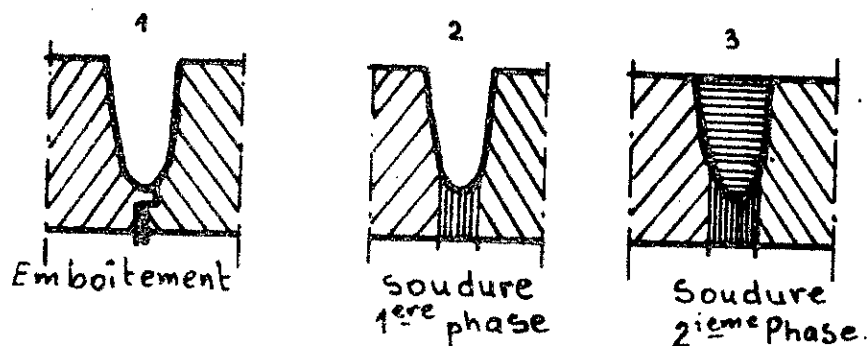
$$\text{Soit } d = \sqrt[3]{\frac{25 \cdot 10^6}{\pi \cdot 3000} \cdot 30 \cdot \frac{16}{\pi} \cdot \frac{1}{400 \cdot 10^5}}$$

on trouve $d = 0,216 \text{ m}$.

Soit un diamètre normalisé $d = 250 \text{ mm}$.

Le matériau généralement utilisé pour l'arbre du rotor, travaillant avec des températures élevées ($> 400^\circ\text{C}$) est un acier contenant: 1,5% Cr; 0,4% Mo; 1% Mn; 0,6% V avec une résistance sous charge prolongée à 550° $R = 10 \text{ hbar}$.

* Exécution des soudures des disques formant l'arbre tambour.



La première opération de soudage consiste à faire plusieurs points de soudure sur toute la périphérie, pour avoir un bon centrage et éviter les déformations. La phase finale est une soudure automatique à l'arc submergé.

1.2 Tambour d'équilibrage :

Le tambour d'équilibrage est un cylindre, porté par l'arbre du côté admission de vapeur. Il est utilisé pour combattre la poussée longitudinale due à l'action de la vapeur. Cet organe est emmanché sur une portée de l'arbre et assemblé à celui-ci par soudure. Ses faces sont soumises à des pressions différentes.

La face amont est soumise à la pression de régulation (Prég).

La face aval est mise en communication avec le deuxième soutirage, d'où la pression exercée sur cette face est la pression du 2^{ème} soutirage.

Le tambour d'équilibrage est dimensionné en fonction de la poussée axiale résultante de plusieurs forces.

La roue Curtis est montée sur l'arbre par emmanchement, et assemblée à celui-ci par soudure.

Pour ne pas avoir une différence de pressions sur les 2 faces de la roue, on a prévu 3 trous à 120° sur cette roue. Ainsi des 2 côtés de la roue règne une même pression (Prég).

1.4 Aubes mobiles:

L'ailette mobile comporte les parties suivantes:

- Le pied qui assure la liaison avec le tambour.
- Le corps qui reçoit l'action de la vapeur.

Les longueurs d'ailettes n'étant pas assez grandes, la liaison en tête n'est pas nécessaire, car les risques de vibration sont minimales même pour les aubages basse pression. Les ailettes présentent un fraisage en tête (aubes éfilées) pour diminuer les dégâts en cas de contact accidentel. Les dilatations thermiques de l'arbre exigent un écart croissant entre aubes mobiles et aubes fixes. Le jeu entre ces aubes est de:

* 2,5 mm à 5,5 mm pour la partie HP

* 5,5 mm à 11 mm pour la partie BP.

Le rapport $\frac{l}{D}$ (n'étant pas assez élevé) nous permet d'avoir des aubes non vrillées (même celles des étages basse pression).

Les aubages proviennent de barres d'acier fraisées au profil prévu.

Les ailettes des étages basse pression sont en matériau qui résiste à l'usure que provoque l'eau en suspension dans le fluide, soit un acier inoxydable à forte teneur en Chrome (par exemple 14% Cr).

Les pieds de fixation des aubages HP et BP sont différents, du fait que les efforts de traction dus aux forces centrifuges (flexion et torsion relativement négligeables) sont assez élevés pour les aubages BP.

- Aubages HP: fixation en T ϵ .
- Aubages BP: fixation en double T ϵ .

2 - Enveloppe:

69

La construction de l'enveloppe tient compte de:

- L'accessibilité des parties intérieures en utilisant un joint axial continu, séparant la partie inférieure et la partie supérieure de l'enveloppe.
- Emploi d'un acier austénitique de haute résistance aux températures et pressions élevées, surtout pour la partie haute pression.
- Facilité de moulage, par l'utilisation d'un plan de joint perpendiculaire à l'axe du rotor.
- Emploi de formes géométriques simples (sphère, cylindre, cône etc...).

