

UNIVERSITE D'ALGER

7/75

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE HYDRAULIQUE

16x

PROJET DE FIN D'ETUDES

— — — — —
— — — — —
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

ETUDE HYDRODYNAMIQUE
D'UNE POMPE - TURBINE

Proposé par :

M^r ARSENIÉV

Étudié par :

Abdelkader ELKHIR

PROMOTION 1975

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE HYDRAULIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

ETUDE HYDRODYNAMIQUE
D'UNE POMPE - TURBINE

Proposé par :

M^r ARSENIÉV

Etudié par :

Abdelkader ELKHIR

PROMOTION 1975

A mes frères et sœurs

A mes amis

Abdelkader ELKHIR

Je dédie ce projet de fin
d'études à mes parents dont
la compréhension et les sacri-
fices m'ont permis de mener
à bien mes études.

Abdelkader ELKHIR.

// -0- REMERCIEMENTS -0- //

Je tiens à remercier vivement Mr. ARSENIÉV
pour tous les conseils qu'il m'a prodigués
pour la réalisation de ce projet.

Mes remerciements également à Mr. LAPRAY
professeur d'hydraulique générale et à tous
mes anciens professeurs qui ont contribué à
ma formation sans oublier le professeur Mr. TASCA,
et Mr. EMERY.

Abdelkader ELKHIR.

P L A N D ' E T U D E

| | page |
|--|------|
| <u>INTRODUCTION</u> | 1 |
| I <u>ETUDE DE LA POMPE</u> | 3 |
| 1 - Introduction | 3 |
| 2 - LE ROTOR | 4 |
| 2.1 - Introduction | 4 |
| 2.2 - Détermination des dimensions principales | 5 |
| 2.3 - Calcul des caractéristiques théoriques | 11 |
| 2.4 - Détermination du nombre d'aubes | 13 |
| 2.5 - Calcul de l'épaisseur des aubes | 16 |
| 2.6 - Calcul des caractéristiques réelles | 17 |
| 2.7 - Tracé de l'aube en plan parallèle | 19 |
| 3 - CAVITATION | 22 |
| 4 - DIFFUSEUR A AUBES | 24 |
| 5 - CALCUL DE LA VOLUTE | 29 |
| 6 - PERTES DE CHARGES HYDRAULIQUES | 33 |
| 7 - TRACE DES CARACTERISTIQUES | 39 |
| II <u>ETUDE DE LA TURBINE</u> | 44 |
| 1 - Introduction | 44 |
| 2 - ROTOR | 45 |
| 2.1 - Détermination des dimensions principales | 45 |
| 2.2 - Calcul des caractéristiques théoriques | 51 |

| | |
|---|-----|
| 2.3 - Limite supérieure du nombre d'aubes | 53. |
| 2.4 - Calcul de l'épaisseur des aubes | 54 |
| 2.5 - Calcul des caractéristiques réelles | 55 |
| 2.6 - Tracé de l'aube en plan parallèle | 56 |
| 3 - CAVITATION | |
| 4 - DISTRIBUTEUR | 59 |
| 5 - BACHE SPIRALE | 63 |
| 6 - PERTES DE CHARGES HYDRAULIQUES | 66 |
| 7 - TRACE DES CARACTERISTIQUES | 71 |
| III <u>CONCLUSION</u> | 76 |

ETUDE D'UNE POMPE - TURBINE

INTRODUCTION

SON UTILISATION

Dans un réseau de distribution électrique, la production doit à chaque instant s'adapter aux besoins. Ceux-ci sont variables dans le temps et la consommation passe en général d'une valeur minimale appelée consommation de base, à une valeur maximale qui est la consommation de pointe.

Les installations de production d'énergie doivent être capables de fournir l'énergie de pointe et certaines devront être mises en route ou arrêtées suivant les besoins.

Parfois on peut avoir économiquement intérêt à utiliser le supplément de puissance disponible aux heures creuses pour pomper de l'eau dans une retenue artificielle et retrouver ainsi une énergie supplémentaire disponible aux heures de pointe, ou pendant les saisons qui correspondent normalement à un manque d'eau.

Pour cela, on peut utiliser une pompe, un alternateur et une turbine séparément. Mais on a décidé d'utiliser dans ce but un ensemble unique d'une pompe-turbine et un alternateur disposés sur le même arbre comme l'indique la Figure 14.

Aux heures ou aux périodes de pointe, la pompe tourne dans le vide et l'ensemble de l'alternateur et de la turbine fournit normalement du courant au réseau.

Aux heures ou aux périodes creuses, c'est la turbine qui tourne dans le vide et la pompe qui remonte une certaine quantité d'eau.

DESCRIPTION

La turbine-pompe ou pompe-turbine comporte une roue de turbine et une roue de pompe adossées l'une à l'autre et clavetées sur le même arbre animé d'un mouvement de rotation par un moteur. Le sens de rotation de la machine est le même pour le fonctionnement en pompe et en turbine.

Le sens de rotation étant le même, on peut passer sans aucune discontinuité de la marche en turbine à la marche en pompe et vice-versa.

Ces pompes sont le plus souvent du type centrifuge à n_s modérée ou faible.

ETUDE HYDRODYNAMIQUE D'UNE POMPE - TURBINE

Les caractéristiques nominales de la pompe

$$H = 150 \text{ m}$$

$\Phi =$ de la condition que la puissance de la turbine soit égale à celle de la pompe

$$N = 500 \text{ tr/min}$$

$$\eta_{ge} = 0,85 \quad \text{rendement global}$$

Les caractéristiques nominales de la turbine.

$$H_{\text{nette}} = 125 \text{ m}$$

$$\Phi = 10 \text{ m}^3/\text{sec}$$

$$N = 500 \text{ tr/min}$$

$$\eta_{ge} = 0,90 \quad \text{rendement global}$$

- calcul du débit Φ de la pompe.

puissance de la pompe = puissance de la turbine

$$\bar{\omega} \Phi_p H_p = \bar{\omega} \Phi_T H_T$$

$$\Phi_p = \frac{\Phi_T H_T}{H_p} = \frac{10 \times 125}{150}$$

$$\underline{\underline{\Phi_p = 8,333 \text{ m}^3/\text{sec}}}$$

I/ ETUDE DE LA POMPE

1. INTRODUCTION

La pompe est une machine hydraulique dont le fonctionnement consiste en ce qu'elle transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

Elle transmet au courant liquide qui la traverse une certaine puissance.

La réserve d'énergie reçue par le liquide à l'intérieur de la pompe permet au courant de surmonter les pertes de charge et de s'élever jusqu'à une certaine hauteur.

La pompe comprend:

- un rotor (ou roue) animé d'une vitesse de rotation uniforme.
- un diffuseur (dans certains cas: grosses pompes, ...)
- une volute, appelé aussi bêche spirale

2. LE ROTOR

2.1. Le rotor à aubes, appelé aussi roue, est l'élément actif de la pompe. IL transmet au liquide un surplus de pression et le rejette à une vitesse supérieure à sa vitesse initiale dans une bêche spirale. Entre les aubes de la roue et le liquide se produit une interaction qui a pour résultat de provoquer la transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Le liquide arrive au rotor parallèlement à son axe de rotation, et ensuite, se dirige vers les canaux formés par les aubes.

Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue par les fentes formées par les disques du rotor.

Le rotor d'une pompe centrifuge se compose de deux disques dont l'un par l'intermédiaire d'un moyeu est calé sur un arbre et l'autre qui possède un orifice centrale (une ouïe) destiné à laisser entrer le liquide, est fixé au premier par l'intermédiaire des aubes.

2.2 DETERMINATION DES DIMENSIONS PRINCIPALES

Les caractéristiques nominales de la pompe sont :

$$Q = 8,333 \text{ m}^3/\text{sec} \quad \text{débit}$$

$$H = 150 \text{ m} \quad \text{charge}$$

$$N = 500 \text{ tours/min} \quad \text{vitesse de rotation.}$$

2.2.1 - vitesse spécifique n_s (ou rapidité)

Pour déterminer les caractéristiques de machines homothétiques, une des formules les plus exactes est celle du nombre de tours spécifiques n_s d'après CAMERER. Ce nombre exprime en tr/mn d'une roue homothétique au type étudié fonctionnant sous une hauteur de 1m et fournissant une puissance utile de 1 ch.

$$n_s = 3,65 \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \frac{500 \sqrt{8,333}}{150^{3/4}} = 122,913 \text{ tr/mn}$$

Q : débit en m^3/s

H : hauteur de refoulement, en m.

N : nombre de tours/minute.

$$\underline{n_s = 123 \text{ tr/mn}}$$

2.2.2. - vitesse caractéristique de rotation. n_{sq}

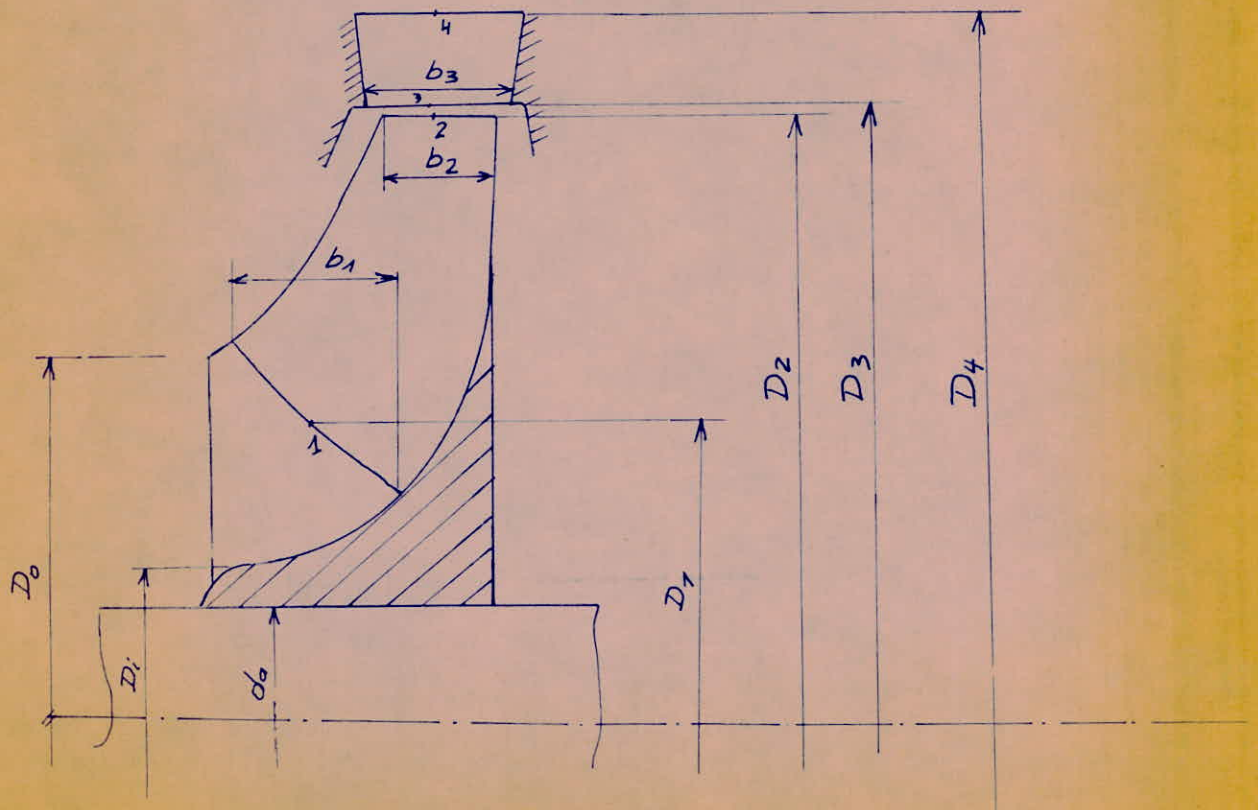
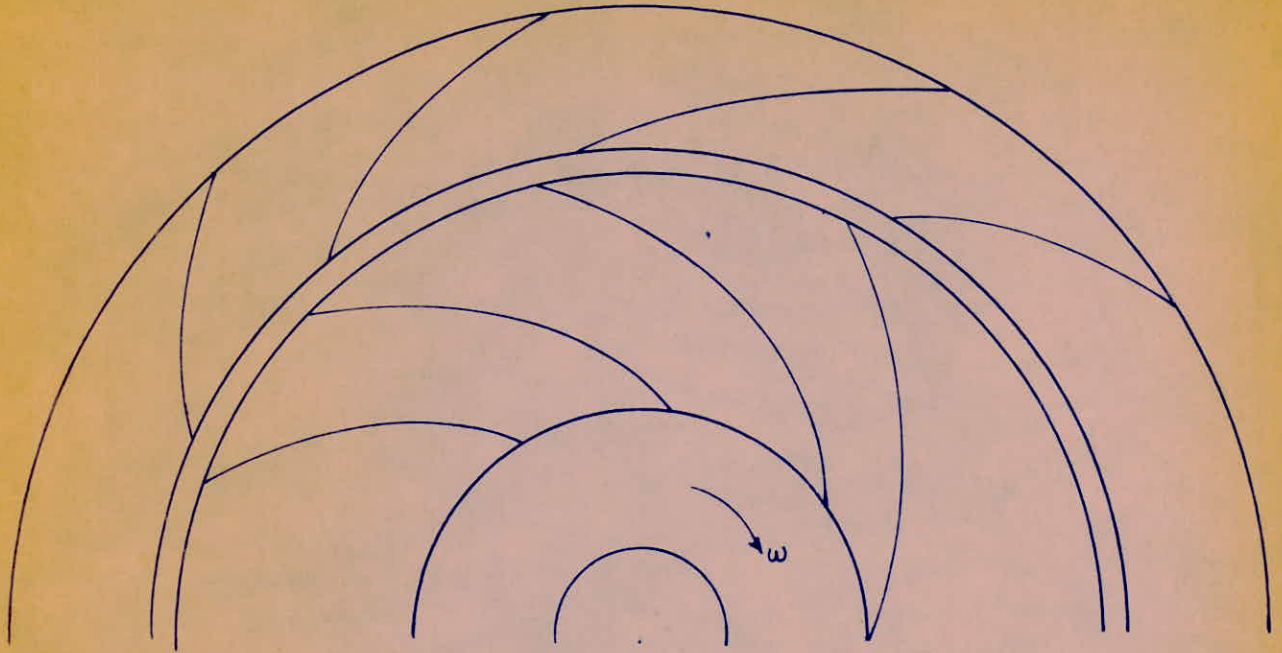
C'est le nombre de tours/mn d'une machine homothétique à la machine considérée et donnant un débit de $1 \text{ m}^3/\text{sec}$ à 1m de hauteur

$$n_{sq} = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{n_s}{3,65} = 33,675$$

$$\underline{n_{sq} = 33,675 \text{ tr/mn.}}$$

selon Kovats et desmur, pour $100 < n_s < 200$, on a une série de rotors de moyenne pression.

Fig 1. roue et diffuseur à aubes



2.2.3. — calcul de la vitesse d'entraînement à la sortie du rotor

$$u_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 150}{0,9}} = 57,184 \text{ m/s}$$

ψ étant le coefficient de hauteur

D'après Kovats et Desmur, pour $100 < n_s < 200$ on a $0,6 < \psi < 0,9$
on choisit $\psi = 0,9$

$$\underline{u_2 = 57,184 \text{ m/s}}$$

2.2.4. — calcul du diamètre extérieur du rotor

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi N} = \frac{60 \times 57,184}{\pi \times 500} = 2,185 \text{ m}$$

$$\underline{D_2 = 2,185 \text{ m}}$$

2.2.5 — calcul du diamètre intérieur défini par la ligne moyenne de l'aube.

D'après Kovats et Desmur pour les roues à faible n_s :

$$0,3 < \frac{D_1}{D_2} < 0,5 \quad \text{on prend} \quad \frac{D_1}{D_2} = 0,45$$

$$D_1 = 0,45 \times D_2 = 0,45 \times 2,185 = 0,983 \text{ m}$$

$$\underline{D_1 = 0,983 \text{ m}}$$

2.2.6 — calcul du diamètre à l'entrée du rotor

Pour les valeurs de n_{sq} comprises entre 20 et 80 on a :

$$1,4 < \frac{D_2}{D_0} < 2,2$$

on choisit $\frac{D_2}{D_0} = 1,4$ pour avoir une faible vitesse à l'entrée

$$D_0 = \frac{D_2}{1,4} = \frac{2,185}{1,4} = 1,561 \text{ m}$$

$$\underline{D_0 = 1,561 \text{ m}}$$

2.2.7 vitesse C_0 dans le canal d'aspiration

$$C_0 = \frac{4 \Phi_t}{\pi D_0^2} = \frac{4 \times 8,333 \times 1,01}{\pi \times (1,561)^2} = \underline{4,290 \text{ m/s}} \quad \text{valeur acceptable}$$

Pour les roues à moyenne pression et grand diamètre

$$\Phi_t = 1,01 \text{ à } 1,02 \Phi \quad \text{on prend} \quad \Phi_t = 1,01 \Phi$$

Φ_t étant le débit effectif augmenté de la valeur des fuites

2.2.8 — calcul du diamètre d_a de l'arbre d'entraînement.

$$d_a = 0,145 \sqrt[3]{\frac{P_p}{N}}$$

P_p étant la puissance de la pompe en ch.
 N nombre de tours/min = 500 tr/min

$$P_p = \frac{\bar{\omega} \varnothing H}{75 \times \eta_{ge}} = \frac{1000 \times 8,333 \times 150}{75 \times 0,85} = 19606,9 \text{ ch.}$$

$$\bar{\omega} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

\varnothing débit en m^3/s

H en m.

η_{ge} = rendement global.

$$d_a = 0,145 \sqrt[3]{\frac{19606,9}{500}} = 0,493 \text{ m.}$$

2.2.9. — calcul de la vitesse c_o

$$c_o = \frac{4 \varnothing_c}{[D_o^2 - d_a^2]} = \frac{4 \times 8,333 \times 1,01}{[(1,561)^2 - (0,493)^2]} = 4,884 \text{ m/s}$$

$c_o < 6 \text{ m/s}$ est une valeur acceptable.

