

UNIVERSITE D'ALGER

6/74

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DU GENIE HYDRAULIQUE

26+

THESE DE FIN D'ETUDES

L'ETUDE HYDRODYNAMIQUE D'UNE
TURBINE PELTON POUR UNE
USINE HYDROELECTRIQUE

المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية

المكتبة

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

PROPOSE PAR LE PROFESSEUR

ETUDIE PAR L'ELEVE

DAN

TASCA^v₃

GHALEM Miloud

PROMOTION 1974

المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية

— المكتبة —

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHÈQUE

Université d'ALGER

Ecole Nationale Polytechnique - Génie Hydraulique

L'étude Hydrodynamique d'une Turbine Pelton
pour une Usine Hydroelectrique

Proposé par le professeur :

D. TAȘCĂ

Etudié par l'élève :

GHALEM M.

Promotion 1974

Table de Matières

Introduction

Chapitres :

Pages:

I. Etude générale de l'usine	1
II. Préliminaires et Caractéristiques de la turbine	2
III. Etude de l'injecteur par la méthode des Mouvements Inrotationnels à Symétrie axiale	6
IV. Etude du Rotor	18
V. Le Double Réglage automatique	23
VI. Courbes Caractéristiques	26
VII. Etude Sommaire des aspects Constructifs	30

Conclusions

Bibliographie

Je dédie cette thèse :

- à mes supérieurs du M.D.N.*
- à mes supérieurs de l'E.A.G.*
- à la direction de l'EN.P.A.*

Je dédie cette thèse :

- à mes parents

- à tous les miens

- à tous mes amis

en témoignage de ma profonde affection.

A MONSIEUR LE PROFESSEUR DE LAPRAY

Nous avons eu le bonheur de travailler avec lui, et nous avons souvent eu l'occasion d'admirer sa largeur d'esprit, sa compréhension.

Nous n'oublions pas aussi tout le soutien qu'il apporte aux jeunes élèves ingénieurs ainsi que toute l'ampleur qu'il ne cesse de donner au laboratoire de Génie Hydraulique, à l'école.

Qu'il veuille bien recevoir ici l'hommage de notre profond respect et nos remerciements les plus vifs pour le très grand honneur qu'il nous a fait en acceptant la présidence de cette thèse.

A MONSIEUR LE PROFESSEUR TAȘCĂ

Nous avons toujours trouvé près de lui un accueil chaleureux et le souci de nous faire profiter de son expérience et de son travail. Son esprit de recherche est pour nous un exemple.

Il nous a guidé avec gentillesse dans l'élaboration de cette thèse.

Qu'il reçoive ici la preuve de notre reconnaissance et de nos remerciements chaleureux.

Mes remerciements vont également

- à monsieur le professeur CHOULGUINE

- à tous les autres professeurs

- à tous les assistants

INTRODUCTION

Le manque d'abondance en rivières à grands débits, le climat très variable quant aux précipitations et la configuration du terrain contribuent ensemble à ce que la production hydroénergétique dans notre pays ne se trouve pas au premier plan des préoccupations économiques.

Aussi cette production semble peu développée ; alors qu'en approfondissant les études on arrivera à constater que le potentiel hydroénergétique est presque épuisé. On pourrait évidemment en gagner encore par l'aménagement d'autres usines à côté de quelques barrages existants, voire même la construction de quelques nouveaux barrages. Mais on ne pourra pas s'attendre à obtenir ainsi des usines électriques de grandes performances.

Néanmoins l'usine de DARGUINAH, bien sûr la plus importante de notre pays, possède une production des plus remarquables, elle est équipée de turbines PELTON qui sont d'ailleurs en état de bon fonctionnement. A cette raison, on a voulu étudier "hydrodynamiquement" un prototype de turbine PELTON, moyennant des méthodes scientifiques modernes, qu'on n'a guère employées auparavant et suivre de près les résultats ainsi obtenus.

Chapitre I

Etude générale de l'usine

A. Description :

D'une façon générale, une usine hydroélectrique comprend :

un barrage B, qui bouche la vallée d'une rivière, provoquant ainsi une accumulation d'eau dans un lac L (fig. I). L'eau est dirigée par l'adduction A vers la cheminée d'équilibre C, où se trouvent les vannes V; puis s'engage dans la conduite forcée CF, pour arriver aux turbines T; enfin continue son écoulement dans le canal de fuite cl.F et rentre beaucoup plus bas dans la vallée de la même rivière.