L'assemblage des 4 parties de l'enveloppe (séparées par les 2 plans de joint) est réalisé par goujons.

L'étanchéité aux plans de joint est obtenue par un serrage énergique à froid des goujons, qui doivent être placés le plus près possible de l'intérieur de l'enveloppe pour diminuer l'écart de température.

La partie basse pression de l'enveloppe et le fond d'échappement doivent être de bonne résistance et suffisamment rigides à cause des déformations que peut provoquer la pression atmosphérique et les charges du rotor appliquées au palier solidaire de la partie inférieure de l'enveloppe.

Au cours du démarrage, les parties mobiles s'échauffent plus rapidement que l'enveloppe, d'où des précautions sont à prendre pour éviter les contacts des parties fixes et mobiles. L'enveloppe solidaire au condenseur, se dilate de la droite vers la gauche entraînant le palier et la butée qui glissent sur leur support. Le rotor se dilate en sens inverse, plus rapidement que le corps entraînant une réduction des jeux entre aubes mobiles et aubes fixes.

3. PALIERS :

70

Le rotor repose sur 2 paliers placés aux extrémités de l'arbre, entre boîte étanche et butée d'un côté et, boîte étanche et accouplement de l'autre. Les paliers sont constitués par deux demi-coussinets qui ont un contact sphérique avec les cages des demi-enveloppes. Le contact sphérique permet la flexion de l'arbre sans déformation de l'enveloppe.

La butée du palier (côté HP) a pour but :

- De régler et maintenir constante la position du rotor par rapport au stator.
- D'absorber la poussée longitudinale qui pourrait subsister, malgré l'utilisation du tambour d'équilibrage.

Un métal antifriction est coulé dans les coussinets, et pénètre dans des gorges trapézoïdales qui assurent sa tenue. Le graissage des paliers et butée, est du type hydrodynamique, c'est à dire que les surfaces frottantes sont séparées par un film d'huile (circulation sous pression) suffisamment épais pour éviter tout contact entre parties fixes et parties mobiles. L'huile de graissage des paliers et butée arrive par des canaux percés dans les demi-cages inférieures, et récupérée à sa sortie dans les parties de l'enveloppe inférieure formant carters en liaison avec le collecteur général de retour dans les paliers.

4. ETANCHEITE :

L'étanchéité a pour but de limiter les pertes par fuites qui se produisent aux passages des éléments mobiles dans les parties fixes de la turbine, d'une région de pression élevée à une région de moindre pression.

Les garnitures d'étanchéité utilisées :

- Aux passages de l'arbre dans le corps (côtés HP et BP).
- Au niveau du tambour d'équilibrage.

sont des garnitures à labyrinthes.

Ce système d'étanchéité consiste à créer des étranglements limitant le débit de fuite, la section minimale de passage est imposée par les jeux aux paliers, la flèche du rotor et les dilatations.

5. ACCOUPLEMENT ET VIREUR .

L'accouplement utilisé est du type rigide, constitué par deux plateaux emmanchés à force sur les arbres à accoupler. Cet accouplement est simple, sûr, n'exige aucun graissage et ne présente aucune usure.

Au montage, le centrage des arbres est obtenu par emboîtement des deux plateaux et la liaison est assurée par des boulons montés sans jeu dans leurs logements.

Les liaisons arbres-plateaux sont complétées par clavetages. Les plateaux sont pleins, et complètement usinés pour avoir un bon équilibrage.

La turbine est pourvue d'un vireur (non représenté) du rotor. Il sert à maintenir la turbine en rotation lente afin d'éviter les inégalités de contraction ou de dilatation du rotor, il suffit pour cela d'un tour toutes les deux ou trois minutes.

Le vireur est mis en marche, pendant quelques heures après l'arrêt, environ une heure avant le démarrage. Le vireur entre en fonction seulement quand la turbine est arrêtée et se débraye automatiquement lorsque la vitesse de l'arbre est suffisante.

6. REGULATION .

Pour adapter la puissance de la turbine, à vitesse constante, à la commande de la machine réceptrice (Alternateur), on utilise le réglage par admission partielle.

Trois vannes de réglage commandées par un servo-moteur assurent la régulation du débit de vapeur

en vue de garder une vitesse constante.

Le secteur total d'injection est divisé en trois segments qui portent les 24 tuyères d'admission de la vapeur.

Le premier et le troisième segment sont semblables et ont chacun 5 tuyères.

Le deuxième segment placé entre les deux autres, compte 14 tuyères afin d'assurer au moins 50% de la charge maximale. Chaque vanne de régulation est en liaison avec le secteur d'injection correspondant. Ces trois vannes communiquent entre elles par deux chambres alimentées en vapeur par deux vannes à fermeture rapide. Les soupapes des vannes de régulation sont toujours partiellement ouvertes (ou fermées), et permettent ainsi de garder une vitesse constante par réglage du débit de vapeur.