2.2.10 - calcul du diamètre du moyeu D_i

la vitesse v_0 à l'ouïe est donnée pour les roues centrifuges par:

$$v_0 = \frac{4 Q_e}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} \quad \text{on prendra } v_0 = 5 \text{ m/s qui est une valeur acceptable.}$$

$$D_i = \sqrt{D_o^2 - \frac{4 Q_e}{\pi v_0}} = \sqrt{(1,561)^2 - \frac{4 \times 8,333 \times 1,01}{\pi \times 5}} = 0,542 \text{ m}$$

2.2.11 - calcul des largeurs b_1 et b_2

Elles sont déterminées par des formules statistiques

$$b_1 = (0,5 \div 0,8) a$$

$$b_2 = (0,5 \div 0,6) b_1$$

a étant la largeur entre D_o et D_i

$$a = \frac{D_o - D_i}{2} = \frac{1,561 - 0,542}{2} = 0,5095 \text{ m}$$

$$b_1 = (0,5 \div 0,8) \times 0,5095$$

$$b_2 = (0,5 \div 0,6) b_1$$

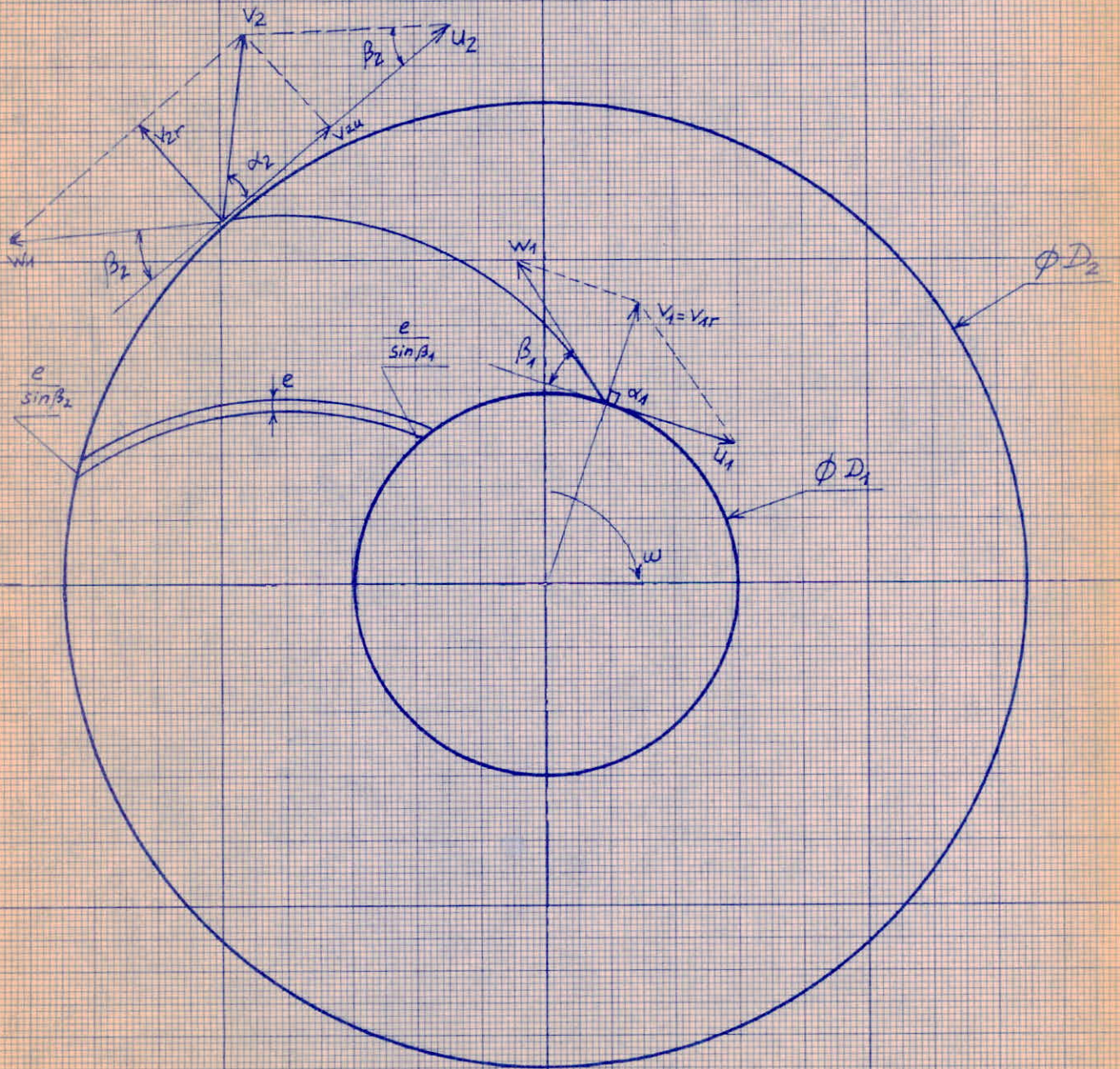
on choisit :

$$b_1 = 0,29 \text{ m}$$

$$b_2 = 0,15 \text{ m}$$

Fig.2. TRIANGLE DES VITESSES

Fig.



2.3. CALCUL DES CARACTERISTIQUES THEORIQUES

Le mouvement du liquide à l'intérieur des canaux d'un rotor qui tourne peut être considéré comme étant le résultat de l'addition de deux mouvements distincts : d'entraînement (rotation du rotor) et relatif (déplacement du liquide par rapport au rotor).

De ce fait, le vecteur-vitesse absolue du liquide à l'intérieur du rotor \vec{v} peut être trouvé par addition des vecteurs-vitesse d'entraînement \vec{u} et vitesse relative \vec{w} .

2.3.1 - calcul de v_{2u} projection de la vitesse absolue à la sortie du rotor sur la direction de la vitesse d'entraînement \vec{u} .

l'équation d'Euler nous donne $g H_{th\infty} = v_{2u} u_2 - v_{1u} u_1$

On suppose une entrée orthogonale $\alpha_1 = 90^\circ \Rightarrow v_{1u} = 0$
l'équation d'Euler devient :

$$g H_{th\infty} = v_{2u} u_2$$

$H_{th\infty}$: hauteur totale d'élévation en mètre correspondant à un nombre d'aubes $Z = \infty$

$$H_{th\infty} = \frac{H}{\mu \eta}$$

H étant la hauteur réelle en m.

η " le rendement global

μ " le coefficient d'influence des aubes $\eta = 0,85$

- calcul de μ

μ est exprimé par la formule suivante :

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{Z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$$

$$\varphi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$$

puisque $\beta_2 \leq 24^\circ$ on choisit $\beta_2 = 20^\circ$

$$\varphi = 0,6 + 0,6 \times 0,342 = 0,8052$$

D'après Kovats et Desmur pour les pompes centrifuges le nombre d'aubes Z est compris entre 5 et 8.

Pour le calcul de μ on prend $Z = 6$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \times 0,8052}{6[1 - (0,45)^2]}} = 0,748$$

$$\underline{\mu \approx 0,75}$$

$$H_{tR\infty} = \frac{H}{\mu \eta} = \frac{150}{0,75 \times 0,85}$$

$$\underline{H_{tR\infty} = 235,294 \text{ m}}$$

$$v'_{2u} = \frac{g H_{tR\infty}}{u_2} = \frac{9,81 \times 235,294}{57,184}$$

$$\underline{v'_{2u} = 40,365 \text{ m/s}}$$

2.3.2 - calcul des vitesses méridiennes (ou radiales) théoriques

l'équation de continuité nous donne

$$Q_t = \pi D_1 b_1 v'_{1r} = \pi D_2 b_2 v'_{2r}$$

$$v'_1 = v'_{1r} = \frac{Q_t}{\pi D_1 b_1} = \frac{8,333 \times 1,01}{\pi \times 0,983 \times 0,29}$$

$$\underline{v'_1 = v'_{1r} = 9,394 \text{ m/s}}$$

$$v'_{2r} = \frac{Q_t}{\pi D_2 b_2} = \frac{8,333 \times 1,01}{\pi \times 2,185 \times 0,15}$$

$$\underline{v'_{2r} = 8,171 \text{ m/s}}$$

2.3.3 - calcul des angles théoriques

$$\operatorname{tg} \beta'_1 = \frac{v'_{1r}}{u_1} = \frac{9,394}{25,735} = 0,365 \quad \Rightarrow$$

$$\underline{\beta'_1 = 20^\circ 2'}$$

$$u_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} = \frac{\pi \times 0,983 \times 500}{60} = 25,735 \text{ m/s}$$

u_1 = vitesse d'entraînement à l'entrée du rotor

$$\operatorname{tg} \beta'_2 = \frac{v'_{2r}}{u_2 - v'_{2u}} = \frac{8,171}{57,184 - 40,365} = 0,486 \quad \Rightarrow$$

$$\underline{\beta'_2 = 25^\circ 54'}$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_2 = \frac{v'_{2r}}{v'_{2u}} = \frac{8,171}{40,365} = 0,203 \quad \Rightarrow$$

$$\underline{\alpha'_2 = 11^\circ 26'}$$

$$\underline{\alpha'_1 = 90^\circ}$$

2.3.4 - calcul des vitesses absolues v'_1 et v'_2

$$v'_1 = v'_{1r} = 9,394 \text{ m/s}$$

$$v'_2 = \frac{v'_{2r}}{\sin \alpha'_2} = \frac{8,171}{0,1983} = 41,205 \text{ m/s}$$

$$\underline{v'_2 = 41,205 \text{ m/s}}$$

2.3.5 - calcul des vitesses relatives

$$w'_1 = \frac{v'_{1r}}{\sin \beta'_1} = \frac{9,394}{0,343} = 27,389 \text{ m/s}$$

$$\underline{w'_1 = 27,389 \text{ m/s}}$$

$$w'_2 = \frac{v'_{2r}}{\sin \beta'_2} = \frac{8,171}{0,437} = 18,698 \text{ m/s}$$

$$\underline{w'_2 = 18,698 \text{ m/s}}$$

2.4. DETERMINATION DU NOMBRE D'AUBES

La roue ne peut fournir la pression demandée que si la surface des aubes est comprise entre deux limites : S_{max} et S_{min} .
 En effet, la surface portante est alors suffisante pour empêcher le décollement et d'autre part, les pertes par frottement ont leur plus faible valeur possible.
 Le rendement hydraulique η_h aura donc la valeur la plus élevée pour une surface optimale : S_{opt}

les aubes d'une roue ont le même rôle qu'une grille composée de ces aubes.

Pour le calcul des aubes on utilisera la théorie des grilles développée dans le livre de KOVATS et DESMUR.

Soit la surface totale des aubes $S = Zlb$
 l étant la longueur d'une aube
 b " " largeur moyenne d'une aube
 pour $b = 1 \Rightarrow S = Zl$

$$S = Zl = \frac{2(\Gamma_2 - \Gamma_1)}{1,5 w_\infty \xi'_p / \xi_p}$$

Γ_2 et Γ_1 sont des circulations.

$$\Gamma_1 = \pi D_1 v'_{1u} = 0 \quad \text{car} \quad v'_{1u} = 0$$

$$\Gamma_2 = \pi D_2 v'_{2u} \quad v'_{2u} = \frac{g H_{tR}}{u_2} = \frac{g H}{\eta_h u_2} = \frac{9,81 \times 150}{0,90 \times 57,184} = 28,592 \text{ m/s}$$

$$= \pi \times 2,185 \times 28,592 = 196,266$$

$$w_\infty = \frac{w_1 + w_2}{2} = \frac{27,389 + 18,698}{2} = 23,0435 \text{ m/s} \quad \text{vitesse relative moyenne}$$

ξ'_p / ξ_p coefficient d'interaction des aubes donné par un tableau en fonction de $\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$ et $\frac{t}{l}$ (KOVATS p. 141)

$$\frac{t}{l} = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2 \times S'}$$

$$S' = \frac{2 \Gamma_2}{1,5 w_\infty} = \frac{2 \times 196,266}{1,5 \times 23,0435} = 11,356$$

$$\frac{t}{l} = \frac{\pi(2,185 + 0,983)}{2 \times 11,356} = 0,438$$

$$\beta_m = \frac{\beta'_1 + \beta'_2}{2} = \frac{20^\circ 2' + 25^\circ 54'}{2} \approx 23^\circ$$

Les valeurs de $\beta_m = 23^\circ$ et $\frac{t}{\rho} = 0,438$ permettent de déterminer à l'aide du diagramme de Kovats (p. 141) la valeur du coefficient d'interaction des aubes $\frac{c'_p}{c_p} = 1,25$

D'après Kovats et DESMUR, pour le calcul de la longueur de l'aube l , on a en première approximation :

$$l = \frac{D_2 - D_1}{2 \sin \beta_m} = \frac{2,185 - 0,983}{2 \sin 23^\circ} = 1,537 \text{ m}$$

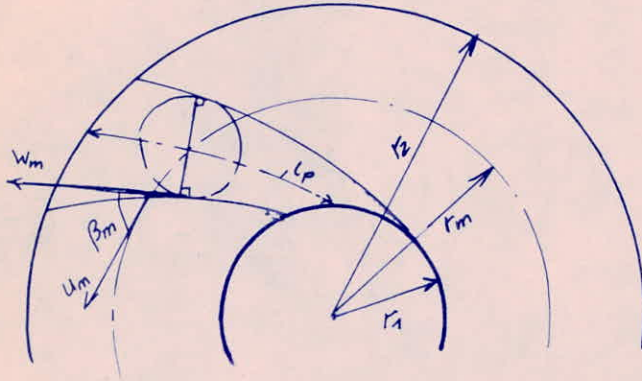
$$Zl = \frac{2 \Gamma_2}{1,5 \omega_\infty \frac{c'_p}{c_p}} = \frac{2 \times 196,266}{1,5 \times 23,0435 \times 1,25} = 9,0848$$

$$Z = \frac{9,0848}{l} = \frac{9,0848}{1,537} = 5,911$$

2.4.1 LIMITE SUPERIEURE DU NOMBRE D'AUBES

PFEIDERER propose une limite supérieure du nombre d'aubes z par une condition de similitude:

$$\frac{l_p}{t_{mn}} = 2$$



l_p : longueur de l'aube

t_{mn} : pas circulaire du cercle moyen projeté sur la normale commune à deux aubes consécutifs.

$$t_{mn} = t_m \sin \beta_m = \frac{2\pi r_m}{z} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2z} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$l_p > \frac{D_2 - D_1}{2} \quad \text{et} \quad l_p = 2 t_{mn}$$

$$l_p = 2 t_{mn} = \frac{2\pi(D_2 + D_1)}{2z} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} > \frac{D_2 - D_1}{2}$$

$$\text{d'où} \quad z < \frac{2\pi(D_2 + D_1)}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad \beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{20^\circ 24' + 25^\circ 54'}{2} = 23^\circ$$

$$z < \frac{2\pi(2,185 + 0,983)}{2,185 - 0,983} \sin 23^\circ \quad \sin 23^\circ = 0,391$$

$$\underline{z < 6,475}$$

On choisit un nombre d'aubes $z = 6$

Pour les pompes centrifuges le nombre d'aubes est en général compris entre 5 et 8

2.5. CALCUL DE L'ÉPAISSEUR DES AUBES

L'épaisseur des aubes est donnée par la formule :

$$e = \frac{\pi D_1}{Z} \sin \beta_1 \left(1 - \frac{1}{\frac{t_1 + \tau_1}{t_1}} \right)$$

D'après KOVATS et DESMUR $1,08 < \frac{t_1 + \tau_1}{t_1} < 1,5$

on prendra $\frac{t_1 + \tau_1}{t_1} = 1,29$

$$e = \frac{\pi \times 0,983}{6} \sin 20^\circ 2' \left(1 - \frac{1}{1,29} \right) \quad e = 39,68 \text{ mm}$$

on prendra $e = 40 \text{ mm.}$

- calcul des pas

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z} = \frac{\pi \times 0,983}{6} = 0,515 \text{ m} \quad \underline{t_1 = 515 \text{ mm}}$$

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z} = \frac{\pi \times 2,185}{6} = 1,144 \text{ m} \quad \underline{t_2 = 1144 \text{ mm.}}$$

- calcul des épaisseurs réelles τ_1 et τ_2

τ_1 et τ_2 étant les épaisseurs des aubes mesurées suivant la tangente respectivement aux cercles de diamètre D_1 et D_2 .

$$\tau_1 = \frac{e}{\sin \beta_1} = \frac{40}{0,343} = 117 \text{ mm} \quad \underline{\tau_1 = 0,117 \text{ m}}$$

$$\tau_2 = \frac{e}{\sin \beta_2} = \frac{40}{0,437} = 91,5 \text{ mm} \quad \underline{\tau_2 = 0,0915 \text{ m}}$$

2.6. CALCUL DES CARACTERISTIQUES REELLES

on tiendra compte de la diminution résultant de l'épaisseur des aubes.

$$2.6.1 \quad v_1 = v_{1r} = \frac{Q_t}{(\pi D_1 - z \tau_1) b_1} = \frac{8,333 \times 1,01}{(\pi \times 0,983 - 6 \times 0,117) 0,29} = 12,148 \text{ m/s}$$

$$v_{2r} = \frac{Q_t}{(\pi D_2 - z \tau_2) b_2} = \frac{8,333 \times 1,01}{(\pi \times 2,185 - 6 \times 0,0915) 0,15} = 8,881 \text{ m/s}$$

$$v_{2u} = \frac{g H}{\eta U_2} = \frac{9,81 \times 150}{0,85 \times 57,184} = 30,274 \text{ m/s}$$

2.6.2 - calcul des angles réels

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_{1r}}{U_1} = \frac{12,148}{25,735} = 0,472 \quad \Rightarrow \quad \beta_1 = 25^\circ 18'$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{v_{2r}}{U_2 - v_{2u}} = \frac{8,881}{57,184 - 30,274} = 0,330 \quad \Rightarrow \quad \beta_2 = 18^\circ 15'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{v_{2r}}{v_{2u}} = \frac{8,881}{30,274} = 0,293 \quad \Rightarrow \quad \alpha_2 = 16^\circ 20'$$

2.6.3 - calcul des vitesses relatives

$$w_1 = \frac{v_{1r}}{\sin \beta_1} = \frac{12,148}{0,427} = 28,450 \text{ m/s}$$

$$w_2 = \frac{v_{2r}}{\sin \beta_2} = \frac{8,881}{0,313} = 28,374 \text{ m/s}$$

2.6.4 - calcul des vitesses absolues

$$v_1 = v_{1r} = 12,148 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{v_{2r}}{\sin \alpha_2} = \frac{8,881}{0,2807} = 31,639 \text{ m/s}$$

| |
|-------------------------------------|
| $v_1 = v_{1r} = 12,148 \text{ m/s}$ |
| $v_{2r} = 8,881 \text{ m/s}$ |
| $v_{2u} = 30,274 \text{ m/s}$ |
| $v_2 = 31,639 \text{ m/s}$ |
| $w_1 = 28,450 \text{ m/s}$ |
| $w_2 = 28,374 \text{ m/s}$ |
| $v_{1u} = 0$ |

| |
|---------------------------|
| $\alpha_1 = 90^\circ$ |
| $\alpha_2 = 16^\circ 20'$ |
| $\beta_1 = 25^\circ 18'$ |
| $\beta_2 = 18^\circ 15'$ |

$$16 < \beta_1 \leq 30^\circ$$

$$\beta_2 < 24^\circ$$

conditions vérifiées.