Entre le barrage et la confluence de cl.F, la vallée de la rivière est presque sèche.

B. Les données du problème :

Grâce à cette dérivation, les dissipations hydrauliques qui se produisaient dans la vallée sauvage, sont transformées en énergie hydraulique utilisable, par la transformation de son montant en travail mécanique recueilli par les turbines.

Ce travail est transmis à son tour, à une alternatrice, machine électrique destinée à transformer le travail en une quantité à peu près équivalente d'énergie électrique.

Quant à notre étude elle se borne essentiellement à concevoir une turbine PELTON recueillant le travail mécanique résultant d'un débit installé $V = 8,76 \text{ m}^3/\text{s}$ et d'une chute nette $H = 364 \text{ m}$.

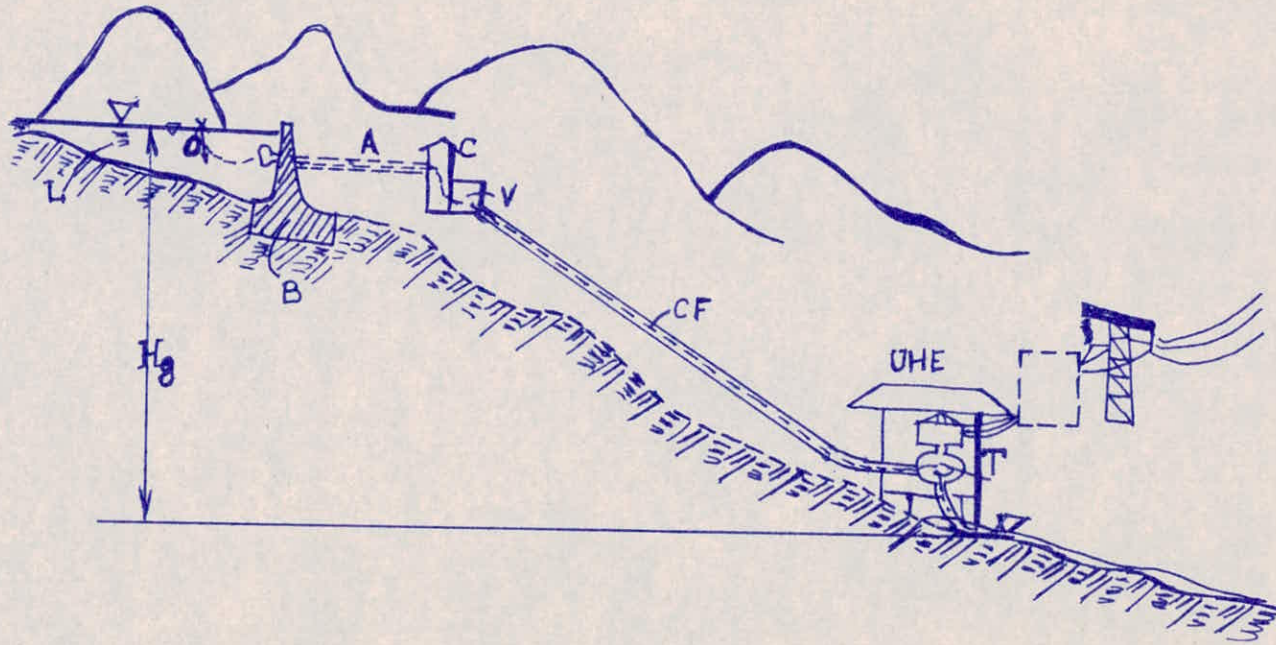
Ces données nous ont été communiquées par le service d'hydraulique de la SONELGAZ et concernent l'usine hydroélectrique de DARGUINAH dans la wilaya de SÉTIF.

Nous pensons, tout en y confrontant notre travail, amener un enrichissement majeur aux nombreuses expériences déjà réalisées dans cette usine.

Comme par ailleurs, nous pensons, et ce grâce aux différentes théories pour la première fois exposées dans ce qui suit, intéresser tous les constructeurs de turbines PELTON et ceux qui les exploitent.