Un régulateur de vitesse placé au bout de l'arbre, et relié au servo-moteur qui provoque l'ouverture ou la fermeture des soupapes, suivant la variation de la vitesse de rotation mesurée par le régulateur.

Un autre régulateur dit, de sécurité permet l'arrêt total de la turbine en cas de survitesse (environ 10% supérieure à la vitesse de marche normale). Dans ce cas l'alimentation de la turbine en vapeur est stoppée par les vannes à fermeture rapide.

7. Tracé du profil d'une aube du premier étage 73 de la roue Curtis.

* voir construction planche 1.

* Calcul du rayon R :

$$B = R \cos \beta_1 + R \cos \beta_2 + C \sin \beta_2$$

Avec $B = 25 \text{ mm}$: largeur de l'aube.

$\beta_1 = 23,53^\circ$: Angle d'entrée de la vapeur dans l'étage.

$\beta_2 = 20,28^\circ$: Angle de sortie de la vapeur de l'étage.

$$\text{d'où } R = \frac{B - C \sin \beta_2}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2} \quad C = 4 \text{ mm : adopté}$$

$$R = \frac{25 - 4 \sin(20,28^\circ)}{\cos(23,53^\circ) + \cos(20,28^\circ)} \quad \text{soit } R = 12,73 \text{ mm}$$

* g_1 et g_2 : épaisseurs de l'aube à l'entrée et à la sortie.

$$g_2 = 0,6 \text{ mm}$$

$$g_1 < g_2 \quad , \text{ on adopte } g_1 = 0,5 \text{ mm}$$

* le pas t entre 2 aubes consécutives est :

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

$$t = \frac{25}{2 \cdot \sin(23,53 + 20,28)} \quad \text{soit } t = 18,06 \text{ mm}$$

* $G = 0,6 t$: adopté

$$G = 0,6 \cdot 18,06 \quad \text{soit } G = 10,84 \text{ mm}$$

On prend $G = 11 \text{ mm}$.

8. Tracé du profil d'une aube mobile du deuxième étage à réaction.

74

→ Voir construction planche 2.

- Calcul du rayon R:

- $B = 20$ mm largeur de l'aube.
- $C = 4$ mm adopté.
- $\beta_1 = 83^\circ$: angle d'entrée de la vapeur dans l'étage.
Soit $\beta'_1 = \beta_1 + 10^\circ$ adopté.
d'où $\beta'_1 = 83^\circ + 10^\circ = 93^\circ$.
- $\beta_2 = 20^\circ$: angle de sortie de la vapeur de l'étage.

$$B = -R \sin\left(\beta'_1 - \frac{\pi}{2}\right) + R \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) + C \sin\beta_2.$$

$$\Rightarrow R = \frac{B - C \sin\beta_2}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) - \sin\left(\beta'_1 - \frac{\pi}{2}\right)}$$

$$R = \frac{20 - 4 \sin 20^\circ}{\sin(90^\circ - 20^\circ) - \sin(93^\circ - 90^\circ)} = 20,99 \text{ mm}$$

On prend $R = 21$ mm.

- $g = 0,6$ mm (calcul des étages à réaction).
- Le pas entre 2 aubes : $t = 20$ mm.

Vérifications du tracé du profil:

- 1^{ère} Vérification: Méthode BBC (Brown Boveri et Cie)

La méthode consiste un graphe $r = f(L)$.

- En ordonnée : Les rayons (r_i) des cercles tangents au profil de l'aube.

- En abscisse : Les longueurs des arcs (L) joignant les centres de 2 cercles consécutifs.

La vérification se fait en traçant la tangente au point d'inflexion de la courbe, et mesurer l'angle θ , entre cette tangente et l'horizontale : on trouve $\theta = 12^\circ$.