Fig. 3 TRIANGLE DES VITESSES THEORIQUES échelle $\frac{2}{10}$

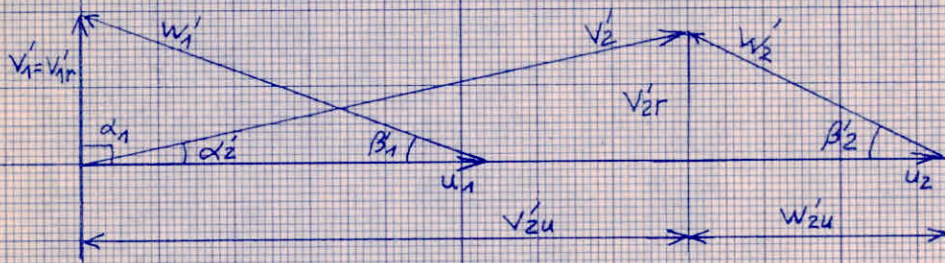
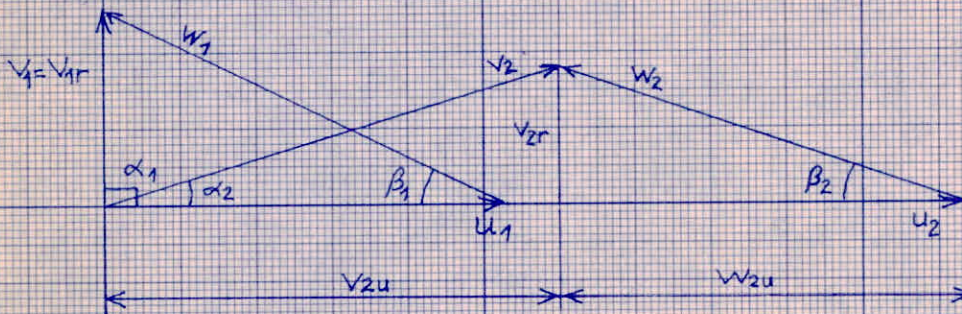


Fig. TRIANGLE DES VITESSES RELLES échelle $\frac{2}{10}$



2.7. TRACE DE L'AUBE EN PLAN PARALLELE

2.7.1. Pour le tracé de l'aube en plan parallèle on utilisera la méthode de Mr TASCA

La forme de la courbe directrice est une ligne de courant en mouvement relative, satisfaisant l'équation différentielle:

$$\frac{dr}{W_r} = \frac{rd\lambda}{W_u} \quad \Rightarrow \quad \frac{dr}{rd\lambda} = \frac{W_r}{W_u} = \operatorname{tg}\beta$$

En vue d'intégrer cette équation différentielle: $\frac{dr}{rd\lambda} = \operatorname{tg}\beta$, on aura beaucoup de possibilités. L'une des plus simples, $rd\lambda$ et très convenable du point de vue hydrodynamique en est la variation linéaire de $\operatorname{tg}\beta = A - Br$, en fonction du rayon r

L'équation différentielle $\frac{dr}{rd\lambda} = A - Br$ est à variables séparables

$$d\lambda = \frac{dr}{r(A - Br)} \quad \Rightarrow \quad \lambda = \int \frac{dr}{r(A - Br)}$$

On décompose la fraction algébrique en fractions plus simples

$$\frac{1}{r(A - Br)} = \frac{1}{A} \left(\frac{1}{r} + B \frac{1}{A - Br} \right)$$

$$\lambda = \frac{1}{A} \int_{r_1}^r \frac{dr}{r} - \frac{1}{A} \int_{r_1}^r \frac{Bdr}{A - Br}$$

ce qui donne finalement

$$\lambda = \frac{1}{A} \operatorname{Ln} \frac{A - Br}{r_1} \cdot \frac{r}{A - Br} \quad (1)$$

cette équation nous permettra de tracer l'aube en plan parallèle

— calcul des constantes A, B, C

$$B = \frac{\operatorname{tg}\beta_1 - \operatorname{tg}\beta_2}{r_2 - r_1} = \frac{\operatorname{tg}25^\circ 18' - \operatorname{tg}18^\circ 15'}{1,0925 - 0,4915} = \frac{0,472 - 0,330}{0,601} = 0,2363$$

$$A = \operatorname{tg}\beta_1 + Br_1 = 0,472 + 0,2363 \times 0,4915 = 0,588$$

$$C = \frac{\operatorname{tg}\beta_1}{r_1} = \frac{0,472}{0,4915} = 0,960$$

$$Br_1 = A - \operatorname{tg}\beta_1 \quad \Rightarrow \quad (1) \text{ devient } \lambda = \frac{1}{A} \operatorname{Ln} \frac{\operatorname{tg}\beta_1}{r_1} \cdot \frac{r}{A - Br} = \frac{1}{A} \operatorname{Ln} C \frac{r}{A - Br}$$

$$\lambda = \frac{1}{A} \operatorname{Ln} C \frac{r}{A - Br}$$

2.7.2 TABLEAU DE CALCULS POUR LE TRACE DE L'AUBE

$A = 0,588$

$B = 0,236$

$C = 0,960$

| r (m) | $B \cdot r$ | $A - B \cdot r$ | $\frac{r}{A - B \cdot r}$ | $C \frac{r}{A - B \cdot r}$ | $\ln C \frac{r}{A - B \cdot r}$ | λ (rad) | λ (degrés) |
|------------|-------------|-----------------|---------------------------|-----------------------------|---------------------------------|-----------------|-----------------------|
| 0,492 | 0,01161 | 0,4719 | 1,0426 | 1,00088 | 0 | 0 | 0 |
| 0,592 | 0,1397 | 0,4483 | 1,3205 | 1,2677 | 0,2348 | 0,3993 | 22,88 |
| 0,692 | 0,1633 | 0,4247 | 1,6294 | 1,5642 | 0,4515 | 0,7679 | 43,99 |
| 0,792 | 0,1869 | 0,4011 | 1,9746 | 1,8956 | 0,6392 | 1,0871 | 62,28 |
| 0,892 | 0,2105 | 0,3775 | 2,3629 | 2,2684 | 0,8189 | 1,3927 | 79,79 |
| 0,992 | 0,2341 | 0,3539 | 2,8031 | 2,6909 | 0,9891 | 1,6821 | 96,38 |
| 1,093 | 0,2579 | 0,33006 | 3,3115 | 3,1797 | 1,1550 | 1,9643 | 112,544 |

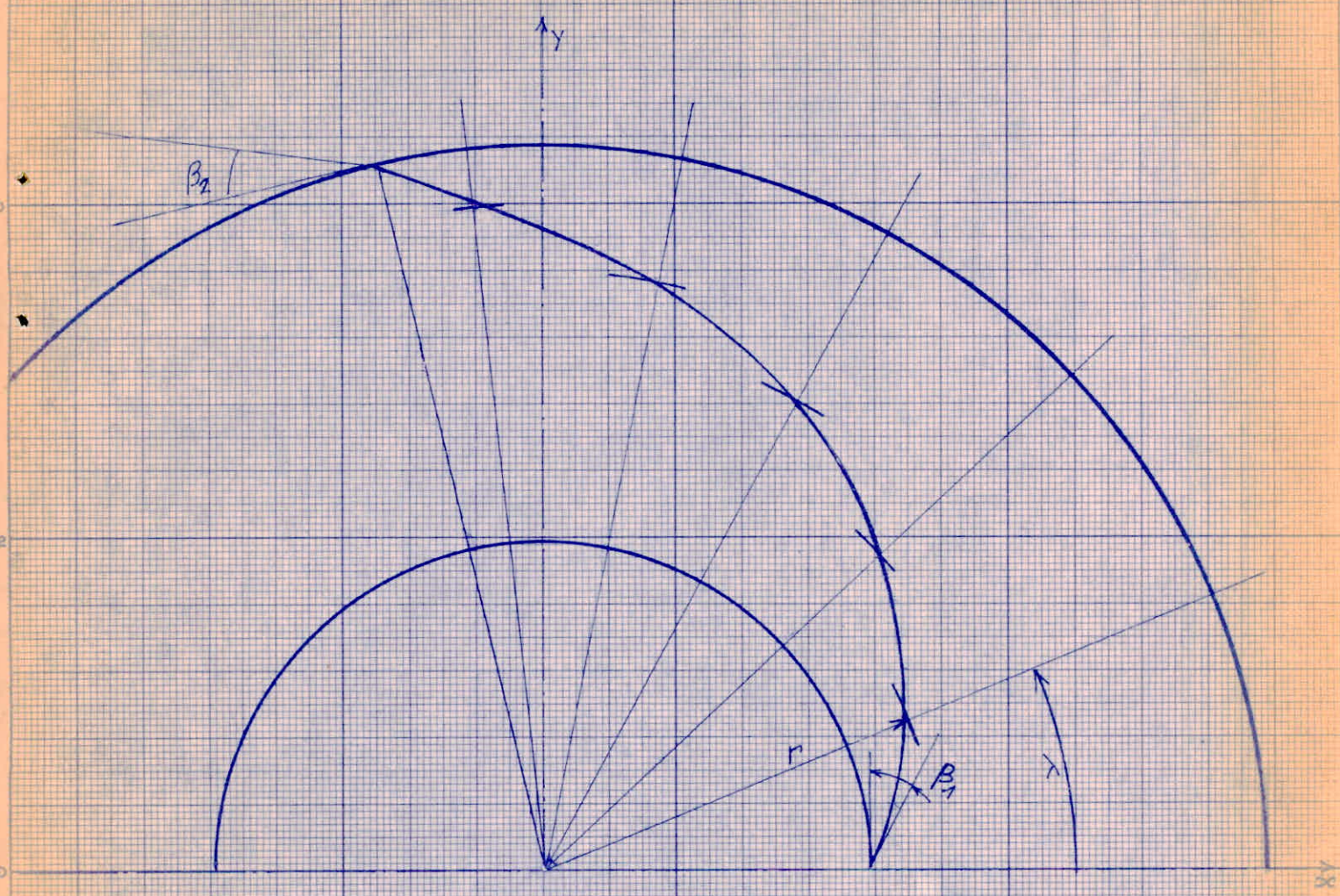


Fig. 4

TRACE DE L'AUBE EN PLAN PARALLELE . Echelle 1

L = 1,470 m.

3. CAVITATION

Le phénomène de cavitation se produit si la pression absolue en un point quelconque de la pompe atteint la pression de la vapeur de l'eau saturante.

La dépression est causée d'une part par la hauteur d'aspiration, de l'autre par l'augmentation de la vitesse du liquide en certains points de son trajet dans la pompe.

Au cas où le fonctionnement d'une pompe s'accompagne de la cavitation, l'homogénéité du courant est détruite par suite du dégagement de la vapeur et des gaz qui étaient dissous dans le liquide, il se produit au moment et dans la zone où la vapeur se condense, des chocs extrêmement importants causés par les collisions entre les molécules du liquide.

Il en résulte une diminution de la section de passage, du débit, de la hauteur créée, du rendement et la détérioration du matériau constituant la pompe.

La hauteur H_c à partir de laquelle commence la cavitation est définie par l'égalité :

$$H_c = A - H_a - \frac{P_v}{\rho} - \frac{v_0^2}{2g}$$

A : pression atmosphérique en mètre de fluide.

H_a : hauteur d'aspiration statique de la pompe, y compris les pertes de charge dans la conduite jusqu'à la roue.

P_v : pression de vapeur saturante correspondant à la température du fluide.

v_0 : vitesse à l'ovue de la pompe.

3.1 — dépression totale h_0

La dépression totale, appelée également dépression dynamique h_0 peut se définir par l'égalité :

$$h_0 = \frac{(1+k)v_1^2 + k u_1^2}{2g}$$

Pour les roues radiales

$$k = 0,16 \text{ à } 0,20$$

On prend $k = 0,18$

$$h_0 = \frac{(1+0,18)(12,148)^2 + 0,18 \times (25,735)^2}{2 \times 9,81}$$

$$h_0 = 14,951 \text{ m}$$

3.2 — hauteur d'aspiration maximum H_{amax}

La hauteur d'aspiration maximum à la limite de cavitation est égale à :

$$H_{amax} = A - \frac{P_v}{\rho} - h_0$$

H_a : hauteur manométrique.

Si $H_{amax} < 0$, sa valeur exprime la charge minimale nécessaire pour éviter la cavitation.

A : pression atmosphérique dans le cas d'une surface libre.
 $A = 10,3 \text{ m.}$

$\frac{P_v}{\rho} = 0,02 \text{ à } 0,04$ pour l'eau froide. On prendra $\frac{P_v}{\rho} = 0,04$

$$H_{amax} = 10,3 - 0,04 - 14,951 = -4,691 \text{ m.}$$

H_{amax} étant négative, on doit prendre une charge $H_a = 5 \text{ m.}$

4. DIFFUSEUR A AUBES

Le rôle du diffuseur est de transformer au mieux l'énergie cinétique du liquide à la sortie de la roue en énergie piézométrique.

Dans les pompes centrifuges, on utilise la plupart du temps les diffuseurs à aubes.

4.1. Dimensionnement du diffuseur:

$$D_3 = 1,01 D_2 = 1,01 \times 2,185 = 2,207 \text{ m.}$$

D'après STEPANOFF $\frac{D_4}{D_2} = 1,35 \div 1,6$ on prendra $\frac{D_4}{D_2} = 1,35$

$$D_4 = 1,35 \times D_2 = 1,35 \times 2,185 = 2,950 \text{ m.}$$

$$b_3 \approx 1,1 b_2 = 1,1 \times 0,15 = 0,17 \text{ m}$$

$$b_4 = b_3 + 1,5 \text{ mm} = 0,17 + 0,015 \approx 0,19 \text{ m.}$$

$$\begin{aligned} D_3 &= 2,207 \text{ m} \\ D_4 &= 2,950 \text{ m} \\ b_3 &= 0,17 \text{ m} \\ b_4 &= 0,19 \text{ m} \end{aligned}$$

4.2. Nombre d'aubes Z_d :

Le nombre d'aubes du diffuseur est en général supérieur ou inférieur à celui des aubes de la roue.

le nombre d'aubes du diffuseur doit être choisi de telle manière qu'il n'ait pas de facteur commun avec celui des aubes de la roue. il faut éviter les vibrations causées par le passage périodique des aubes de la roue devant celles du diffuseur.

On choisira un nombre d'aubes du diffuseur égal à celui des aubes de la roue augmenté de l'unité.

$$Z_d = Z + 1 = 6 + 1 = 7$$

$$\underline{Z_d = 7}$$

4.3 Triangle des vitesses à l'entrée du diffuseur

La tête des aubes du diffuseur doit être à la direction du courant à l'entrée. Donc, il faut choisir $\alpha_3 \approx \alpha_2$ pour éviter un décollement.

$$\alpha_2 = 16^\circ 20' \quad \alpha_3 = 16^\circ$$

4.3.1 — calcul de la vitesse V_{3u}

La loi des aires $rV_u = C$ peut être appliquée aux points 2 et 3, mais elle n'est plus valable pour le point 4, à cause de l'existence des aubes, l'écoulement n'est plus un écoulement libre.

$$C = r_2 V_{2u} = r_3 V_{3u} \neq r_4 V_{4u}$$

$$C = r_2 V_{2u} = 1,0925 \times 30,274$$

$$C = 33,074 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$r_3 V_{3u} = C = 33,074$$

$$V_{3u} = \frac{C}{r_3} = \frac{33,074}{1,1035}$$

$$\underline{V_{3u} = 29,972 \text{ m/s}}$$

4.3.2 — calcul de la vitesse V_{3r}

épaisseur des aubes e_d

$$e_d = \frac{\pi D_3}{Z} \sin 16^\circ \left(1 - \frac{1}{1,29}\right) = \frac{\pi \times 2,207}{7} \times 0,276 \left(1 - \frac{1}{1,29}\right) = 0,061 \text{ m}$$

$$e_d = 60 \text{ mm.}$$

$$V_{3r} = \frac{Q}{\left(\pi D_3 - Z \frac{e_d}{\sin \alpha_3}\right) b_3} = \frac{8,333}{\left(\pi \times 2,207 - 7 \frac{0,060}{0,276}\right) 0,17}$$

$$\underline{V_{3r} = 9,058 \text{ m/s}}$$

4.3.3 — calcul de l'angle α_3

$$\tan \alpha_3 = \frac{V_{3r}}{V_{3u}} = \frac{9,058}{29,972} = 0,302 \quad \implies \quad \underline{\alpha_3 = 16^\circ 40'}$$

4.3.4 — calcul de la vitesse V_3

$$V_3 = \frac{V_{3r}}{\sin \alpha_3} = \frac{9,058}{0,287}$$

$$\underline{V_3 = 31,561 \text{ m/s}}$$

4.4. Triangle des vitesses à la sortie du diffuseur

le profil de l'aube du diffuseur en plan parallèle a été choisi comme une spirale logarithmique d'angle α_3

$$\underline{\alpha_3 = \alpha_4 = 16^\circ 40'}$$

4.4.1 - calculs de la vitesse V_{4r} et de la vitesse V_{4u}

$$V_{4r} = \frac{\varrho}{\left(\pi D_4 - \frac{z e d}{\sin \alpha_4}\right) b_4} = \frac{8,333}{\left(\pi \times 2,950 - 7 \frac{0,060}{\sin 16^\circ 40'}\right) 0,19} = 5,568 \text{ m/s}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{V_{4r}}{V_{4u}} \quad \Rightarrow \quad V_{4u} = \frac{V_{4r}}{\operatorname{tg} \alpha_4} = \frac{5,568}{0,302} = 18,437 \text{ m/s}$$

4.4.2 - calcul de la vitesse V_4

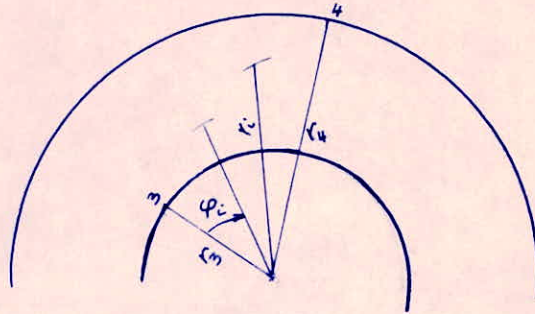
$$V_4 = \sqrt{V_{4r}^2 + V_{4u}^2} = \sqrt{(5,568)^2 + (18,437)^2} = 19,260 \text{ m/s}$$

| |
|--------------------------------------|
| $V_{3r} = 9,058 \text{ m/s}$ |
| $V_{3u} = 29,972 \text{ ''}$ |
| $V_3 = 31,561 \text{ ''}$ |
| $V_{4r} = 5,568 \text{ ''}$ |
| $V_{4u} = 18,437 \text{ ''}$ |
| $V_4 = 19,260 \text{ ''}$ |
| $\alpha_3 = \alpha_4 = 16^\circ 40'$ |

4.5. TRACE DU DIFFUSEUR

Le profil en plan parallèle est une spirale logarithmique d'angle α_3 .
Il sera tracé suivant la formule suivante:

$$\underline{r_i = r_3 e^{\operatorname{tg} \alpha_3 \varphi_i}} \quad \Rightarrow \quad \underline{r_i = 1,1035 e^{0,302 \varphi_i}}$$



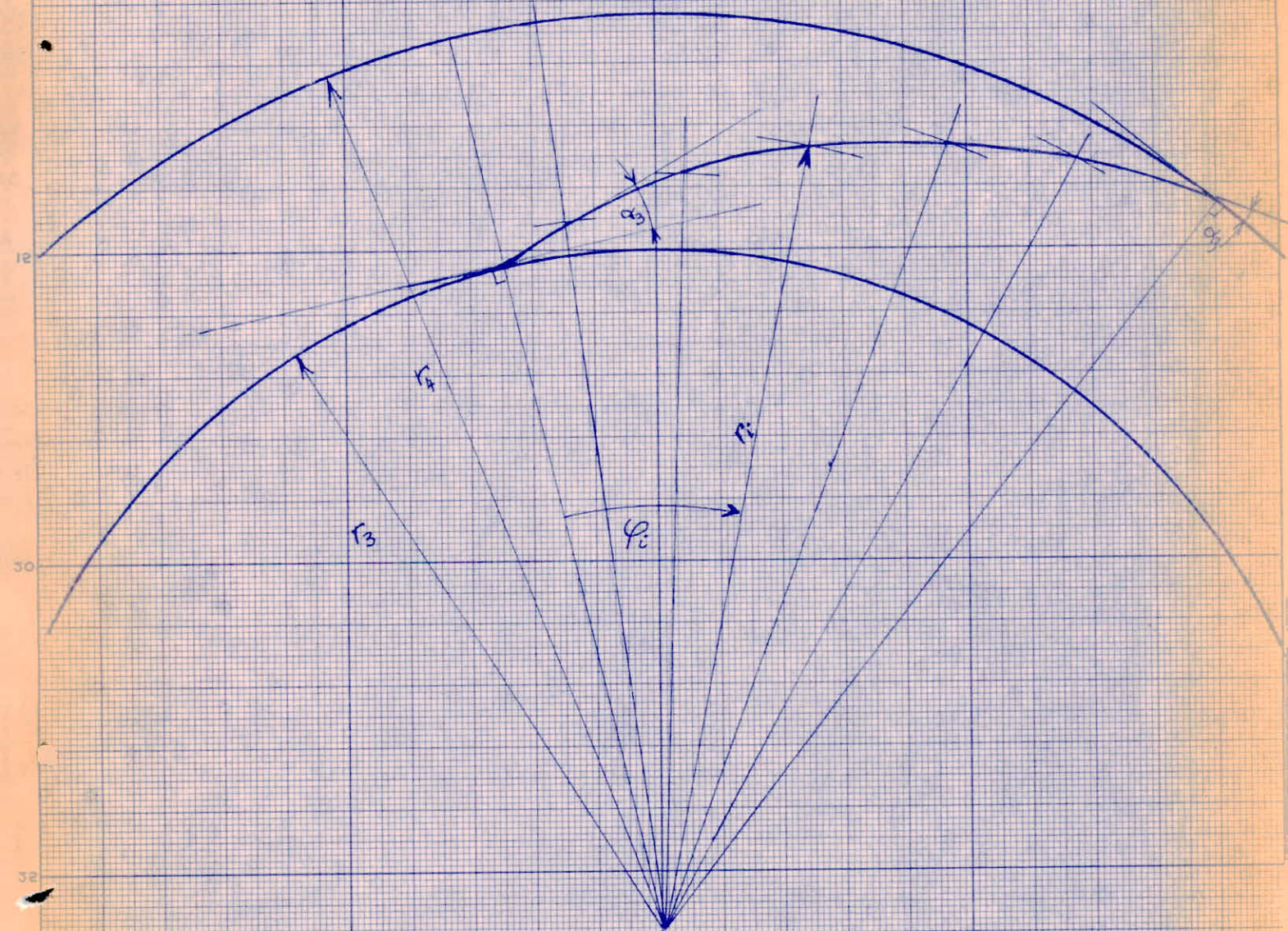
r_i varie de r_3 à r_4

TABLEAU DE CALCULS.

| r_i | φ_i° |
|----------------|-------------------|
| $r_3 = 1,1035$ | 0 |
| 1,1654 | 5,19 |
| 1,2273 | 15,19 |
| 1,2892 | 24,35 |
| 1,3511 | 33,42 |
| 1,4131 | 41,80 |
| $r_4 = 1,4750$ | 50,09 |

Fig. 5 TRACE DE L'AUBE DU DIFFUSEUR

Echelle 1

 $L = 1,210 \text{ m}$ 

5. CALCUL DE LA VOLUTE

5.1. La volute d'une pompe centrifuge, appelé aussi bêche spirale, est un dispositif destiné à recueillir le liquide à la sortie du diffuseur et à l'envoyer dans la conduite de refoulement.