Schémas classique de l'installation
d'une Usine HydroElectrique (UHE)

(Fig. I)



Chapitre II

Préliminaires et caractéristiques de la Turbine

I. Généralités :

Il est un fait notoire que les turbines PELTON restent les plus lentes. Nous leur connaissons des rapidités comprises entre 10 et 70 [U.N_s], d'où il résulte que les débits sont très faibles tandis que les chutes sont très fortes; la figure II₁ montre une vue en plan parallèle et une section faite par un plan méridien:

le rotor (la roue motrice) est formée d'un disque sur lequel sont assemblés les augets. L'arbre du rotor est assemblé au rotor par une clavette longitudinale à "talon" et à l'autre bout il y a un couplage qui le relie à l'arbre de l'alternatrice (génératrice de courant alternatif triphasé).

les augets sont mis en mouvement par un jet liquide qui sort de l'ensemble injecteur. Chaque auget passe à tour de rôle devant le jet liquide de manière à avoir à chaque instant un auget poussé par le jet liquide.

La turbine comprend aussi une bêche de protection en tôle épaisse.

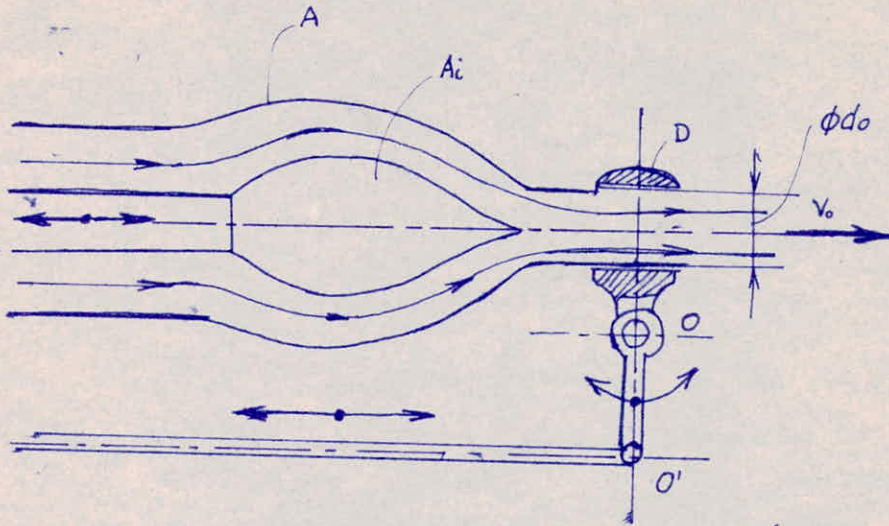
L'eau après avoir poussé l'auget perd son énergie cinétique et tombe verticalement dans un puits relié au canal de fuite.

Il est prévu une distance appelée hauteur de garde, entre le point le plus bas du rotor et la surface libre dans le puits, car en cas d'inondations cette surface libre pourrait monter jusqu'à empêcher le rotor de tourner.

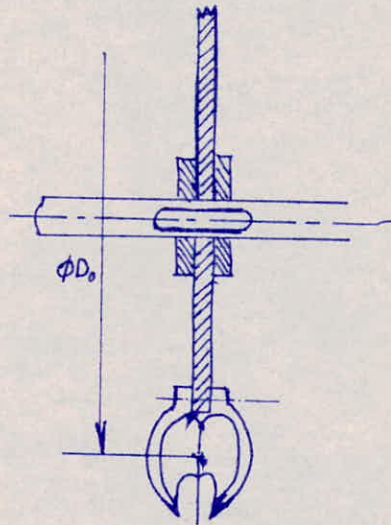
II. Les différents organes de la Turbine :

1. L'ensemble-injecteur :

C'est l'organe distributeur de l'eau (Fig. II₂). Il se compose d'un ajutage A relié à la conduite forcée ou bien à une dérivation (c'est le cas ici); sa forme correspond à un écoulement aussi soigné que possible. Nous étudierons cet écoulement en supposant un mouvement irrotationnel à symétrie axiale, où le profil de l'ajutage représente la frontière extérieure du tube de courant. La frontière intérieure est une aiguille A_i qui peut être déplacée le long de son axe de symétrie, de manière à pouvoir fermer partiellement (au besoin totalement aussi) l'orifice final de l'ajutage.



ensemble - injecteur (Fig. II₂)



Disposition du Rotor et des augets
(Fig. II₁)