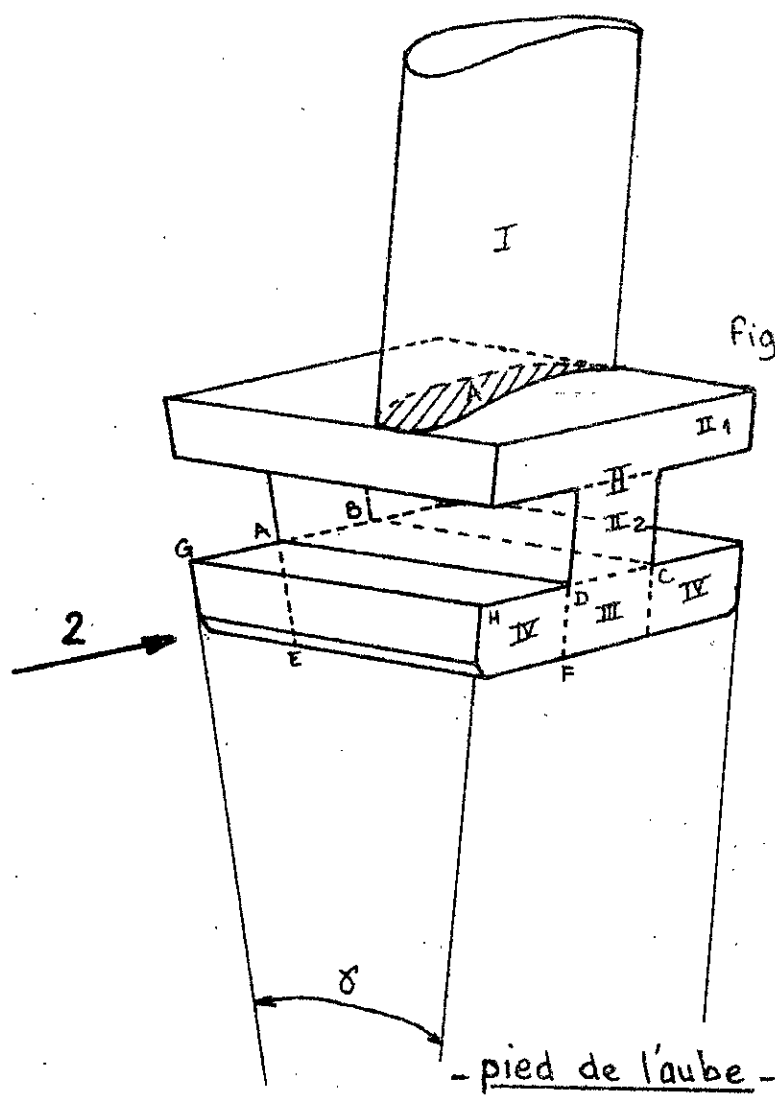
d'après BBC : $\theta = 4 \div 6^\circ$.

- 2^{ème} Vérification : $\Delta\beta_1 = \beta_{1c} - \beta_{1g} = 8 \div 10^\circ$

$\beta_{1c} = \beta_1 = 83^\circ$: β_{1c} obtenu par calcul

$\beta_{1g} = 74^\circ$: β_{1g} obtenu graphiquement } $\Rightarrow \Delta\beta_1 = 9^\circ$

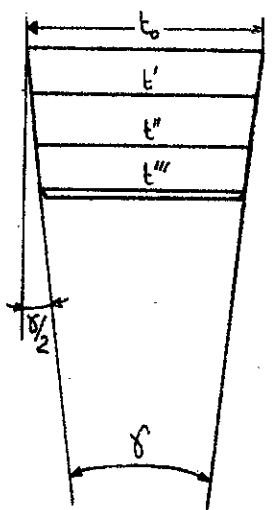
8.1 Calcul de résistance d'une aube mobile du 2^{ème} étage à réaction.



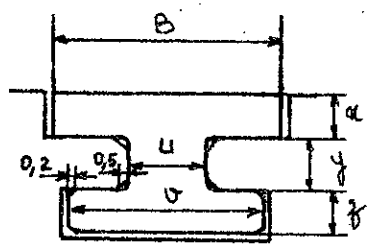
modèle de calcul de résistance d'une aube mobile.

Fig-1

vue suivant ②



vue suivant ①



- $t = 20\text{mm}$
- $m = \frac{\pi D}{t}$: nbre d'aubes du 2^{ème} étage.
- $\delta = \frac{360^\circ}{m}$: angle de montage des aubes sur le tambour.
- $l = 56\text{mm}$: Longueur de la partie active de l'aube.
- $B = 20\text{mm}$ - $z = 6\text{mm}$
- $\alpha = 6\text{mm}$ - $u = 9\text{mm}$
- $\gamma = 9\text{mm}$ - $\sigma = 14\text{mm}$

Dans le modèle de calcul de résistance de l'aube, toutes les arêtes courbes sont remplacées par des droites afin de faciliter la représentation et le dimensionnement du pied de l'aube. (page précédente).

Les contraintes de flexion et de torsion sont relativement petites par rapport à la contrainte de traction due aux forces centrifuges. D'où pour ce calcul de résistance on néglige les forces de flexion et de torsion.