L'écoulement du liquide dans la volute doit satisfaire à deux conditions hydrodynamiques :

— condition de continuité :

le débit dans une section quelconque πr_λ^2 de la volute est égal à :

$$Q_\lambda = \frac{\lambda^\circ}{360^\circ} Q$$

Q débit refoulé par la pompe dans la conduite

λ° angle d'inclinaison de cette section par rapport à la section d'entrée de la spirale (qui est en même temps la section de sortie)

— condition énergétique :

La volute en tant qu'organe fixe, ne pourra jamais recueillir du travail utile. tout le travail recueilli par la volute serait une dissipation. Alors la condition imposée est que le travail soit nul.

Ce travail équivaut au moment cinétique (EULER)

$$M = \rho Q (r_2 v_{2u} - r_1 v_{1u}) = 0$$

il en résulte la condition : $r_1 v_{1u} = r_2 v_{2u} = r v_u = C$

$$\underline{C = r v_u}$$

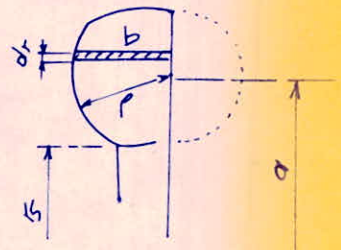
on en déduit la variation de v_u en fonction de r qui est une hyperbole équilatère.

Le débit élémentaire à travers une aire de dimensions $b \times dr$, prise dans une section quelconque de la volute, à une distance r de l'axe de la pompe (voir Fig.)

$$dQ_\lambda = b v_u dr = \frac{C}{r} b dr$$

ce qui donne :

$$Q_\lambda = \frac{\lambda^\circ}{360^\circ} Q = C \int_{r=r_1}^{r=R} \frac{b}{r} dr$$



Dans le cas que nous avons choisi, spirale à section demi-circulaire dont le rayon p est variable, nous obtenons :

$$b = \sqrt{p^2 - (r-a)^2}$$

a : distance du centre de la section à l'axe du rotor = $r_1 + p$

Par conséquent:

$$Q_\lambda = C \int_{a-p}^{a+p} \frac{\sqrt{p^2 - (r-a)^2}}{r} dr$$

$$(1) \quad Q_\lambda = \pi C (a - \sqrt{a^2 - p^2})$$

Après avoir substituer dans (1) $Q \frac{\lambda^\circ}{360^\circ}$ à Q_λ et $r_5 + p$ à a , résolvons l'équation relativement à p , ce qui nous donne:

$$p = \frac{\lambda^\circ}{360^\circ} \frac{Q}{\pi C} + \sqrt{2r_5 \frac{Q \lambda^\circ}{360^\circ \pi C}} \quad (2)$$

La formule obtenue permet de déterminer entièrement les dimensions et les contours d'une volute à section demi-circulaire.

on pose $k = \frac{Q}{360^\circ \pi C}$

(2) devient

$$p = \lambda^\circ k + \sqrt{2r_5 k \lambda^\circ}$$

$$C = r_5 V_{su}$$

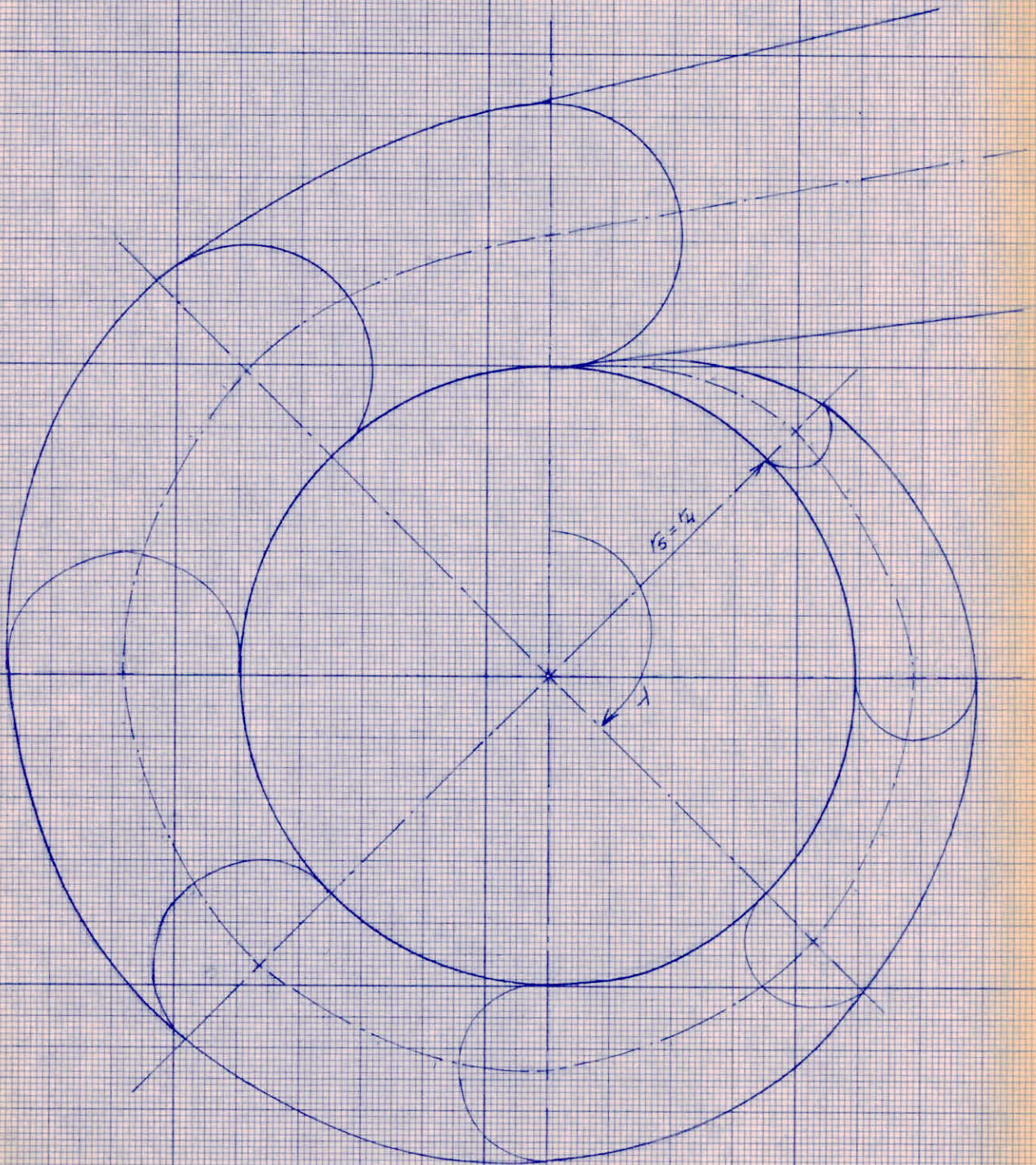
on prend $r_5 = r_4 = 1,475 \Rightarrow V_{su} = V_{4u} = 18,437 \text{ m/s}$

$$C = r_4 V_{4u} = 1,475 \times 18,437 = 27,195 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = \frac{8,333}{360^\circ \times \pi \times 27,195} = 27,064 \times 10^{-5}$$

5.2 TABLEAU DE CALCULS POUR LE TRACÉ DE LA VOLUTE

| λ° | k 10^4 | $\lambda^\circ k$ 10^4 | $2\lambda^\circ k$ 10^4 | $2\lambda^\circ k r_5$ 10^4 | $\sqrt{2\lambda^\circ k r_5}$ 10^2 | $\lambda^\circ k + \sqrt{2\lambda^\circ k r_5}$ 10^2 | f (m) | $R = r_5 + f$ (m) |
|-----------------|---------------|-----------------------------|------------------------------|----------------------------------|---|---|------------|----------------------|
| 0 | 2,7064 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | $r_5 = 1,475$ |
| 45° | " | 121,788 | 243,576 | 359,274 | 18,9545 | 20,172 | 0,202 | 1,677 |
| 90° | " | 243,576 | 487,152 | 718,549 | 26,8058 | 29,242 | 0,292 | 1,767 |
| 135° | " | 365,364 | 730,728 | 1077,824 | 32,8303 | 36,484 | 0,365 | 1,840 |
| 180° | " | 487,152 | 974,304 | 1437,098 | 37,9091 | 42,781 | 0,428 | 1,903 |
| 225° | " | 608,940 | 1217,880 | 1796,373 | 42,3836 | 48,473 | 0,485 | 1,960 |
| 270° | " | 730,728 | 1461,456 | 2155,639 | 46,4289 | 53,736 | 0,537 | 2,012 |
| 315° | " | 852,516 | 1705,032 | 2514,919 | 50,1490 | 58,671 | 0,587 | 2,062 |
| 360° | " | 974,304 | 1948,608 | 2874,185 | 53,6114 | 63,354 | 0,634 | 2,109 |

Fig 6 TRACE DE LA VOLUTE Echelle $\frac{1}{3}$ $L = 12,320 \text{ m.}$ 

6. LES PERTES DE CHARGES HYDRAULIQUES

6.1.1. calcul des pertes de charge linéaire (pertes par frottement) dans les canaux formés par les aubes du rotor h'_{P_1}

les pertes de charge linéaire sont données par la formule de DARCY-WEISSBACH.

$$h'_{P_1} = \frac{w_m^2 \cdot F \cdot \ell}{2g \cdot D_h}$$

F : coefficient de frottement

ℓ : longueur de l'aube du rotor = 1,470 m.

Diamètre hydraulique.

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4b_m \cdot t_{mn}}{2(b_m + t_{mn})}$$

$$b_m = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{0,29 + 0,15}{2} = 0,22 \text{ m}$$

$$t_{mn} = \frac{\pi(r_1 + r_2)}{z} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{\pi(1,0925 + 0,4915)}{6} \sin \frac{25^\circ 18' + 18^\circ 15'}{2} = 0,308$$

$$D_h = \frac{2 \times 0,22 \times 0,308}{0,22 + 0,308} = 0,257$$

$$w_m = \frac{w_1 + w_2}{2} = \frac{28,450 + 28,374}{2} = 28,412 \text{ m/s}$$

Pour les roues de dimensions importantes ou de vitesses périphériques élevées on utilise de l'acier moulé ou de l'acier inoxydable.

Pour l'acier moulé la rugosité absolue est:

$$\varepsilon = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Calcul de la rugosité relative.

$$\frac{\varepsilon}{D_h} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{0,257} = 0,778 \times 10^{-3}$$

$$\text{Nombre de Reynolds } R = \frac{w_m D_h}{\nu} = \frac{28,412 \times 0,257}{10^{-6}} = 7,302 \times 10^6$$

la viscosité cinématique de l'eau à 20°C est $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec}$

$Re = 7,302 \times 10^6$ le régime est turbulent rugueux

$$\frac{\epsilon}{D_h} = 0,778 \times 10^{-3}$$

Avec ces deux valeurs, le diagramme de MOODY nous permet de repérer le coefficient de frottement

$$f = 0,0185$$

$$h'_{p_1} = \frac{(28,412)^2}{2 \times 9,81} \cdot 0,0185 \cdot \frac{1,470}{0,257} = \underline{4,354 \text{ m}}$$

— calcul des p.d.c par divergence

$$h = k \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} = k \frac{(28,450 - 28,374)^2}{2 \times 9,81} \approx 0$$

$w_1 \approx w_2$ les p.d.c par divergence sont négligeables
 $k < 1$

6.12 — calcul des p.d.c singulières dues à la courbures des aubes

On supposera que les canaux formés par deux aubes successives sont des coudes de rayon de courbure R et de diamètre D_m

$$a_1 = \frac{(\pi D_1 - 2 \zeta_1)}{2} \quad b_1 = \frac{(\pi \times 0,983 - 6 \times 0,117)}{6} \cdot 0,29 = 0,115 = \frac{\pi d_1^2}{4} \Rightarrow d_1 = 2 \sqrt{\frac{a_1}{\pi}} = 0,382 \text{ m}$$

$$a_2 = \frac{(\pi D_2 - 2 \zeta_2)}{2} \quad b_2 = \frac{(\pi \times 2,185 - 6 \times 0,0915)}{6} \cdot 0,15 = 0,158 \Rightarrow d_2 = 2 \sqrt{\frac{a_2}{\pi}} = 0,448 \text{ m}$$

$$D_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,382 + 0,448}{2} = 0,415 \text{ m}$$

Rayon de courbure $R = 1,00 \text{ m}$.

$$\frac{R}{D_m} = \frac{1,00}{0,415} = 2,410$$

le diagramme (KOVATS p. 19) nous donne le coefficient de pertes de charge ζ en fonction de $\frac{R}{D_m}$ $\zeta = 0,08$

$$h''_{p_1} = \zeta \frac{w_m^2}{2 \times 9,81} = 0,08 \frac{(28,412)^2}{2 \times 9,81} = \underline{3,291 \text{ m}}$$

6.2 - Pertes de charge dans le diffuseur.6.2.1 - Pertes de charge linéaire dans les canaux formés par les aubes du diffuseur. h'_{p2}

$$h'_{p2} = \frac{V_m^2}{2g} \cdot f \cdot \frac{l}{D_h}$$

l : longueur de l'aube = 1,210 m.

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4 b_m t_{mn}}{2(b_m + t_{mn})}$$

$$b_m = \frac{b_3 + b_4}{2} = \frac{0,17 + 0,19}{2} = 0,18$$

$$t_{mn} = \frac{\pi(r_3 + r_4)}{2} \sin \alpha_3 = \frac{\pi(1,1035 + 1,475)}{2} \sin 16^\circ 40' = 0,332$$

$$D_h = \frac{2 \times 0,18 \times 0,332}{0,18 + 0,332} = 0,233$$

$$V_m = \frac{V_3 + V_4}{2} = \frac{31,561 + 19,260}{2} = 25,411 \text{ m/s}$$

rugosité absolue ϵ
pour la construction du diffuseur on utilise de l'acier moulé.

$$\epsilon = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

rugosité relative.

$$\frac{\epsilon}{D_h} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{0,233} = 0,858 \times 10^{-3}$$

$$\text{nombre de Reynolds } Re = \frac{V_m D_h}{\nu} = \frac{25,411 \times 0,233}{10^{-6}} = 5,921 \times 10^6$$

$Re = 5,921 \times 10^6$ le régime est turbulent rugueux

$$\frac{\epsilon}{D_h} = 0,858 \times 10^{-3} \quad \text{diagramme de Moody} \Rightarrow f = 0,0187$$

$$h'_{p2} = \frac{(25,411)^2}{2 \times 9,81} \cdot 0,0187 \cdot \frac{1,210}{0,233} = \underline{\underline{3,196 \text{ m}}}$$

6.2.2 - Pertes de charges singulières dues à la courbures des aubes.

$$a_1 = \frac{(\pi D_3 - z \tau_3)}{z} b_3 = \frac{(\pi \times 2,207 - 1,522)}{7} 0,17 = 0,1314 \Rightarrow d_1 = 2 \sqrt{\frac{a_1}{\pi}} = 0,410$$

$$a_2 = \frac{(\pi D_4 - z \tau_4)}{z} b_4 = \frac{(\pi \times 2,950 - 1,522)}{7} 0,19 = 0,2102 \Rightarrow d_2 = 2 \sqrt{\frac{a_2}{\pi}} = 0,518$$

$$D_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,410 + 0,518}{2} = 0,464 \text{ m.}$$

$$\text{Rayon de courbure } R = 1,280 \text{ m.}$$

$$\frac{R}{D_m} = \frac{1,280}{0,464} = 2,759$$

$$\frac{R}{D_m} = 2,759$$

$$\text{diagramme (Kovats p. 19)} \Rightarrow \zeta = 0,06$$

$$h''_{P_2} = \zeta \frac{v_m^2}{2g} = 0,06 \times \frac{(25,411)^2}{2 \times 9,81} = \underline{1,975 \text{ m}}$$

Remarque:

les pertes de charge dues aux chocs à l'entrée du liquide dans le rotor, diffuseur et volute sont nulles pour le débit nominal φ et pour une vitesse d'entrée radiale.

6.3 - Pertes de charge dans la volute

6.3.1 - Pertes de charge linéaire.

$$h'_{p3} = \frac{V_{um}^2}{2g} \cdot f \cdot \frac{L}{D_h}$$

L : longueur de l'axe courbe de la volute = 12,32 m

f : coefficient de frottement dans la volute.