L'ensemble comprend encore un déflecteur D orientable. Il a la forme d'une manchette qui contourne la veine d'eau et il peut tourner autour de l'articulation fixe o , de manière à dévier le jet d'eau. L'articulation mobile o' est reliée à une tige de commande. Les deux commandes, de l'aiguille A_i et du déflecteur D, sont simultanées, afin qu'à chaque débit V corresponde la direction optimum du jet: C'est le réglage fin; en cas d'alerte, le déflecteur agit d'une manière énergique et dévie brusquement le jet d'eau afin que celui-ci ne touche plus les augets. Alors le rotor doit s'arrêter; aussi est-il prévu un frein hydraulique (un jet d'eau en sens inverse à celui des injecteurs) qui provoque la décélération du rotor. Le réglage d'alerte est confié uniquement au déflecteur, car une fermeture brusque de l'ajutage entraînerait une hausse importante de la pression par l'effet du choc hydraulique (coup de belier).

2. Le rotor :

C'est l'organe principal de la turbine, le siège de transformation de l'énergie hydraulique en travail (de la puissance hydraulique en puissance mécanique).

Il comprend un grand disque, très robuste d'ailleurs, en tôle métallique, prévu au milieu d'un moyeu qui porte le trou cylindrique d'assemblage avec l'arbre de transmission. Cet assemblage est assuré par une clavette longitudinale à "talon". Sur ce disque sont assemblés les augets (Fig II3) qui jouent le rôle principal quant à la transformation de la puissance.

On désigne par ϕD_0 le diamètre du cercle des centres des augets.

3. Les augets :

(Fig. II4) Sur la figure II4, on peut suivre la forme des augets

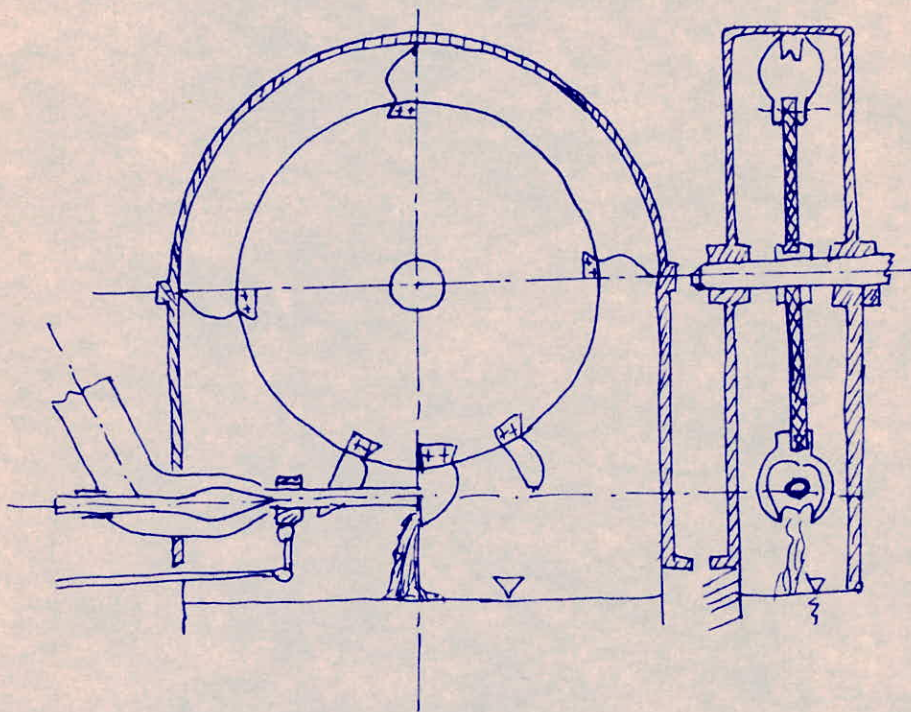
a. En plan parallèle ;

b. " " méridien ;

c. Une section de l'auget, qui permet de distinguer l'attaque de la veine liquide, ainsi que les frontières des tubes de courant.

Le jet d'eau de forme cylindrique circulaire touche (sans heurter ou secouer) un auget. Celui-ci a la forme d'une coquille ouverte avec une arête qui coupe le jet en deux parties, déviées chacune par sa coquille. L'eau se répand sur la surface concave de chaque coquille, qu'elle quitte par un jet déformé, en forme d'éventail.

Schéma de l'ensemble
du rotor et de l'injecteur



Sitôt son énergie cinétique consommée, elle tombe librement dans le puits.