8.2 Calcul de résistance de l'aube:

La fixation des aubes mobiles sur le tambour n'est possible que si l'angle de montage γ est respecté.

$$\gamma = \frac{360^\circ}{m} \quad \text{avec } m : \text{nbre d'aubes mobiles du deuxième étage à réaction.}$$

$$m = \frac{\pi D}{t} \quad \text{avec: } \begin{cases} D = 820 \text{ mm} : \text{diamètre moyen} \\ t = 20 \text{ mm} : \text{pas entre 2 aubes} \end{cases}$$

$$m = \frac{\pi \cdot 820}{20} = 128,8 \quad \text{soit } m = 129 \text{ aubes.}$$

$$\text{d'où } \gamma = \frac{360^\circ}{129} \quad \text{soit } \gamma = 2,8^\circ.$$

L'angle γ étant assez petit : on prend :

$$\begin{cases} t' \approx t_0 = \frac{t(D-l)}{D} = \frac{20(820-56)}{820} \Rightarrow t_0 = 18,6 \text{ mm} \\ t'' \approx t''' \\ t'' = t_0 - 2(x+y) \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \end{cases}$$

$$\text{soit } t'' = 18,6 - 2(6+9) \operatorname{tg} \frac{2,8}{2} \Rightarrow t'' = t''' = 17,9 \text{ mm.}$$

1. Vérification de la section la plus basse de la partie active de l'aube (partie I) à la traction due à la force centrifuge F_{CI} .

$$\sigma_I = \frac{F_{CI}}{A_I} \leq 100 \text{ MPa.}$$

$A_I = A = 1,28 \text{ cm}^2$ (aire de la section la plus basse de la partie I, obtenue après tracé de la planche-2, par planimétrie).

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

Les forces centrifuges sont appliquées aux centres de gravité des parties à vérifier.

$m_I = A_I \ell \rho$: masse de la partie I.

ℓ : longueur de l'aube $\ell = 56 \text{ mm}$.

ρ : masse volumique de l'acier utilisé. $\rho = 7,85 \text{ kg/dm}^3$

$\bullet m_I = 1,28 \cdot 10^{-4} \cdot 0,056 \cdot 7850 \Rightarrow m_I = 0,0563 \text{ Kg}$.

$\bullet R_I = \frac{D}{2} = \frac{820 \cdot 10^{-3}}{2}$ soit $R_I = 0,41 \text{ m}$

Pour le calcul de résistance, on augmente la vitesse de rotation de 10%.

soit $n = n_T \cdot 1,1 = 3000 \cdot 1,1$ soit $n = 3300 \text{ tr/min}$.

d'où $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 3300}{30} \Rightarrow \omega = 345,58 \text{ rd/s}$.

$F_{CI} = 0,0563 \cdot (345,58)^2 \cdot 0,41 \Rightarrow \underline{F_{CI} \approx 2757 \text{ N}}$

$\sigma_I = \frac{2757}{1,28 \cdot 10^{-4}} \approx 215 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

D'où $\sigma_I = 21,5 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}$.

2. Vérification de la section ABCD à la traction due aux forces centrifuges F_{CI} et F_{CII} .

$\sigma_I = \frac{F_{CI} + F_{CII}}{AB \cdot AD} \leq 100 \text{ MPa}$ avec $\begin{cases} AB = 4 \\ AD = t'' \end{cases}$

La partie supérieure du pied de l'aube (II) est divisée en deux pour le calcul de la force F_{CII} .

soit $F_{CII} = F_{CII1} + F_{CII2}$

a. calcul de F_{CII1} :

$F_{CII1} = m_{II1} \omega^2 R_{II1}$

$\bullet R_{II1} = \frac{D - \ell - \alpha}{2} = \frac{0,82 - 0,056 - 0,006}{2} = 0,379 \text{ m}$.

$\bullet m_{II1} = (B \cdot b) \cdot \alpha \cdot \rho = (0,02 \cdot 0,0186) \cdot 0,006 \cdot 7850$; soit $m_{II1} = 0,019 \text{ kg}$

$F_{CII1} = 0,019 \cdot (345,58)^2 \cdot 0,379 \Rightarrow F_{CII1} \approx 860 \text{ N}$.

b. calcul de F_{CII2} :

$F_{CII2} = m_{II2} \omega^2 R_{II2}$

$\bullet R_{II2} = \frac{D - \ell - 2\alpha - \gamma}{2} = \frac{0,82 - 0,056 - 2 \cdot 0,006 - 0,009}{2}$

soit $R_{II_2} = 0,3715 \text{ m}$.

$$\bullet m_{II_2} = (t' \cdot u) \cdot y \cdot f = (0,0186 \cdot 0,009) \cdot 0,009 \cdot 7850$$

soit $m_{II_2} = 0,013 \text{ kg}$.

$$\text{D'où } F_{C_{II_2}} = 0,013 \cdot (345,58)^2 \cdot 0,3715$$

$$F_{C_{II_2}} \approx 577 \text{ N}$$

$$F_{C_{II}} = 860 + 577 \quad \Rightarrow \quad \underline{F_{C_{II}} = 1437 \text{ N}}$$

$$\text{D'où } \sigma_{II} = \frac{2757 + 1437}{0,009 \cdot 0,0179} \approx 242 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\underline{\sigma_{II} = 24,2 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}}$$