D_h : diamètre hydraulique. = $\frac{4A}{P}$

$$P : \text{périmètre mouillé} = \frac{2\pi\rho}{2} + 2\rho = \rho(\pi+2)$$

A : section de passage

la section de la volute étant un demi-cercle de rayon moyen ρ

$$A = \frac{1}{2} \pi \rho^2$$

$$D_h = \frac{4 \left(\frac{1}{2} \pi \rho^2 \right)}{\rho(\pi+2)} = \frac{2\pi\rho}{\pi+2} = \frac{2\pi \times 0,428}{\pi+2} = 0,524 \text{ m}$$

Pour la construction de la volute on utilise de la tôle soudée
la rugosité absolue $\varepsilon = 0,5 \times 10^{-4} \text{ m}$

$$\text{la rugosité relative } \frac{\varepsilon}{D_h} = \frac{0,5 \times 10^{-4}}{0,524} = 0,954 \times 10^{-4}$$

$$\text{Nombre de Reynolds } R = \frac{V_{um} D_h}{\nu} = \frac{14,480 \times 0,524}{10^{-6}} = 7,588 \times 10^6$$

$$V_{um} = \frac{2 \cdot \varphi}{2\pi \rho_{\alpha=180^\circ}} = \frac{8,333}{\pi \times (0,428)^2} = 14,480 \text{ m/s}$$

le régime est turbulent rugueux

$$\frac{\varepsilon}{D_h} = 0,954 \times 10^{-4} \quad \text{diagramme de Moody} \Rightarrow f = 0,0116$$

$$h'_{p3} = \frac{(14,48)^2}{2 \times 9,81} \cdot 0,0116 \cdot \frac{12,32}{0,524} = \underline{\underline{2,915 \text{ m}}}$$

6.3.2 - p.d.c singulières

$$h''_{p3} = \zeta \frac{V_{um}^2}{2g} = 0,1 \frac{(14,480)^2}{2 \times 9,81} = \underline{\underline{1,069 \text{ m}}}$$

ζ : coefficient de p.d.c singulières

6.4 - calcul du rendement hydraulique.6.4.1 - pertes de charges hydrauliques totales :

$$\begin{aligned}\sum h_p &= h'_{p_1} + h''_{p_1} + h'_{p_2} + h''_{p_2} + h'_{p_3} + h''_{p_3} \\ &= 4,354 + 3,291 + 3,196 + 1,975 + 2,915 + 1,069 = 16,8 \text{ m}\end{aligned}$$

$$H_{thz} = 176,470 \text{ m}$$

6.4.2 - rendement hydraulique.

$$\eta_h = \frac{H_{thz} - \sum h_p}{H_{thz}} = \frac{176,470 - 16,800}{176,470} = \underline{0,905}$$

6.5. - rendement mécanique.

En général les pertes τ'_m et τ''_m ne dépassent pas 1 à 2 % de la puissance pour les grosses pompes.

$$\eta_m = 1 - \frac{\tau'_m + \tau''_m}{\tau} = 1 - 2\% = 0,98$$

6.6. - rendement volumétrique

Généralement l'ensemble des pertes par fuite ne dépassent pas 2 à 6 %.

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{q_f}{Q}} = \frac{1}{1 + 0,04} = 0,96$$

6.7. - rendement global

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v = 0,905 \times 0,98 \times 0,96$$

$$\underline{\eta \approx 0,85}$$

7.1 — CARACTERISTIQUE D'UNE POMPE IDEALE.

Soit $H_{tR\infty}$ la hauteur théorique créée par une pompe idéale
Elle est exprimée par l'équation d'EULER.

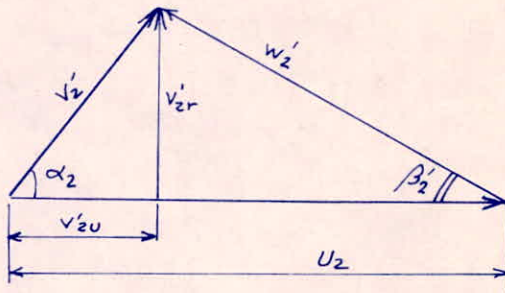
$$H_{tR\infty} = \frac{\omega}{g} (v_2' r_2 \cos \alpha_2 - v_1' r_1 \cos \alpha_1) \quad (1)$$

A l'entrée du rotor, le mouvement du liquide est radial
l'angle $\alpha_1 = 90^\circ$

$$U_2 = r_2 \omega$$

(1) devient
$$H_{tR\infty} = \frac{U_2 v_2' \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2 v_{2u}'}{g} \quad (2)$$

On transforme l'équation (2) de telle façon que $H_{tR\infty}$ soit
exprimée en fonction du débit Q et des dimensions du rotor.



$$v_{2u}' = U_2 - v_{2r}' \cotg \beta_2'$$

$$v_{2r}' = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}$$

$$\implies$$

$$v_{2u}' = U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \cotg \beta_2'$$

$$H_{tR\infty} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q \cotg \beta_2'}{\pi D_2 b_2} \right) ; \beta_2' = 25^\circ 54'$$

$$H_{tR\infty} = \frac{57,184}{9,81} \left(57,184 - \frac{Q \times 2,058}{\pi \times 2,185 \times 0,15} \right)$$

$$H_{tR\infty} = 333,334 - 11,653 Q$$

Pour $Q = 0$ $H_{tR\infty} = 333,334$

$H_{tR\infty} = 0$ $Q = 28,605$

7.2 — CARACTÉRISTIQUES D'UNE POMPE POUR UN NOMBRE D'AUBES FINI

soit $H_{\text{th}z}$ la hauteur qui serait créée par une pompe au cas où il n'y aurait pas de pertes de charge à l'intérieur de cette pompe.

$$H_{\text{th}z} = \mu H_{\text{th}\infty} = \mu \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{\varphi}{\pi D_2 b_2} \cotg \beta_2' \right)$$

μ : coefficient d'influence des aubes.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} = \frac{1}{1 + \frac{2 \times 0,8052}{6 [1 - 0,45^2]}} \approx 0,75$$

$$\psi = 0,6 + 0,6 \sin \beta_2' = 0,8052$$

$$H_{\text{th}z} = \mu H_{\text{th}\infty} = 0,75 (333,334 - 11,653 \varphi)$$

$$\underline{H_{\text{th}z} = 250 - 8,7398 \varphi}$$

Pour $\varphi = 0$; $H_{\text{th}z} = 250$

$H_{\text{th}z} = 0$; $\varphi = 28,605$

7.3. TRACE DES CARACTERISTIQUES

7.3.1 - les pertes de charges dues au frottement et p.d.c singulières

Ces pertes peuvent être exprimées par la formule suivante:

$$h_1 = k_1 \varphi^2$$

Pour $\varphi = \varphi_0 = 8,333 \text{ m}^3/\text{s}$ $h_1 = \sum h_p = 16,8 \text{ m.}$

$$k_1 = \frac{\sum h_p}{\varphi_0^2} = \frac{16,8}{(8,333)^2} = 0,242$$

7.3.2 - les pertes de charges dues aux chocs.

chocs à l'entrée du liquide dans le rotor, diffuseur et dans la volute.

les pertes de charges dues aux chocs sont exprimées par la formule:

$$h_2 = k_2 \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^2$$

$$k_2 = \frac{\varphi}{2g} \left[u_1^2 + \frac{u_2^2}{(1+p)^2} \right]$$

$$\varphi = 0,3 + 0,6 \frac{\beta_2}{60} = 0,3 + 0,6 \frac{18^\circ 15'}{60} = 0,480$$

$$p = \frac{\pi \sin \beta_2}{2 \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]} = \frac{\pi \times 0,313}{6 \left[1 - (0,45)^2 \right]} = 0,2055$$

$$k_2 = \frac{0,480}{2 \times 9,81} \left[(25,735)^2 + \frac{(57,184)^2}{(1,2055)^2} \right] = 71,252$$

$$h_2 = k_2 \left(1 - \frac{\varphi}{8,333} \right)^2 = 71,252 \left(1 - \frac{\varphi}{8,333} \right)^2$$

$$\underline{\underline{\sum h_p = h_1 + h_2 = 0,242 \varphi^2 + 71,252 \left(1 - \frac{\varphi}{8,333} \right)^2}}$$

7.3.3 TABLEAUX DE VALEURS POUR LE TRACÉ DES COURBESPour $H_{th\infty}$

| φ | $H_{th\infty}$ |
|-----------|----------------|
| 0 | 333,334 |
| 28,605 | 0 |

Pour H_{thz}

| φ | H_{thz} |
|-----------|-----------|
| 0 | 250 |
| 28,605 | 0 |

| φ | h_1 | h_2 | Σh_p |
|-----------|--------|--------|--------------|
| 0 | 0 | 71,252 | 71,252 |
| 2 | 0,968 | 41,155 | 42,123 |
| 4 | 3,872 | 19,265 | 23,137 |
| 6 | 8,712 | 5,585 | 14,297 |
| 8 | 15,488 | 0,1133 | 15,601 |
| 8,333 | 16,800 | 0 | 16,800 |
| 10 | 24,200 | 2,851 | 27,051 |
| 12 | 34,848 | 13,797 | 48,645 |
| 14 | 47,432 | 32,953 | 80,385 |
| 16 | 61,952 | 60,316 | 122,268 |
| 18 | 78,408 | 95,890 | 174,297 |

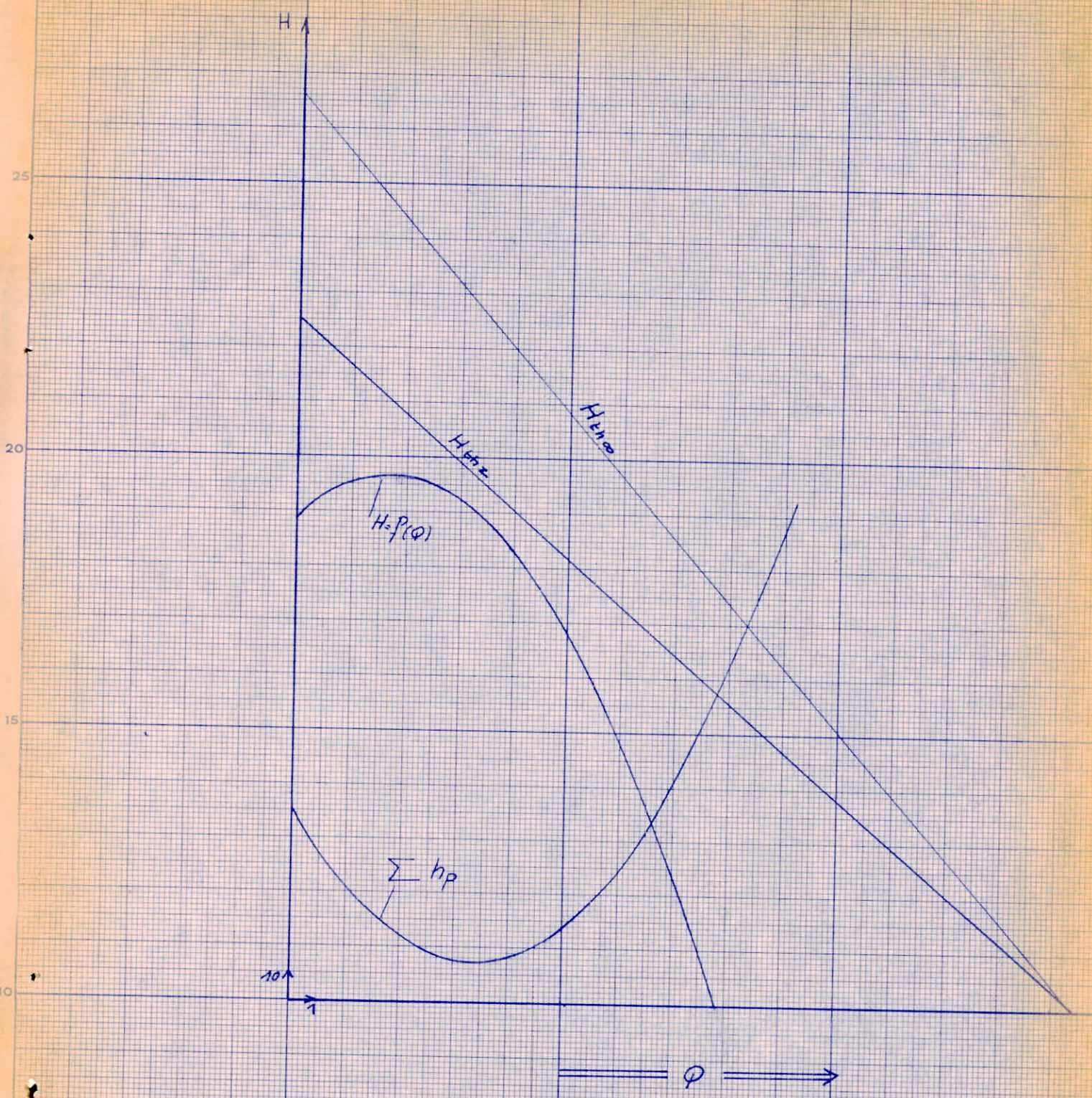


Fig. 7 TRACÉ DE LA COURBE CARACTERISTIQUE

II/ ETUDE DE LA TURBINE

1. INTRODUCTION

La turbine est une machine hydraulique dont le fonctionnement consiste en ce qu'elle transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique.

La turbine Francis est recommandée pour les moyennes chutes, et pour $50 < n_s < 600$.

En inversant le sens de rotation d'une pompe centrifuge et en laissant le débit s'écouler vers l'ovale de la roue, sous la pression du réservoir, on peut obtenir un fonctionnement qui correspond à ce type de turbine (turbine centripète).

Description d'une turbine Francis.

Elle comprend :

- la bêche spirale (volute) et le distributeur avec les directrices qui dirigent l'eau vers la roue (rotor).
- la roue garnie d'aubes qui a la charge de recevoir le travail fourni par l'eau.
- le diffuseur (ou aspirateur) qui dirige l'eau à la sortie du rotor, vers le canal de fuite.

2. ROTOR DE LA TURBINE.

Comme dans une pompe, le rotor est l'organe actif de la turbine, siège de transformation de l'énergie hydraulique en travail mécanique.

Il a presque la même forme qu'une roue de pompe centrifuge, mais le cercle de grand diamètre correspond à l'entrée et le cercle de plus faible diamètre à la sortie.

2.1. DETERMINATION DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

Les caractéristiques nominales de la turbine sont:

$$Q = 10 \text{ m}^3/\text{sec} \quad \text{débit d'adaptation.}$$

$$H = 125 \text{ m} \quad \text{charge nette.}$$

$$N = 500 \text{ tr/mn} \quad \text{vitesse de rotation.}$$

2.1.2 — vitesse spécifique n_s (ou rapidité)

Pour les turbines, on appelle nombre de tours spécifique n_s le nombre de tours d'une turbine homothétique à celle considérée et fournissant une puissance de 1 cheval sous une chute de 1 m avec de l'eau ordinaire ($\bar{w} = 1000 \text{ kg/m}^3$).

$$n_s = 3,65 \frac{N Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_s = 3,65 \frac{500 \sqrt{10}}{125^{\frac{3}{4}}}$$

$$\underline{n_s = 154 \text{ tr/min}}$$

2.1.3 — calcul de la vitesse d'entraînement à l'entrée du rotor.

$$u_1 = \sqrt{\frac{2gH}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 125}{0,8}} = 55,371 \text{ m/s}$$

Pour $100 < n_s < 200$ on a $\psi = 0,6 \div 0,9$
On a choisi $\psi = 0,8$

$$\underline{u_1 = 55,371 \text{ m/s}}$$

2.1.4 — calcul du diamètre extérieur du rotor D_1

$$D_1 = \frac{60 u_1}{\pi N} = \frac{60 \times 55,371}{\pi \times 500} = 2,115 \text{ m}$$

$$\underline{D_1 = 2,115 \text{ m}}$$

2.1.5 — calcul du diamètre intérieur défini par la ligne moyenne de l'aube D_2

Pour les roues à faible n_s

$$0,3 < \frac{D_2}{D_1} < 0,5 \quad \text{on prend} \quad \frac{D_2}{D_1} = 0,45$$

$$D_2 = 0,45 \times D_1 = 0,45 \times 2,115 = 0,952 \text{ m}$$

$$\underline{D_2 = 0,952 \text{ m.}}$$

2.1.6 — calcul du diamètre à la sortie du rotor D_0 .

$$\text{Pour } 150 < n_s < 300 \quad 1,4 < \frac{D_1}{D_0} < 2$$

Afin d'avoir une faible vitesse à la sortie on choisira $\frac{D_1}{D_0} = 1,4$

$$D_0 = \frac{D_1}{1,4} = \frac{2,115}{1,4} = 1,511 \text{ m}$$

$$\underline{D_0 = 1,511 \text{ m.}}$$

Remarque: On a affecté l'indice 1 à l'entrée du rotor correspondant au cercle de grand diamètre et l'indice 2 à la sortie du rotor correspondant au cercle de faible diamètre contrairement à la pompe.

2.1.7 - calcul du diamètre de l'arbre d'entraînement: d_a

$$d_a = 0,145 \sqrt[3]{\frac{P_T}{N}}$$

P_T : puissance de la turbine en cheval (ch.)

N : nombre de tours/min = 500 tr/mn

$$P_T = \eta_{ge} \frac{\bar{\omega} \varphi H}{75} = 0,90 \frac{1000 \times 10 \times 125}{75} = 15000 \text{ ch.}$$

$$\bar{\omega} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

φ en m^3/sec

H en m

$$d_a = 0,145 \sqrt[3]{\frac{15000}{500}} = \underline{0,451 \text{ m}}$$

Pour des raisons de construction mécanique, nous devons choisir le même diamètre de l'arbre d'entraînement pour la pompe et la turbine le calcul de d_a pour la pompe a donné:

$$d_a = 0,493 \text{ m} > 0,451 \text{ m}$$

on prend le diamètre le plus grand, donc celui calculé avec la puissance de la pompe

$$\underline{d_a = 0,493 \text{ m.}}$$

2.1.8 - calcul de la vitesse C_0

$$C_0 = \frac{4 \varphi}{\pi [D_0^2 - d_a^2]} = \frac{4 \times 10}{\pi [(1,511)^2 - (0,493)^2]} \quad C_0 = \underline{6,241 \text{ m/s}}$$

$C_0 \approx 6 \text{ m/s}$ qui est une valeur acceptable.