Tant que l'eau est en contact avec l'auget, l'écoulement est relatif, (vitesses w).

4. Conclusion:

Cette étude préliminaire et descriptive était, à mon sens, indispensable car elle assure la parfaite compréhension de ce qui suivra.

En effet une étude hydrodynamique approfondie de la turbine, de ses organes ainsi que du double réglage automatique fera l'objet des chapitres ultérieurs.

III. Les caractéristiques de la turbine proprement dite:

1. Vitesse absolue v_0 :

Quel que soit l'ouverture de l'ajutage, la vitesse de sortie de l'eau sera donnée par la formule de Torricelli pour les orifices minces libres, $v_0 = \varphi \sqrt{2gH_g}$, avec $H_g \approx H$, la chute géodésique, pratiquement confondue à la chute H de la turbine. le débit V_{maximum} sera $V_{\text{max}} = \pi \frac{d_0^2}{4} v_0 = \pi \frac{d_0^2}{4} \varphi \sqrt{2gH}$.

Il n'y a pas dans cette formule le coefficient de contraction de la veine liquide, car la forme hydrodynamique des deux frontières (A_i et A) assure un écoulement parfaitement cylindrique.

si $\varphi = 0,98$ (valeur couramment admise), $v_0 = 82,6 \text{ m/s}$
 $d_0 = 21 \text{ cm}$ $v_{\text{max}} = \frac{v_0}{3} = 2,92 \text{ m/s}$

2. Puissance mécanique disponible:

$$P_m = \eta P_h = \eta \cdot \rho \dot{V} H = 30 \text{ MW} \quad (\eta \text{ fixé à } 0,96)$$

3. Vitesse de rotation:

soit $n_{\text{Synch.}} = \frac{60 f}{p} \text{ (Hz)}$ $p = 6$ paires de pôles de la génératrice.

ou $n = 500 \left[\frac{\text{tr}}{\text{mn}} \right]$ et $\omega = \frac{500 \pi}{30} = 52,4 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$

4. Rapidité:

soit $n_s = \frac{n}{H_{(m)}} \sqrt{\frac{P_{(cv)}}{VH}}$ ou $n_s = 63,5 \text{ [U.Ns]}$

5- Epure des Vitesses :

On peut distinguer les tubes de courant et les vitesses au droit de l'auget (Fig. II 4), ainsi que l'epure des vitesses.

La vitesse d'entraînement \bar{u} est la même à l'entrée qu'à la sortie. Les vitesses relatives \bar{w}_1 et \bar{w}_2 font avec l'axe "Ou" les angles β_1 et β_2 , très faibles (7°), prévus uniquement pour permettre à l'eau une sortie plus facile. La vitesse absolue $\bar{v}_1 = \bar{u} + \bar{w}_1$ est du même ordre de grandeur que v_0 , mais légèrement inclinée, de l'angle α_1 , moindre que β_1 . La vitesse absolue de sortie $\bar{v}_2 = \bar{u} + \bar{w}_2$ est à peu près perpendiculaire à l'axe "ou", donc une sortie orthogonale.

L'epure des vitesses est comprise dans le plan tangent au cylindre de diamètre ϕD_0 , en effet les vitesses radiales et les vitesses axiales sont négligeables de sorte qu'on doit y compter seulement les vitesses tangentielles, ce qui fait d'ailleurs de la turbine PELTON une turbine tangentielle.

6- Moment moteur :

Le Théorème des moments cinétiques appliqué aux turbomachines donne

$$M_{mot} = \rho V (r_1 v_{1u} - r_2 v_{2u}) \text{ tant qu'il s'agisse des Turbines (MHF).}$$

mais s'agissant de la turbine PELTON ($r_1 = r_2 = r_0$) on aura

$M_{mot} = \rho V r (v_{1u} - v_{2u})$, ce moment sera maximum pour $v_{2u} = 0$ (sortie orthogonale) ce qui engendre $\alpha_2 = 1$ droit. D'autre part la puissance hydraulique théorique (en fluide parfait) sera,

$$P_{ht} = \rho g H e = M_{mot} \cdot \omega = \rho g r_0 v_{1u} \text{ et par suite } v_{1u} = \frac{P_{ht}}{\rho V r_0}$$