3. Cisaillement de la section: 2x ADEF

$$\sigma_{III} = \frac{F_{C_I} + F_{C_{II}} + F_{C_{III}}}{2 \cdot AE \cdot AD} \leq 60 \text{ MPa}$$

$$\text{avec } \begin{cases} AE = z \\ AD = t'' \end{cases}$$

$F_{C_{III}} = m_{III} R_{III} \omega^2$: force centrifuge appliquée au centre de gravité de la partie III.

$$\bullet R_{III} = \frac{D - l - 2x - 2y - z}{2} = \frac{0,82 - 0,056 - 0,012 - 0,018 - 0,006}{2}$$

$$\text{soit } R_{III} = 0,364 \text{ m}$$

$$\bullet m_{III} = (t'' \cdot u) \cdot z \cdot f = (0,0179 \cdot 0,009) \cdot 0,006 \cdot 7850$$

$$\text{soit } m_{III} = 0,0082 \text{ kg}$$

$$F_{C_{III}} = 0,0082 \cdot 0,364 \cdot (345,58)^2$$

$$\text{d'où } \underline{F_{C_{III}} = 356 \text{ N}}$$

La contrainte de cisaillement :

$$\sigma_{III} = \frac{2757 + 1437 + 356}{2 \cdot 0,006 \cdot 0,0179} \approx 197 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\Rightarrow \underline{\sigma_{III} = 19,7 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}}$$

4. Pression de contact sur la section: 2x ADHG

La contrainte de pression de contact est due aux forces centrifuges F_{C_I} , $F_{C_{II}}$, $F_{C_{III}}$ et $F_{C_{IV}}$, les forces de flexion étant négligées.

$$\sigma_{IV} = \frac{F_{C_I} + F_{C_{II}} + F_{C_{III}} + F_{C_{IV}}}{2 \cdot AD \cdot AG}$$

$$\sigma_{IV} \leq 200 \text{ MPa}$$

$$F_{cIV} = m_{IV} 10^2 R_{IV}$$

$$\cdot R_{IV} = R_{II} = 0,364 \text{ m}$$

$$\cdot m_{IV} = 2 \cdot (AD \cdot AG) \cdot DF \cdot \rho$$

$$AD = \frac{t''}{2} = 0,0179 \text{ m}$$

$$AG = \frac{v-u}{2} = \frac{(0,0002 + 0,0005) \cdot 0,014 - 0,009}{2} - (0,0002 + 0,0005) = 0,0018 \text{ m}$$

$$DF = \frac{z}{8} = 0,006 \text{ m}$$

$$\text{d'où } m_{IV} = 2 \cdot (0,0179 \cdot 0,0025) \cdot 0,006 \cdot 7850$$

$$\text{soit } m_{IV} = 0,0045 \text{ kg}$$

$$F_{cIV} = 0,0045 \cdot (345,58)^2 \cdot 0,364$$

$$\underline{F_{cIV} \approx 196 \text{ N}}$$

La Pression de contact est :

$$\sigma_{IV} = \frac{2757 + 1437 + 356 + 196}{2 \cdot (0,0179 \cdot 0,0018)} \approx 492 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\text{soit } \sigma_{IV} = 49,2 \text{ MPa} < 200 \text{ MPa}$$

CONCLUSION

L'étude qui a été faite donne seulement un aperçu des difficultés que l'on rencontre dans la construction des turbines à vapeur.

Elle pose les problèmes mais n'en donne pas toujours les détails. Plusieurs problèmes ont été éffleurés, car leurs résolutions demandent un temps assez long : à savoir l'étude complète de tous les systèmes de liaison, le calcul des accessoires de la turbine (pompes, paliers, vanes de régulation...) etc.