2.1.9 - calcul du diamètre D_i

$$V_0 = \frac{4 \varphi}{\pi [D_0^2 - D_i^2]}$$

on prendra $V_0 = 6,300 \text{ m/s}$ légèrement supérieure à C_0

$$D_i = \sqrt{D_0^2 - \frac{4 \varphi}{\pi V_0}} = \sqrt{(1,511)^2 - \frac{4 \times 10}{\pi \times 6,300}} = 0,512 \text{ m}$$

$$\underline{D_i = 0,512 \text{ m}}$$

2.1.10 — calcul des largeurs b_1 et b_2

les calculs des largeurs b_1 et b_2 sont donnés par des formules statistiques.

$$b_2 = (0,5 \div 0,8) a$$

$$b_1 = (0,5 \div 0,6) b_2$$

a étant la largeur entre D_o et D_i

$$a = \frac{D_o - D_i}{2} = \frac{1,511 - 0,512}{2} = 0,4995 \text{ m.}$$

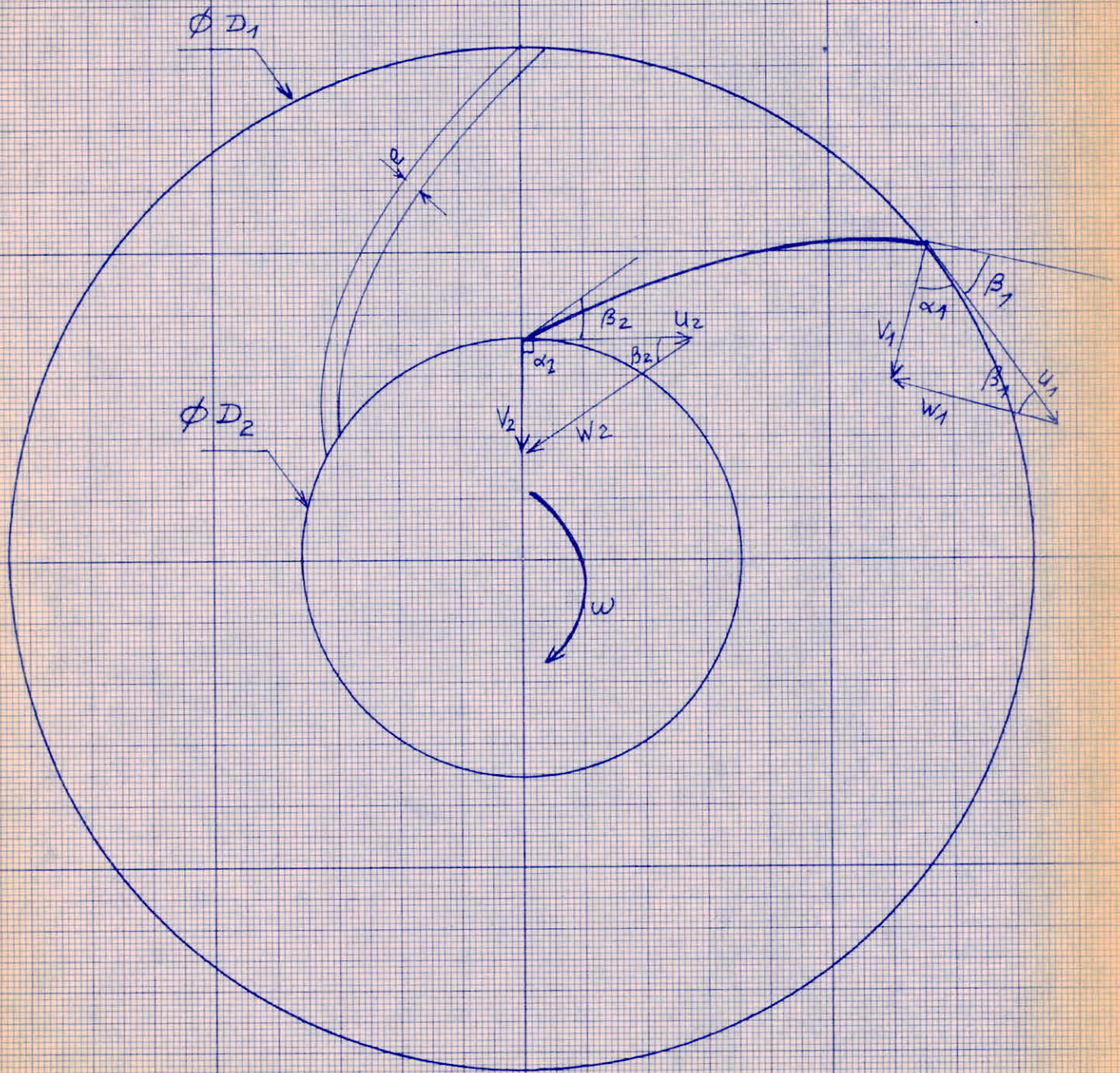
$$b_2 = (0,5 \div 0,8) 0,4995$$

$$b_1 = (0,5 \div 0,6) b_2$$

on choisit

| |
|--|
| $b_1 = 0,15 \text{ m}$ $b_2 = 0,28 \text{ m.}$ |
|--|

Fig 8 TRIANGLE DES VITESSES.



2.2. CALCUL DES CARACTERISTIQUES THEORIQUES POUR UN NOMBRE D'AUBES FINI.

L'épure des vitesses ressemble à celle de la pompe centrifuge mais les sommets des deux triangles se trouvent dans le demi-plan inférieur.

Le théorème d'Euler donnera

$$H_{thz} = \frac{1}{g} (u_1 v_{1u}' - u_2 v_{2u}')$$

Pour une sortie orthogonale $\alpha_2 = 90^\circ \Rightarrow v_{2u}' = 0$

$$H_{thz} = \frac{u_1 v_{1u}'}{g}$$

H_{thz} : hauteur d'élévation correspondant à un nombre d'aubes fini.

2.2.1 — calcul de v_{1u}' projection de la vitesse absolue v_1' à l'entrée du rotor sur la direction de la vitesse d'entraînement \vec{u}_1 .

$$v_{1u}' = \frac{g H_{thz}}{u_1} = \frac{g \eta H}{u_1} = \frac{9,81 \times 0,9 \times 125}{55,371} = 19,931 \text{ m/s}$$

η : rendement de la turbine = 0,90

2.2.2 — calcul de la vitesse d'entraînement à la sortie du rotor \vec{u}_2

$$u_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} = \frac{\pi \times 0,952 \times 500}{60}$$

$$\underline{u_2 = 24,923 \text{ m/s}}$$

2.2.3. — calcul des vitesses méridiennes (ou radiales) théoriques

l'équation de continuité donne

$$Q_t = \pi D_1 b_1 V'_{1r} = \pi D_2 b_2 V'_{2r}$$

$Q_t = 1,01$ à $1,02 \varphi$ on prend $Q_t = 1,01 \varphi$
 Q_t étant le débit effectif augmenté de la valeur des fuites.

$$V'_{1r} = \frac{Q_t}{\pi D_1 b_1} = \frac{10 \times 1,01}{\pi \times 2,115 \times 0,15} = \underline{10,133 \text{ m/s}}$$

$$V'_{2r} = V_2 = \frac{Q_t}{\pi D_2 b_2} = \frac{10 \times 1,01}{\pi \times 0,952 \times 0,28} = \underline{12,061 \text{ m/s}}$$

2.2.4 — calcul des angles théoriques

$$\operatorname{tg} \beta'_1 = \frac{V'_{1r}}{u_1 - V'_{1u}} = \frac{10,133}{55,371 - 19,931} = 0,286 \quad \Rightarrow \quad \underline{\beta'_1 = 16^\circ}$$

$$\operatorname{tg} \beta'_2 = \frac{V'_{2r}}{u_2} = \frac{12,061}{24,923} = 0,484 \quad \Rightarrow \quad \underline{\beta'_2 = 25^\circ 50'}$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_1 = \frac{V'_{1r}}{V'_{1u}} = \frac{10,133}{19,931} = 0,5084 \quad \Rightarrow \quad \underline{\alpha'_1 = 27^\circ}$$

2.2.5 — calcul des vitesses relatives.

$$W'_1 = \frac{V'_{1r}}{\sin \beta'_1} = \frac{10,133}{0,276} = \underline{36,714 \text{ m/s}}$$

$$W'_2 = \frac{V'_{2r}}{\sin \beta'_2} = \frac{12,061}{0,436} = \underline{27,663 \text{ m/s}}$$

2.2.6 — calcul des vitesses absolues V_1 et V_2

$$V_1 = \frac{V'_{1r}}{\sin \alpha'_1} = \frac{10,133}{0,454} = \underline{22,319 \text{ m/s}}$$

$$V_2 = V'_{2r} = \underline{12,061 \text{ m/s}}$$

Fig. 9 TRIANGLE DES VITESSES THEORIQUES echelle $\frac{2}{10}$

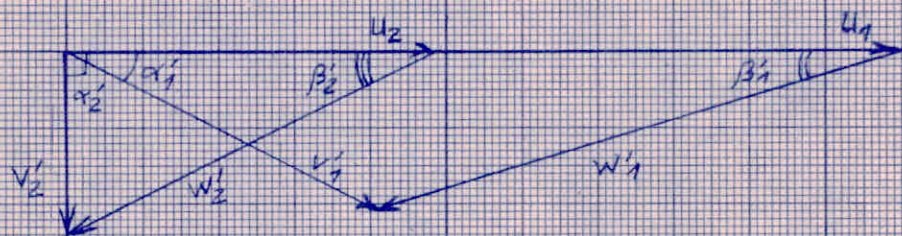
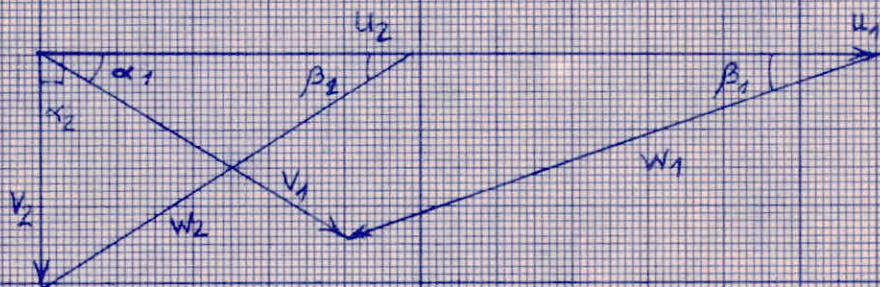


Fig. 9' TRIANGLE DES VITESSES REELLES echelle $\frac{2}{10}$



2.3. LIMITE SUPERIEURE DU NOMBRE D'AUBES

Comme pour la pompe on utilisera la condition de similitude proposée par PFEIDERER.

$$\frac{L_p}{t_{mn}} = 2$$

l'inégalité suivante donne le nombre maximal d'aubes

$$Z < \frac{2\pi (D_1 + D_2)}{D_1 - D_2} \sin \frac{\beta_1' + \beta_2'}{2}$$

$$\frac{\beta_1' + \beta_2'}{2} = \frac{16^\circ + 25^\circ 50'}{2} \approx 21^\circ \quad \sin 21^\circ = 0,359$$

$$Z < \frac{2\pi (2,115 + 0,952)}{2,115 - 0,952} \times 0,359 = 5,950$$

$$Z = 6 \text{ aubes}$$

On choisira donc un nombre d'aubes $Z = 6$

2.4. CALCUL DE L'ÉPAISSEUR DES AUBES.

Comme pour la pompe on calculera l'épaisseur de l'aube par la formule suivante:

$$e = \frac{\pi D_2}{Z} \sin \beta_2 \left(1 - \frac{1}{\frac{t_2 + \tau_2}{t_2}} \right)$$

on prendra $\frac{t_2 + \tau_2}{t_2} = 1,29$

$$e = \frac{\pi \times 0,952}{6} \sin 25^\circ 50' \left(1 - \frac{1}{1,29} \right) = 0,049 \text{ m.}$$

on prendra $e = 50 \text{ mm.}$

2.4.1 — CALCUL DES PAS.

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z} = \frac{\pi \times 2,115}{6} = 1,107 \text{ m.}$$

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z} = \frac{\pi \times 0,952}{6} = 0,499 \text{ m.}$$

2.4.2 — calcul des épaisseurs réelles

τ_1 et τ_2 étant les épaisseurs des aubes mesurées sur tangente respectivement à (D_1) et (D_2)

$$\tau_1 = \frac{e}{\sin \beta'_1} = \frac{e}{\sin 16^\circ} = \frac{0,050}{0,276}$$

$$\underline{\tau_1 = 0,181 \text{ m}}$$

$$\tau_2 = \frac{e}{\sin \beta'_2} = \frac{e}{\sin 25^\circ 50'} = \frac{0,050}{0,436}$$

$$\underline{\tau_2 = 0,115 \text{ m}}$$

2.5. CALCUL DES CARACTERISTIQUES REELLES DE LA TURBINE.

2.5.1. On tiendra compte de la diminution résultant de l'épaisseur des aubes.

$$v_{1r} = \frac{Q_e}{(\pi D_1 - z \tau_1) b_1} = \frac{10 \times 1,01}{(\pi \times 2,115 - 6 \times 0,181) 0,15} = 12,114 \text{ m/s}$$

$$v_{2r} = v_2 = \frac{Q_e}{(\pi D_2 - z \tau_2) b_2} = \frac{10 \times 1,01}{(\pi \times 0,952 - 6 \times 0,115) 0,28} = 15,678 \text{ m/s}$$

$$v_{1u} = \frac{g \eta H}{u_1} = \frac{9,81 \times 125 \times 0,9}{55,371} = 19,931 \text{ m/s}$$

2.5.2 — calcul des angles réels.

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_{1r}}{u_1 - v_{1u}} = \frac{12,114}{55,371 - 19,931} = 0,342 \quad \Rightarrow \quad \beta_1 = 18^\circ 55'$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{v_{2r}}{u_2} = \frac{15,678}{24,923} = 0,629 \quad \Rightarrow \quad \beta_2 = 32^\circ 10'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{v_{1r}}{v_{1u}} = \frac{12,114}{19,931} = 0,608 \quad \Rightarrow \quad \alpha_1 = 31^\circ 20'$$

2.5.3 — calcul des vitesses relatives

$$w_1 = \frac{v_{1r}}{\sin \beta_1} = \frac{12,114}{0,324} = 37,389 \text{ m/s}$$

$$w_2 = \frac{v_{2r}}{\sin \beta_2} = \frac{15,678}{0,536} = 29,250 \text{ m/s}$$

2.5.4 — calcul des vitesses absolues.

$$v_1 = \frac{v_{1r}}{\sin \alpha_1} = \frac{12,114}{0,526} = 23,032 \text{ m/s}$$

$$v_2 = v_{2r} = 15,678 \text{ m/s}$$

2.6. TRACE DE L'AUBE EN PLAN PARALLELE.

Comme pour le tracé de l'aube de la roue de la pompe, l'expression suivante nous permettra de tracer l'aube de la roue de la turbine.

$$\lambda = \frac{1}{A} \ln C \frac{r}{A - Br}$$

— calcul des constantes A, B, C

$$B = \frac{\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \beta_1}{r_1 - r_2} = \frac{0,629 - 0,342}{1,0575 - 0,4760} = 0,494$$

$$A = \operatorname{tg} \beta_2 + Br_2 = 0,629 + 0,494 \times 0,476 = 0,864$$

$$C = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{r_2} = \frac{0,629}{0,476} = 1,321$$

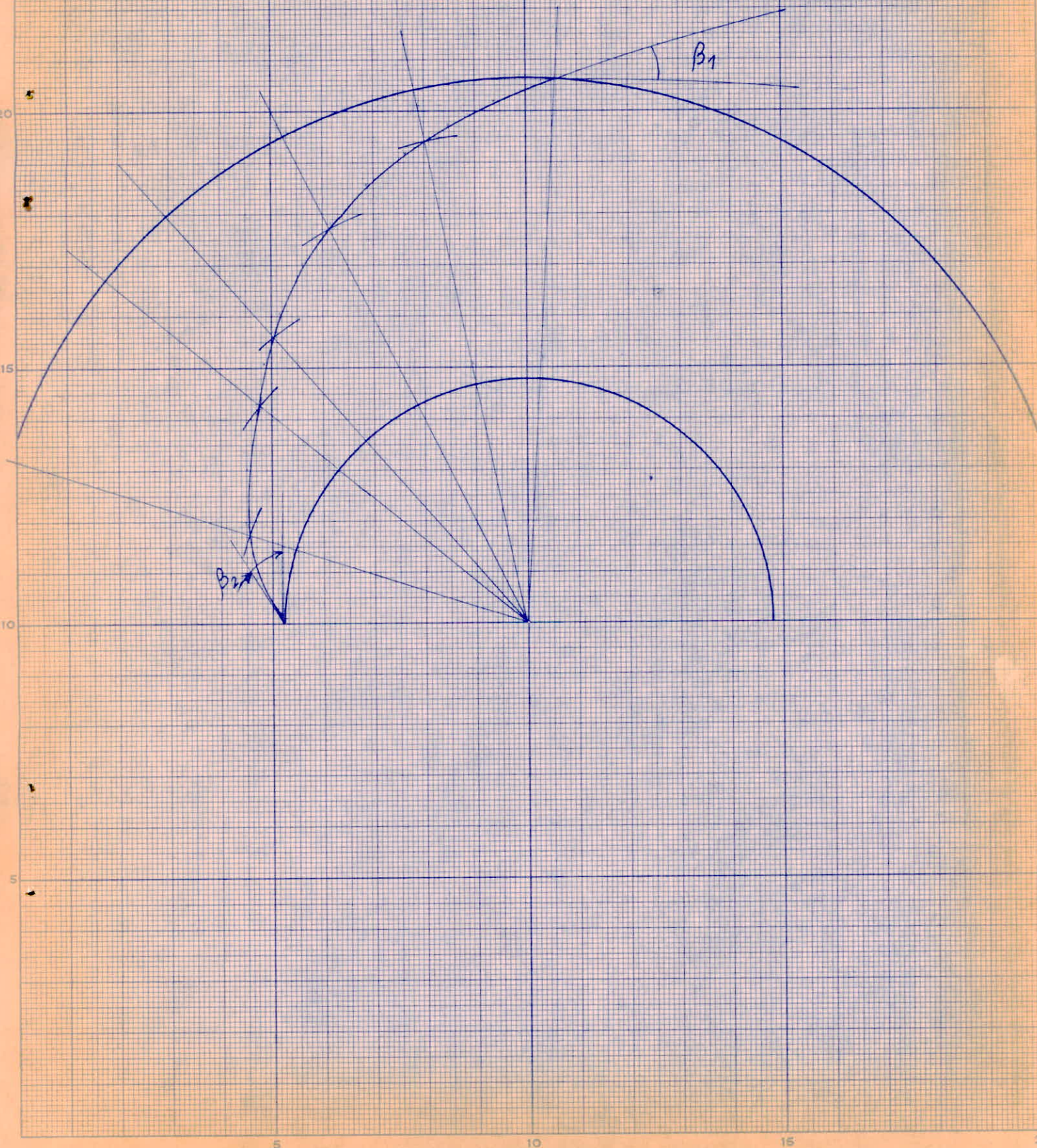
| r | Br | $A - Br$ | $\frac{r}{A - Br}$ | $C \frac{r}{A - Br}$ | $\lg C \frac{r}{A - Br}$ | $\ln C \frac{r}{A - Br}$ | λ (rad) | λ (degré) |
|--------|--------|----------|--------------------|----------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------|----------------------|
| 0,476 | 0,2351 | 0,6289 | 0,7569 | 0,9999 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 0,573 | 0,2831 | 0,5809 | 0,9863 | 1,3029 | 0,115 | 0,2645 | 0,3061 | 17,54 |
| 0,670 | 0,3310 | 0,5330 | 1,2570 | 1,6605 | 0,221 | 0,5083 | 0,5883 | 33,71 |
| 0,767 | 0,3789 | 0,4851 | 1,5811 | 2,0886 | 0,320 | 0,7360 | 0,8919 | 48,81 |
| 0,864 | 0,4268 | 0,4372 | 1,9763 | 2,6106 | 0,417 | 0,9591 | 1,1101 | 63,60 |
| 0,961 | 0,4747 | 0,3893 | 2,4687 | 3,2612 | 0,514 | 1,1822 | 1,3683 | 78,40 |
| 1,0575 | 0,5224 | 0,3416 | 3,0957 | 4,0894 | 0,612 | 1,4076 | 1,6292 | 93,34 |

Fig. 10

TRACE DE L'AUBE EN PLAN PARALLELE

Echelle 1

$l = 1,340 \text{ m}$



3. CAVITATION DANS LA TURBINE.

Le phénomène de cavitation est analogue à celui de la pompe. Comme pour les pompes le point de pression minimum en régime normal se situera en général dans l'aubage et vers la sortie de la roue.

La pression minimale au point M doit être supérieure à la tension de vapeur $f(t)$ ce qui donne l'inégalité:

$$\frac{P_{atm}}{\bar{\omega}} - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \lambda \frac{w_2^2}{2g} \right) - H_s + h_f > \frac{f(t)}{\bar{\omega}}$$

On appelle H_s ou hauteur de suspension la différence des côtes de la sortie de la roue et du niveau de l'eau dans le bief aval.

h_f : pertes de charge dans le diffuseur.

$f(t)$: tension de vapeur.

la hauteur maximale de suspension est alors:

$$H_s < \frac{P_{atm} - f(t)}{\bar{\omega}} - h_0$$

en appelant h_0 la charge nécessaire à la sortie de la turbine

$$h_0 = \frac{v_2^2}{2g} + \lambda \frac{w_2^2}{2g} - h_f = \delta \frac{v_2^2}{2g} + \lambda \frac{w_2^2}{2g}$$

Soit le paramètre de Thoma $\sigma = \frac{h_0}{H}$, ce rapport sans dimension est fonction uniquement de n_s et de δ valeur qui dépend de l'installation.