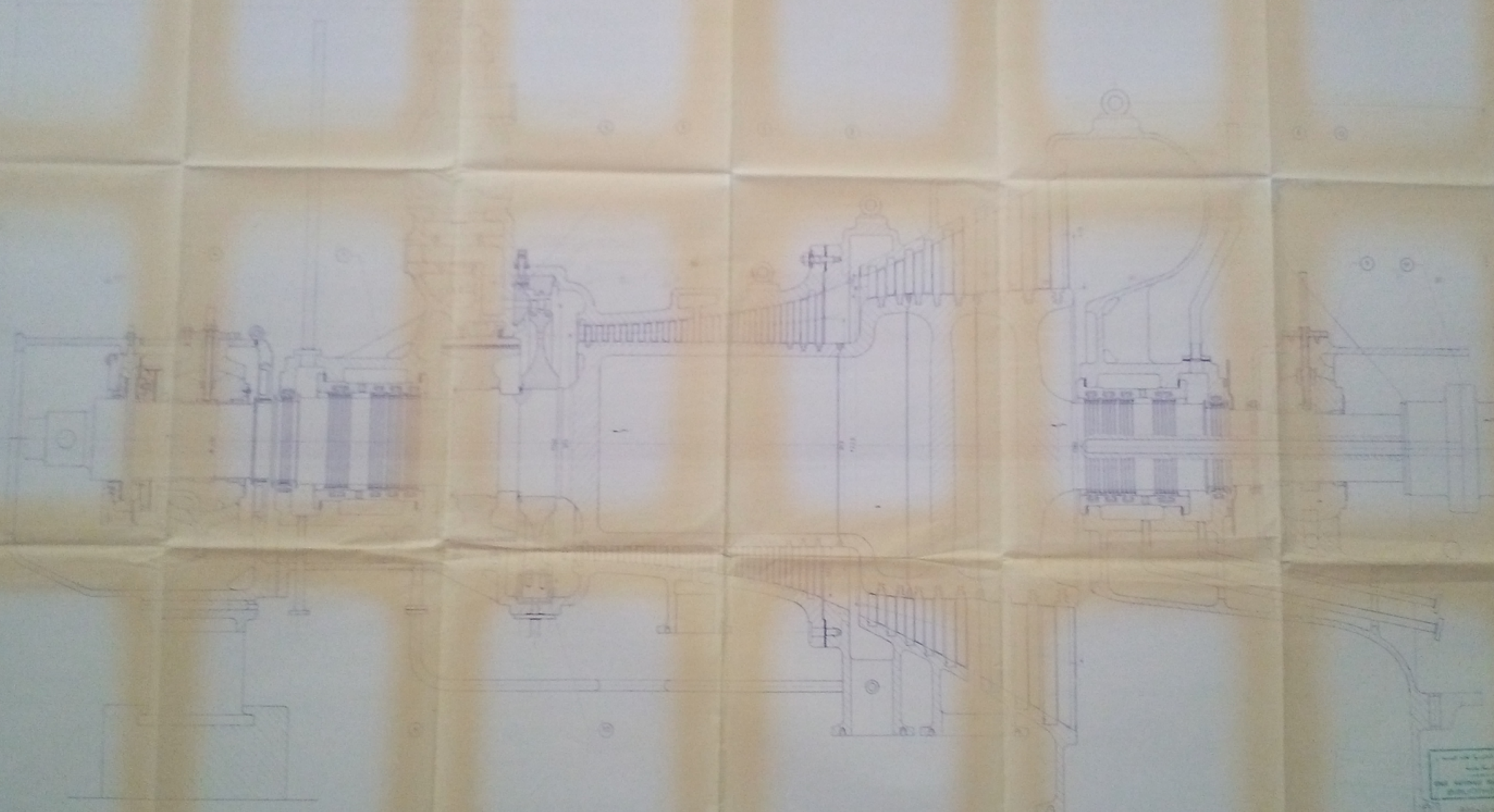
Pour passer au côté pratique de l'étude, il n'est pas besoin de rappeler que l'expérience joue un grand rôle dans toute conception de machines.

Ce projet n'est pas une étude parfaite, œuvre d'ingénieurs spécialisés dans le domaine en question, mais simplement une esquisse rapide d'un avant-projet de turbines à vapeur.

Cependant, j'ai fait de mon mieux pour cerner certains problèmes qui se sont posés au cours de ce travail, et présenter ainsi une étude valable pour le délai fixé.

BIBLIOGRAPHIE

- ◆ 1. Turbines à vapeur et à gaz.
- Lucien Vivier -
Editions Albin Michel. 1965.
←————→
- ◆ 2. La turbine à vapeur moderne.
- E.A. Kraft -
Dunod. Deuxième édition. 1957.
←————→
- ◆ 3. Mechanik Poradnik Techniczny
Tom IX. Część 1. Warszawa 1954
Państwowe wydawnictwa techniczne.
(Aide mémoire technique).
←————→
- ◆ 4. Eléments de construction d'usage de
l'ingénieur. Tome IX.
Production et utilisation de la vapeur.
G. Lemasson - A.L. Tourancheau - L. Vivier
Dunod. 4^{ème} édition 1971.
←————→
- ◆ 5. Revues Brown Boveri
Baden/Suisse.