La Figure 412 (M. SEDILLE p. 487) donne les valeurs de σ en fonction de n_s pour les turbines Francis

$$n_s = 154 \quad \Rightarrow \quad \sigma = 0,08$$

La hauteur maximale de suspension en fonction de n_s est donnée par la relation:

$$H_s \leq \frac{P_{atm}}{\bar{\omega}} - \frac{f(t)}{\bar{\omega}} - \sigma H$$

$$\frac{f(t)}{\bar{\omega}} = 0,02 \text{ à } 0,04 \text{ pour l'eau froide on prendra } \frac{f(t)}{\bar{\omega}} = 0,04$$

$$\frac{P_{atm}}{\bar{\omega}} = 10,33$$

$$H_s \leq 10,33 - 0,04 - 0,08 \times 125 = 0,29 \text{ m.}$$

4. DISTRIBUTEUR

4.1 — Le rôle du distributeur.

Le rôle du distributeur est d'adapter la puissance fournie par la turbine, à la demande, en faisant varier le débit. Les aubes directrices sont des profils hydrodynamiques qui peuvent tourner autour de leur centre de rotation, réalisant ainsi le réglage. Elles sont toutes manoeuvrées simultanément par un mécanisme.

On peut faire diminuer ou augmenter le débit par simple manoeuvre d'un anneau de commande relié à toutes les aubes par des biellettes.

IL faut remarquer que par le même changement d'orientation de l'aubage, l'espace compris entre deux aubes consécutives sera lui-même changé. La section de passage de l'eau entre deux aubes consécutives sera donnée par la perpendiculaire commune aux deux aubes.

Du point de vue du fonctionnement une ouverture ou une fermeture complète ou partielle équivaut à une variation de l'angle α_3 du triangle des vitesses d'entrée.

4.2 — Dimensionnement du distributeur.

$$D_3 = 1,01 D_1 = 1,01 \times 2,115 = 2,136 \text{ m.}$$

$$\frac{D_4}{D_1} = 1,35 \quad 1,6 \quad \text{on prend } \frac{D_4}{D_1} = 1,35$$

$$D_4 = 1,35 \times D_1 = 1,35 \times 2,115 = 2,855 \text{ m.}$$

$$b_3 \approx 1,1 b_1 = 1,1 \times 0,15 = 0,165 \text{ m.}$$

$$b_4 = b_3 + 0,015 = 0,165 + 0,015 = 0,18 \text{ m.}$$

| |
|--|
| $D_3 = 2,136 \text{ m}$ $D_4 = 2,855 \text{ m}$ $b_3 = 0,165 \text{ m}$ $b_4 = 0,180 \text{ m.}$ |
|--|

4.3 — Nombre d'aubes Z_d .

Comme pour la pompe on choisira un nombre d'aubes égal à celui de la roue plus l'unité.

$$Z_d = Z + 1 = 6 + 1 = 7$$

$$\underline{Z_d = 7}$$

4.4 TRIANGLE DES VITESSES A LA SORTIE DU DISTRIBUTEUR.

$\alpha_3 \approx \alpha_1 = 31^\circ 20'$ pour éviter le décollement à l'entrée du rotor
 $\alpha_3 = \alpha_4$ car la ligne moyenne de l'aube est une spirale logarithmique d'angle α_3

4.4.1 — calcul de la vitesse V_{3r}

$$V_{3r} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3} = \frac{10}{\pi \times 2,136 \times 0,165} = 9,032 \text{ m/s}$$

4.4.2 — calcul de la vitesse V_{3u}

$$V_{3u} = \frac{V_{3r}}{\text{tg} \alpha_3} = \frac{9,032}{0,609} = 14,831 \text{ m/s}$$

4.4.3 — calcul de la vitesse V_3

$$V_3 = \frac{V_{3r}}{\sin \alpha_3} = \frac{9,032}{0,526} = 17,171 \text{ m/s}$$

4.5 TRIANGLE DES VITESSES A L'ENTREE DU DISTRIBUTEUR.

4.5.1 — calcul de la vitesse V_{4r}

$$V_{4r} = \frac{Q}{\pi D_4 b_4} = \frac{10}{\pi \times 2,855 \times 0,18} = 6,194 \text{ m/s}$$

4.5.2 — calcul de la vitesse V_{4u}

$$V_{4u} = \frac{V_{4r}}{\text{tg} \alpha_4} = \frac{6,194}{0,609} = 10,171 \text{ m/s}$$

4.5.3 — calcul de la vitesse V_4

$$V_4 = \frac{V_{4r}}{\sin \alpha_4} = \frac{6,194}{0,526} = 11,776 \text{ m/s}$$

4.6. TRACE DU DISTRIBUTEUR

La ligne moyenne des aubes du distributeur est en général légèrement courbée et suit la spirale logarithmique qui correspondrait à l'écoulement dans la position choisie pour l'adaptation.

le profil de l'aube est un profil N.A.C.A. présentant un assez fort arrondi d'entrée.

le tracé se fera à l'aide de la Formule suivante.

$$r_i = r_3 e^{\operatorname{tg} \alpha_3 \varphi_i}$$

r_i variant de r_3 à r_4

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \operatorname{tg} 31^\circ 20' = 0,609$$

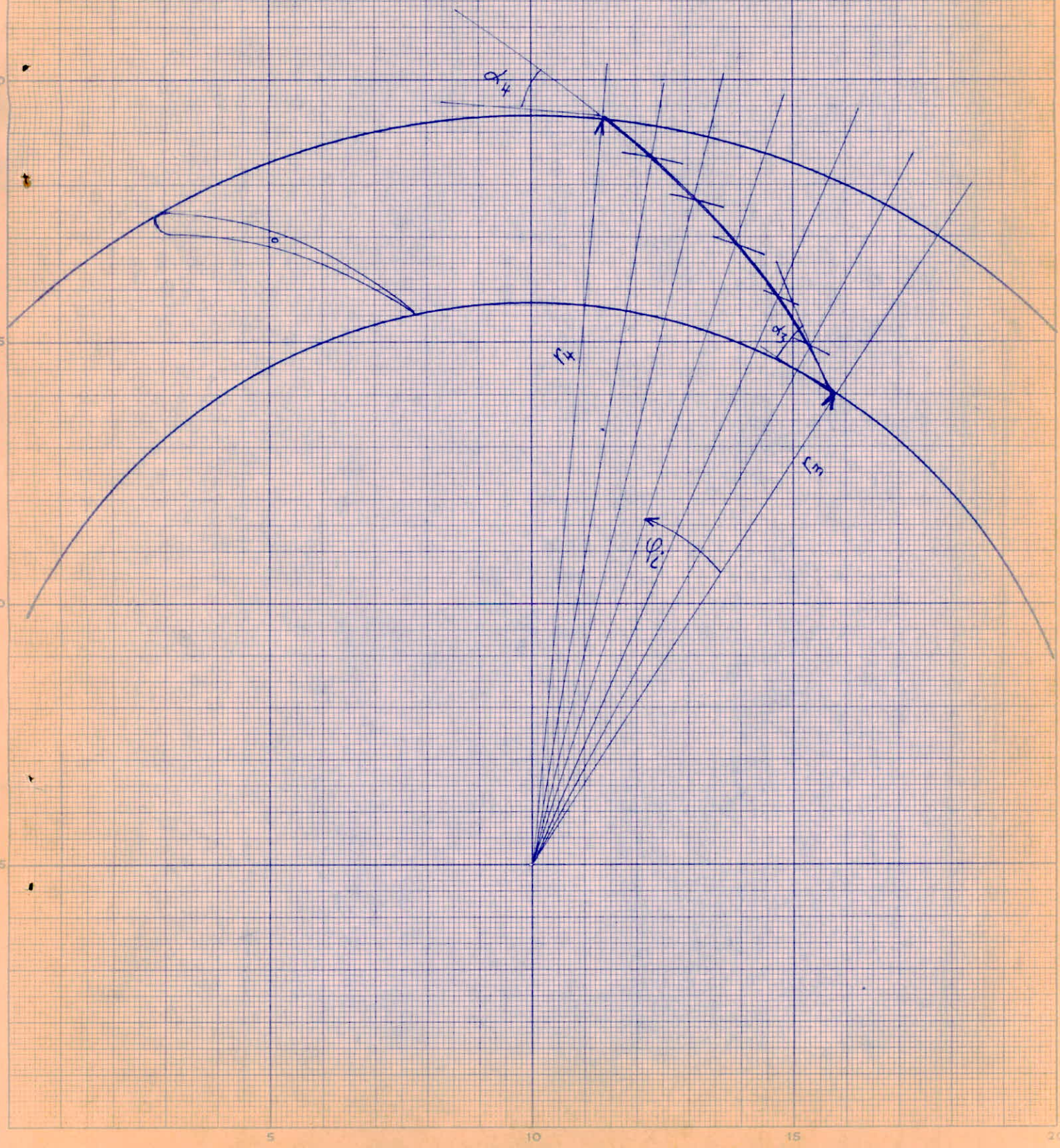
$$r_i = 1,068 e^{0,609 \varphi_i}$$

TABLEAU DE CALCULS

| r_i | $\frac{r_i}{1,068}$ | φ_i (rad) | φ_i (degré) |
|----------------|---------------------|----------------------|------------------------|
| $r_3 = 1,068$ | 1 | 0 | 0 |
| 1,128 | 1,05617 | 0,0906 | 5,19 |
| 1,188 | 1,11235 | 0,1737 | 9,95 |
| 1,248 | 1,16853 | 0,2606 | 14,93 |
| 1,308 | 1,22471 | 0,3323 | 19,04 |
| 1,368 | 1,28089 | 0,4079 | 23,37 |
| $r_4 = 1,4275$ | 1,33661 | 0,4759 | 27,27 |

Fig. 11 TRACE DE L'AUBE DU DISTRIBUTEUR Echelle 1

$L = 0,720 \text{ m}$



5. LA BACHE SPIRALE.

5.1 - On peut tracer la bache à vitesse moyenne constante dans les différentes sections, mais pour obtenir une homogénéité de répartition des vitesses et des pressions à l'entrée du distributeur, on trace la bache spirale comme une volute de pompe centrifuge qui a l'avantage de correspondre à un écoulement qui est dans l'ensemble légèrement convergent.

Pour le tracé de la bache spirale on se servira de la formule déjà trouvée pour la volute de la pompe. Comme pour la pompe on choisira la section de la bache spirale comme un demi-cercle de rayon p .

$$p = \lambda^{\circ} k + \sqrt{2 r_5 k \lambda^{\circ}}$$

$$r_5 = 1,01 r_2 = 1,01 \times 1,4275 = 1,442 \text{ m}$$

r_5 = rayon de la surface qui entoure le distributeur et à laquelle sont tangentes les sections de la bache spirale

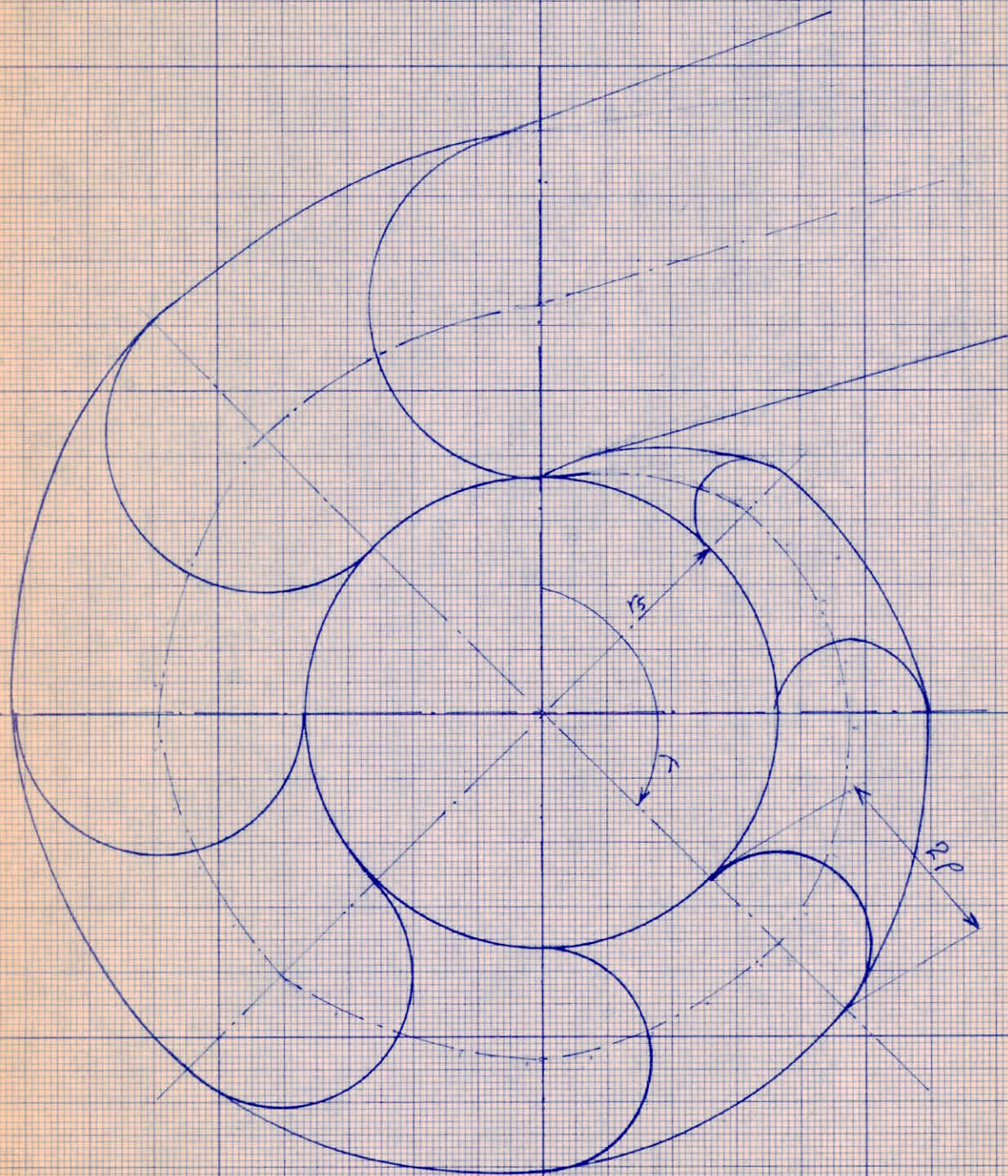
$$k = \frac{Q}{360^{\circ} \pi C}$$

$$C = r_4 v_{4u} = r_5 v_{5u} = 1,4275 \times 10,171 = 14,519 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = \frac{10}{360^{\circ} \times \pi \times 14,519} = 6,8168 \times 10^{-4}$$

5.2 TABLEAU DE CALCUL POUR LE TRACE
DE LA BACHE SPIRALE.

| λ° | k 10^4 | $\lambda^\circ k$ 10^4 | $2\lambda^\circ k$ 10^4 | $2\lambda^\circ k r_5$ 10^4 | $\sqrt{2\lambda^\circ k r_5}$ 10^2 | $\lambda^\circ k + \sqrt{2\lambda^\circ k r_5}$ 10^2 | p (m) | $r = r_5 + p$ (m) |
|-----------------|---------------|-----------------------------|------------------------------|----------------------------------|---|---|------------|----------------------|
| 0 | 6,8168 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | $r = r_5 = 1,442$ |
| 45° | " | 306,756 | 613,512 | 884,684 | 29,744 | 32,812 | 0,328 | 1,770 |
| 90° | " | 613,512 | 1227,024 | 1769,36 | 42,064 | 48,199 | 0,482 | 1,924 |
| 135° | " | 920,268 | 1840,536 | 2654,044 | 51,517 | 60,72 | 0,607 | 2,049 |
| 180° | " | 1227,024 | 2454,040 | 3538,726 | 59,487 | 71,357 | 0,718 | 2,160 |
| 225° | " | 1533,780 | 3067,560 | 4423,422 | 66,509 | 81,847 | 0,818 | 2,260 |
| 270° | " | 1840,536 | 3681,060 | 5308,89 | 72,857 | 91,262 | 0,913 | 2,355 |
| 315° | " | 2147,292 | 4294,580 | 6192,784 | 78,694 | 100,167 | 1,002 | 2,444 |
| 360° | " | 2454,04 | 4908,080 | 7077,45 | 84,128 | 108,667 | 1,087 | 2,529 |

Fig. 12 TRACE DE LA BACHE SPIRALE Echelle $\frac{1}{4}$ $L = 12,600 \text{ m}$ 

6. LES PERTES DE CHARGES HYDRAULIQUES.

6.1 — PERTES DANS LE ROTOR6.1.1 — calcul des pertes de charge linéaire (pertes par frottement) dans les canaux formés par les aubes du rotor

$$h'_{p1} = \frac{W_m^2 \cdot f \cdot L}{2g D_h} \quad \text{Formule de DARCY-WEISBACH}$$

L = longueur de l'aube = 1,340 m

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4 b_m \cdot t_{mn}}{2(b_m + t_{mn})}$$

$$b_m = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{0,28 + 0,15}{2} = 0,215 \text{ m.}$$

$$t_{mn} = \frac{\pi(r_1 + r_2)}{Z} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{\pi(1,0575 + 0,476)}{6} \sin \frac{51^\circ}{2} = 0,346$$

$$D_h = \frac{4 \times 0,215 \times 0,346}{2(0,215 + 0,346)} = 0,265$$

$$W_m = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{37,389 + 29,250}{2} = 33,320 \text{ m/s}$$

Pour les roues de dimensions importantes ou de vitesses périphériques élevées on utilise de l'acier moulé ou de l'acier inoxydable.

Pour l'acier moulé la rugosité absolue est:

$$\epsilon = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Calcul de la rugosité relative:

$$\frac{\epsilon}{D_h} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{0,265} = 0,754 \times 10^{-3}$$

$$\text{Nombre de Reynolds} \quad R = \frac{W_m D_h}{\nu} = \frac{33,320 \times 0,261}{10^{-6}} = 8,700 \times 10^6$$

la viscosité cinématique de l'eau à 20°C est $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$R = 8,7 \times 10^6$ le régime est turbulent rugueux.

$$\frac{\epsilon}{D_h} = 0,754 \times 10^{-3} \quad \text{diagramme de Moody} \Rightarrow F = 0,018$$

$$h'_{p1} = \frac{W_m^2}{2g} \cdot f \cdot \frac{L}{D_h} = \frac{(33,320)^2}{2 \times 9,81} \cdot 0,018 \cdot \frac{1,340}{0,265} = \underline{5,150 \text{ m.}}$$

6.12 - Pertes de charge dues à la courbure des aubes.

$$a_1 = \frac{(\pi D_1 - z \zeta_1)}{z} \quad b_1 = \frac{(\pi \times 2,115 - 6 \times 0,181)}{6} \quad 0,15 = 0,139 \quad d_1 = 2 \sqrt{\frac{a_1}{\pi}} = 0,420$$

$$a_2 = \frac{(\pi D_2 - z \zeta_2)}{z} \quad b_2 = \frac{(\pi \times 0,952 - 6 \times 0,115)}{6} \quad 0,28 = 0,1074 \quad d_2 = 2 \sqrt{\frac{a_2}{\pi}} = 0,370$$

$$D_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,420 + 0,370}{2} = 0,395 \text{ m.}$$

Rayon de courbure $R = 1,240 \text{ m.}$

$$\frac{R}{D_m} = \frac{1,240}{0,395} = 3,139$$

diagramme (Kouats p. 19) $\implies \zeta = 0,05$

$$h''_{p_1} = \zeta \frac{v_m^2}{2g} = 0,05 \frac{(33,32)^2}{2 \times 9,81} = \underline{2,829 \text{ m}}$$

6.2 - Pertes de charge dans le distributeur

6.2.1 - Pertes de charge lineaire dans les canaux formés par les aubes du distributeur.

$$h'_{p_2} = \frac{v_m^2}{2g} \cdot f \cdot \frac{L}{D_h}$$

l : longueur de l'aube = 0,720 m.

$$D_h = \frac{4 b_m \cdot t_{mn}}{2(b_m + t_{mn})}$$

$$b_m = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{0,165 + 0,18}{2} = 0,1725 \text{ m.}$$

$$t_{mn} = \frac{\pi (r_3 + r_4)}{z} \sin \alpha_3 = \frac{\pi (1,068 + 1,4275)}{7} \times 0,526 = 0,589 \text{ m}$$

$$D_h = \frac{2 \times 0,1725 \times 0,589}{0,1725 + 0,589} = 0,267 \text{ m}$$

Pour l'acier moulé la rugosité absolue $\epsilon = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}$.
rugosité relative

$$\frac{\epsilon}{D_h} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{0,267} = 0,749 \times 10^{-3}$$

Nombre de Reynolds $Re = \frac{v_m D_h}{\nu} = \frac{14,474 \times 0,267}{10^{-6}} = 3,865 \times 10^6$

$$v_m = \frac{11,776 + 17,171}{2} = 14,474 \text{ m/s}$$

$Re = 3,865 \times 10^6$ le régime est turbulent rugueux

$\frac{\epsilon}{D_h} = 0,749 \times 10^{-3}$ diagramme de Moody $\Rightarrow f = 0,0175$

$$h'_{p_2} = \frac{(14,474)^2}{2 \times 9,81} \cdot 0,0175 \cdot \frac{0,720}{0,267} = 0,504 \text{ m}$$

$$\underline{h'_{p_2} = 0,504 \text{ m.}}$$

6.2.2 — Pertes de charge dues à la courbure des aubes du distributeur

$$a_1 = \frac{\pi D_3 b_3}{Z} = \frac{\pi \times 2,136 \times 0,165}{7} = 0,158 \quad d_1 = 2\sqrt{\frac{a_1}{\pi}} \quad d_1 = 0,448 \text{ m.}$$

$$a_2 = \frac{\pi D_4 b_4}{Z} = \frac{\pi \times 2,855 \times 0,180}{7} = 0,231 \quad d_2 = 2\sqrt{\frac{a_2}{\pi}} \quad d_2 = 0,542 \text{ m.}$$

$$D_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,448 + 0,542}{2} = 0,495 \text{ m.}$$

Rayon de courbure $R = 1,240 \text{ m}$.

$$\frac{R}{D_m} = \frac{1,240}{0,495} = 2,505$$

diagramme (Kovats p. 19) $\Rightarrow \xi = 0,1$

$$h'_{p_2} = \xi \frac{v_m^2}{2g} = 0,1 \frac{(14,474)^2}{2 \times 9,81} = 1,068 \text{ m.}$$

6.3. — Pertes de charge dans la volute6.3.1 — Pertes de charge linéaire.

$$h'_{p3} = \frac{V_{um}^2}{2g} \cdot f \cdot \frac{L}{D_h}$$

L : longueur de l'axe courbe de la volute = 12,600 m.

D_h : diamètre hydraulique = $\frac{4A}{P}$ $P_{\lambda=180^\circ} = 0,718$ m

$$D_h = \frac{4 \left(\frac{1}{2} \pi \rho^2 \right)}{\rho (\pi + 2)} = \frac{2\pi\rho}{\pi + 2} = \frac{2 \times \pi \times 0,718}{\pi + 2} = 0,877 \text{ m}$$

Pour la construction de la bêche on utilise de la tôle soudée
la rugosité relative $\varepsilon = 0,5 \times 10^{-4}$ m

$$\text{la rugosité relative } \frac{\varepsilon}{D_h} = \frac{0,5 \times 10^{-4}}{0,877} = 0,570 \times 10^{-4}$$

$$V_{um} = \frac{2\varphi}{2\pi P_{\lambda=180^\circ}} = \frac{2 \times 10}{2\pi \times (0,718)^2} = 6,174 \text{ m/s}$$

$$\text{Nombre de Reynolds } R = \frac{V_{um} D_h}{\nu} = \frac{6,174 \times 0,877}{10^{-6}} = 5,415 \cdot 10^6$$

$$\frac{\varepsilon}{D_h} = 0,570 \times 10^{-4} \quad \text{diagramme de Moody} \Rightarrow f = 0,0115$$

$$h'_{p3} = \frac{(6,174)^2}{2 \times 9,81} \cdot 0,0115 \cdot \frac{12,600}{0,877} = 0,321 \text{ m}$$

6.3.2 — p.d.c singulières

$$h''_{p3} = \zeta \frac{V_{um}^2}{2g} = 0,1 \frac{(6,174)^2}{2 \times 9,81} = 0,194 \text{ m}$$

ζ : coefficient de p.d.c singulières = 0,1

6.4 — calcul du rendement hydraulique

6.4.1 — Pertes de charges hydrauliques totales

$$\begin{aligned}\sum h_p &= h'_{p_1} + h''_{p_1} + h'_{p_2} + h''_{p_2} + h'_{p_3} + h''_{p_3} \\ &= 5,150 + 2,829 + 0,504 + 1,068 + 0,321 + 0,194 = \underline{10,066 \text{ m}}\end{aligned}$$

$$H_{\text{nette}} = 125 \text{ m.}$$

6.4.2 — rendement hydraulique.

$$\eta_h = \frac{H_n - \sum h_p}{H_n} = \frac{125 - 10,066}{125} = \underline{0,92}$$

6.5 — rendement mécanique.

$$\underline{\eta_m = 0,98}$$

6.6 — rendement volumétrique.

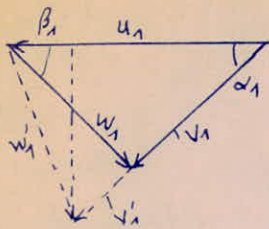
$$\underline{\eta_v = 0,96}$$

6.7 — rendement global

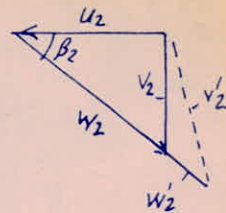
$$\begin{aligned}\eta_{gl} &= \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \\ &= 0,92 \times 0,98 \times 0,96\end{aligned}$$

$$\underline{\eta_{gl} = 0,87}$$

7.1. TRACÉ DES CARACTÉRISTIQUES THÉORIQUES DE LA TURBINE.



entrée 1



sortie 2

Triangle des vitesses d'entrée :

si le débit varie, la direction des distributeurs étant inchangée v_1 vient en v_1' et w_1 en w_1'
 α_1 reste constant, β_1 change.

Triangle des vitesses de sortie

la vitesse relative w_2 vient en w_2'
 la direction de la vitesse relative est imposée par l'angle de sortie β_2 des aubes. v_2 vient en v_2'

Le théorème d'EULER:

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u})$$

le triangle de vitesse d'entrée donne :

$$v_{1u} = \frac{v_{1r}}{\operatorname{tg} \alpha_1}$$

triangle de sortie

$$v_{2u} = u_2 - \frac{v_{2r}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$H_{th} = -\frac{u_2^2}{g} + \left(\frac{u_1 v_{1r}}{g \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{u_2 v_{2r}}{g \operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

l'équation de continuité donne :

$$\varphi = \pi D_1 b_1 v_{1r} = \pi D_2 b_2 v_{2r}$$

$$H_{th} = -\frac{u_2^2}{g} + \left(\frac{u_1 \varphi}{g \operatorname{tg} \alpha_1 \pi D_1 b_1} + \frac{u_2 \varphi}{g \operatorname{tg} \beta_2 \pi D_2 b_2} \right)$$

$$= -\frac{u_2^2}{g} + \varphi \left(\frac{u_1}{g \operatorname{tg} \alpha_1 \pi D_1 b_1} + \frac{u_2}{g \operatorname{tg} \beta_2 \pi D_2 b_2} \right)$$

$$= -\frac{(24,923)^2}{9,81} + \varphi \left(\frac{55,371}{9,81 \times 0,508 \times \pi \times 2,115 \times 0,15} + \frac{24,923}{9,81 \times 0,484 \times \pi \times 0,931 \times 0,18} \right)$$

$$H_{th} = -63,319 + \varphi \cdot 17,5574$$

7.2. TRACÉ DES CARACTERISTIQUES

7.2.1 - les pertes de charges dues au frottement et p.d.c singulières

Ces pertes sont exprimées par:

$$h_1 = k_1 \varphi^2$$

Pour $\varphi = \varphi_0 = 10 \text{ m}^3/\text{s}$ $h_1 = \sum h_p = 10,066 \text{ m.}$

$$k_1 = \frac{h_1}{\varphi_0^2} = \frac{10,066}{100} = 0,10066$$

7.2.2 - les pertes de charges dues aux chocs.

chocs dans le rotor, le diffuseur et dans la bache spirale.

$$h_2 = k_2 \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^2.$$

$$k_2 = \frac{\varphi}{2g} \left[u_2^2 + \frac{u_1^2}{(1+p)^2} \right]$$

$$\varphi = 0,3 + 0,6 \frac{\beta_1}{60} = 0,3 + 0,6 \frac{18^\circ 55'}{60} = 0,490$$

$$p = \frac{\pi \sin \beta_1}{z \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]} = \frac{\pi \times 0,324}{6 \left[1 - (0,45)^2 \right]} = 0,213$$

$$k_2 = \frac{0,490}{2 \times 9,81} \left[(24,923)^2 + \frac{(55,371)^2}{(1,213)^2} \right] = 67,552$$

$$h_2 = 67,552 \left(1 - \frac{\varphi}{10} \right)^2 = 67,552 (1 - 0,1\varphi)^2$$

$$\underline{\underline{\sum h = h_1 + h_2 = 0,10066 \varphi^2 + 67,552 (1 - 0,1\varphi)^2}}$$

7.3. TABLEAU DE VALEURS POUR LE TRACE DES COURBES

| φ | H_{Eh} |
|-----------|----------|
| 0 | -63,319 |
| 3,606 | 0 |

| φ | h_1 | h_2 | Σh |
|-----------|--------|--------|------------|
| 0 | 0 | 67,552 | 67,552 |
| 2 | 0,403 | 43,233 | 43,636 |
| 4 | 1,611 | 24,319 | 25,929 |
| 6 | 3,624 | 10,808 | 14,432 |
| 8 | 6,442 | 2,702 | 9,144 |
| 10 | 10,066 | 0 | 10,066 |
| 12 | 14,495 | 2,702 | 17,197 |
| 14 | 19,729 | 10,808 | 30,537 |
| 16 | 25,769 | 24,319 | 50,088 |
| 18 | 32,614 | 43,233 | 75,847 |
| 20 | 40,264 | 67,552 | 107,816 |
| 22 | 48,719 | 97,275 | 145,993 |

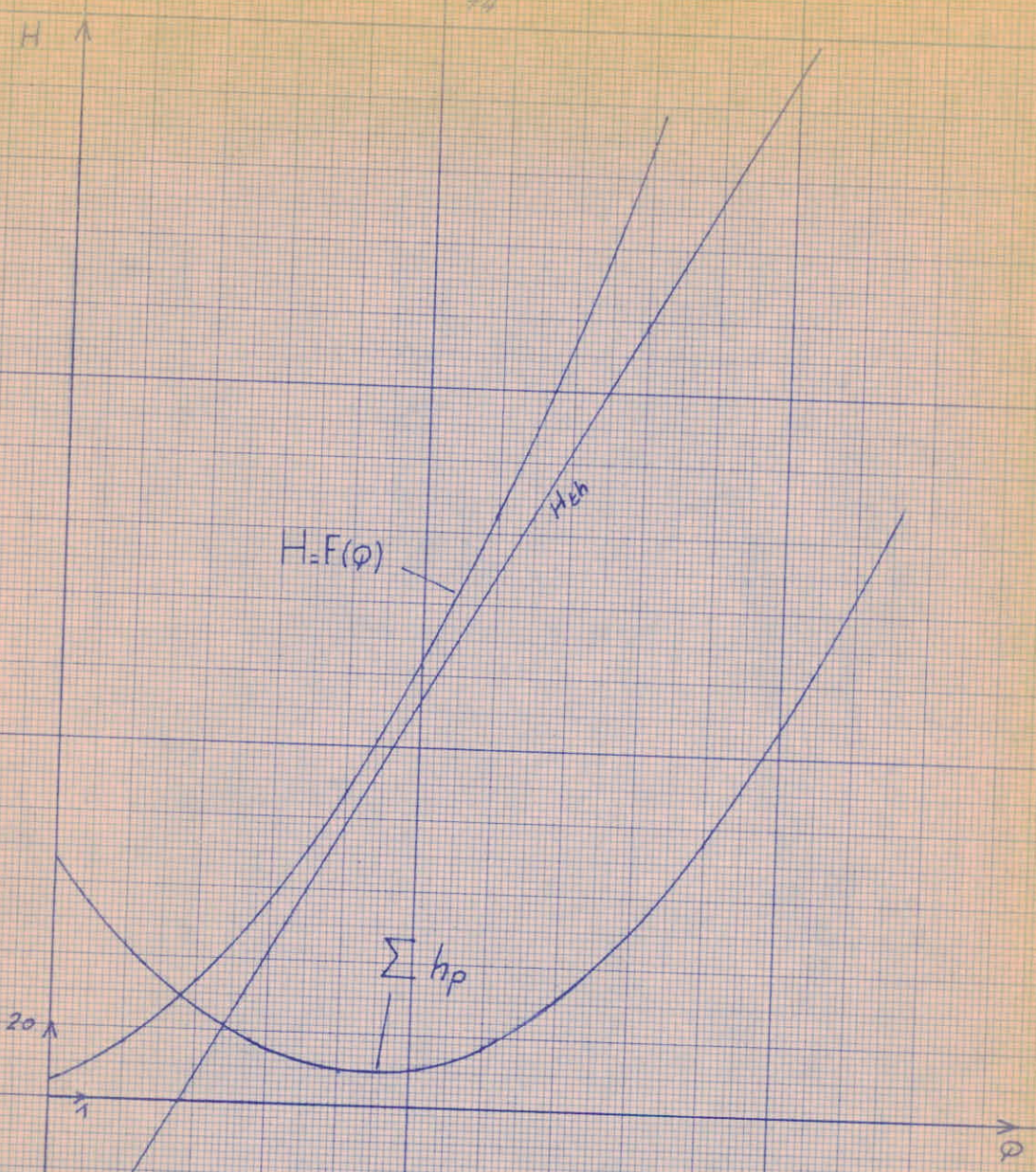


Fig. 13 TRACÉ DE LA COURBE CARACTERISTIQUE

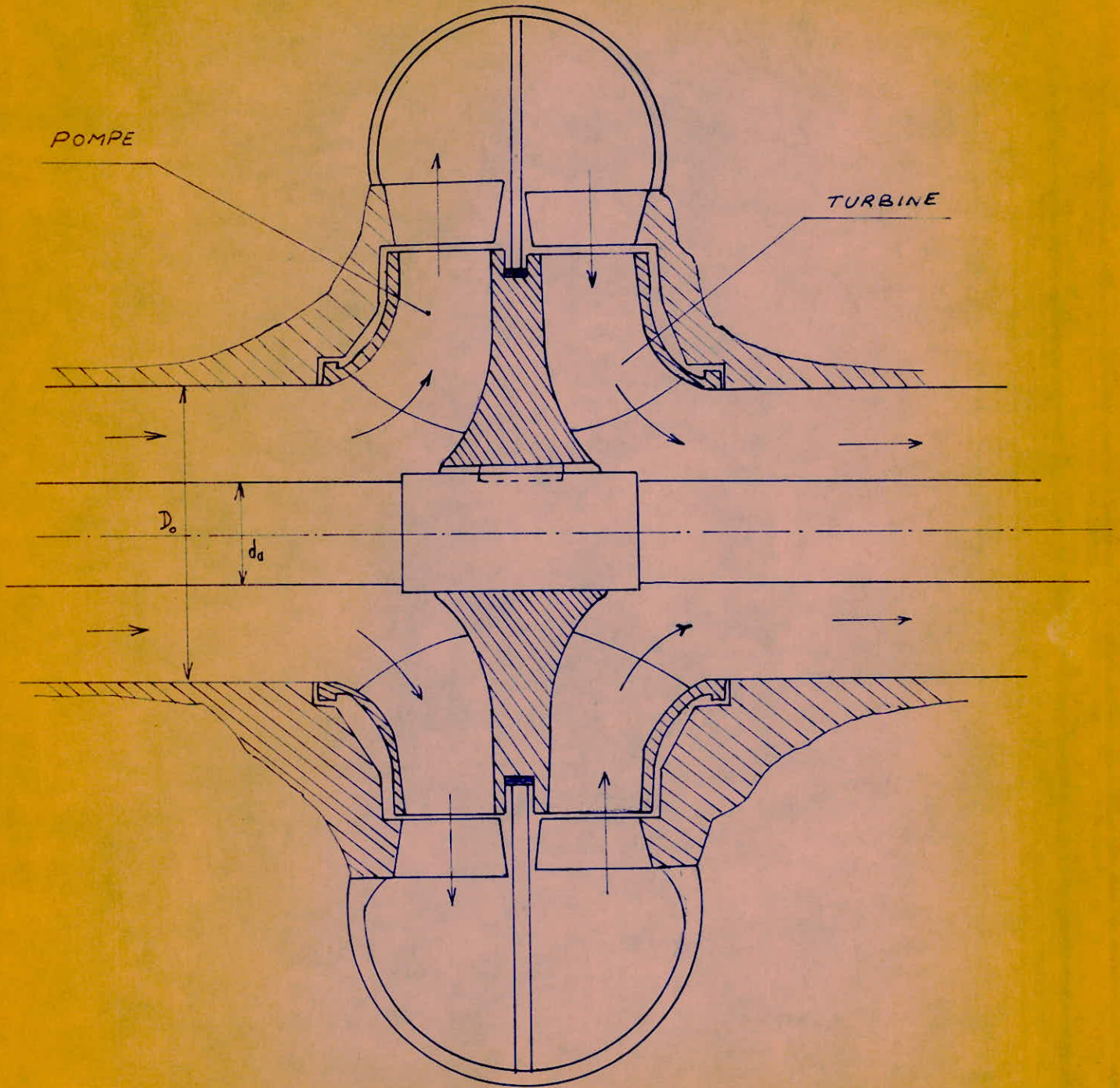


Fig. 14

CONCLUSION

Les résultats obtenus sont dans l'ensemble satisfaisants. Ils répondent aux conditions de constructions couramment utilisées.

Mais pour avoir une idée exacte de cette étude il est beaucoup plus intéressant d'effectuer des essais sur modèle réduit, et de corriger les résultats si c'est nécessaire.

Pour la conception technologique on laissera le soin aux mécaniciens.

BIBLIOGRAPHIE

- A. KOVATS et G. DESMUR :
Pompes, ventilateurs et compresseurs.
- M. SEDILLE :
Turbomachines hydrauliques et thermiques tome II.
- A. J. STEPANOFF :
Pompes centrifuges et pompes hélices.
- G. LEMASSON :
Les machines transformatrices d'énergie tome II.
- G. LAPRAY :
Cours d'hydraulique générale ALGER 1975.
- D. TASCA :
Cours de turbomachines ALGER 1973.
- A. L. JAUMOTTE :
Turbomachines, 3^e partie : turbines hydrauliques.
- B. NEKRASSOV :
Cours d'hydraulique.