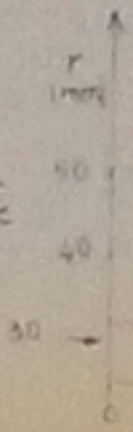


12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1

1. Kormánykerék
 2. Kormánykerék
 3. Kormánykerék
 4. Kormánykerék
 5. Kormánykerék
 6. Kormánykerék
 7. Kormánykerék
 8. Kormánykerék
 9. Kormánykerék
 10. Kormánykerék
 11. Kormánykerék
 12. Kormánykerék

Magyar Királyság
 Budapesti Műszaki Egyetem
 GÉPÉSZETI TANSZÉK
 TÁRSASÁG
 1910. évi
 KÖZLEMÉNYEK

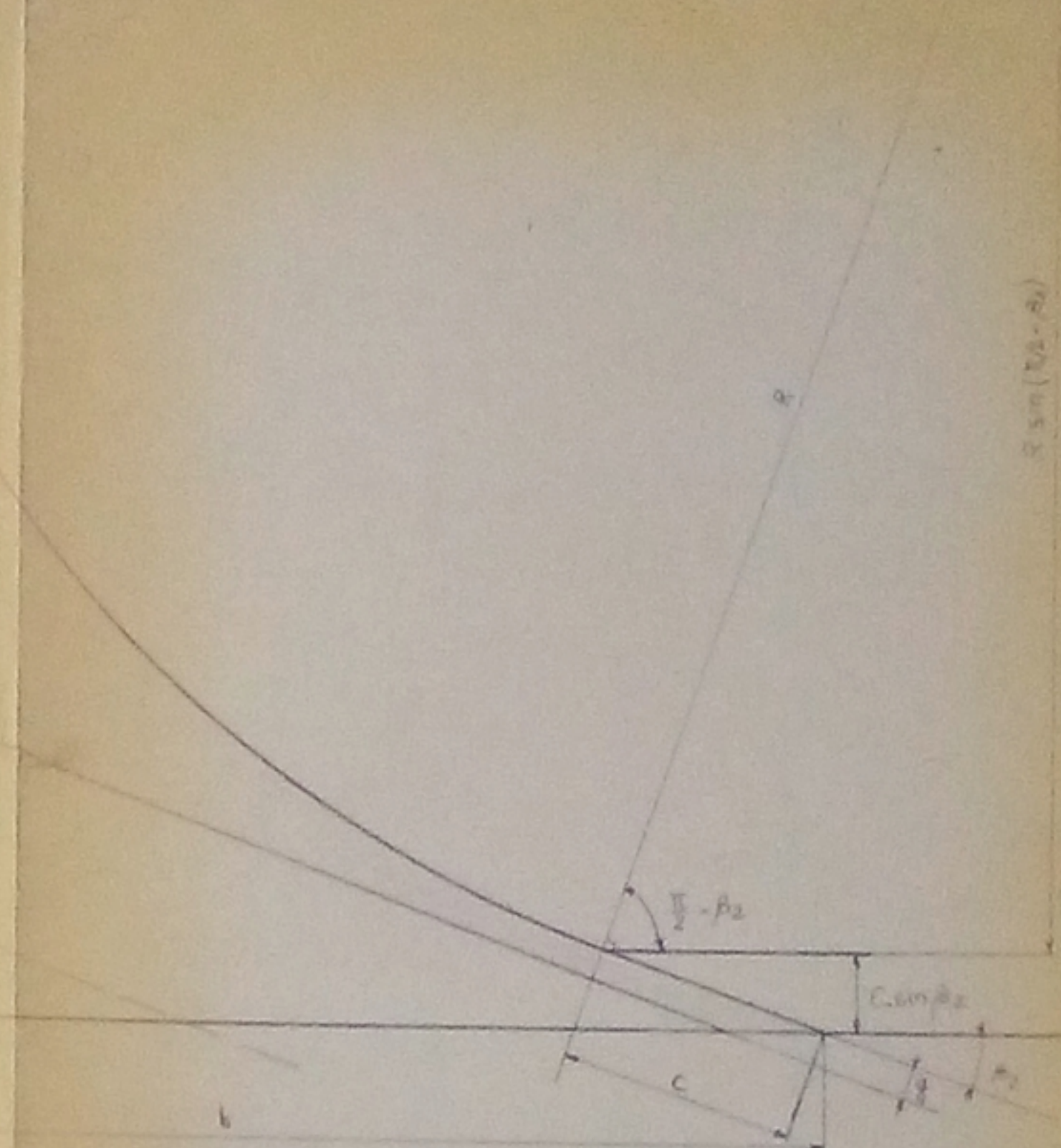
$\alpha_{12} = 25^\circ$
 $\alpha_{13} = 74^\circ$
 Methode BBC



Echelle 1/4
 Pl-2

R = 27mm
 A = 1.28 cm²

Section transversale la partie active
 de l'aube du 2^{ème} étage
 à réaction



R = 27mm
 A = 1.28 cm²
 G = 27mm

Pl-1

Section transversale d'une aube
 du 1^{er} étage de classe type Curtis

خدمة الوطن للعلوم
 المكتبة
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
1/4		
Professeur: G. G. G. G. G. Dessinateur: M. M. M. M. M. Date: 19...		

PROFILS D'AUBAGES

ENPA Dép. Mécanique

PMOM SA / Annexe-2-