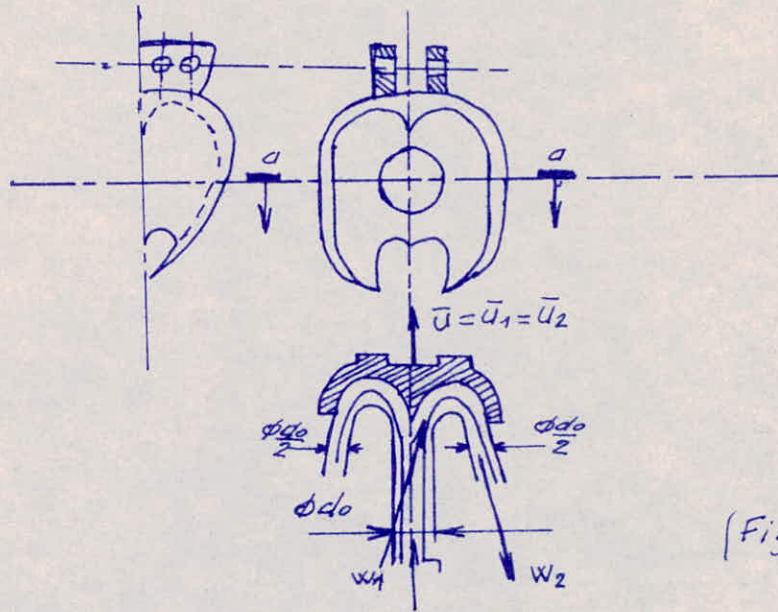
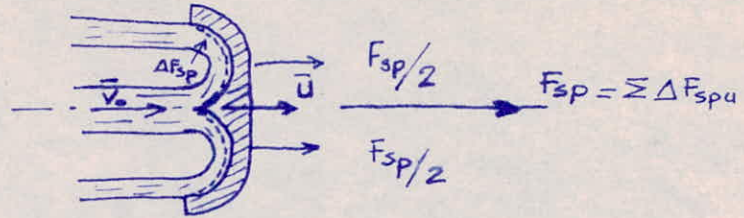
De même : $M_{mot} = \frac{P_{ht}}{\omega}$, si $P_{ht} = \omega H V$, $v_{1u} = 87 \text{ m/s}$ et $M_{mot} = 59,7 \cdot 10^4 \text{ N.m}$

7- Diamètre du cercle des centres des augets :

En appliquant le Théorème des quantités de mouvement en écoulement relatif sur une surface de contrôle (représentée en pointillés Fig. II 4), on aura :

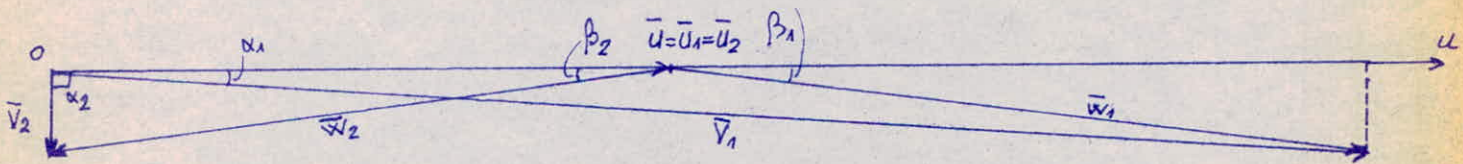
$$\rho V (\bar{w}_2 - \bar{w}_1) = \bar{F}_{ext} + \bar{F}_p, \text{ où } \bar{F}_p = \bar{F}_{p1} + \bar{F}_{p2} + \bar{F}_r \text{ avec } \bar{F}_r, \text{ force de réaction.}$$

— Epure des Vitesses —



(Fig. II 4)

- 00 -



- 5 bis -

Vu que la pression atmosphérique règne tout autour de l'auget on pourra remplacer toutes ces forces de pression \bar{F}_{pi} par des forces de surpression \bar{F}_{spi} ; l'on rappelle à cette occasion que la surpression $p_s = p - p_{at}$ est la différence entre la pression absolue p et la pression atmosphérique. Ceci permet de simplifier un peu les calculs, car $F_{sp1} = F_{sp2} = 0$; en effet la surpression dans la section d'entrée et dans celle de sortie de la surface de contrôle est nulle $p_{s1} = p_{s2} = p_{at} - p_{at} = 0$. Il nous restera alors la force \bar{F}_{sp} sur la face mouillée de l'auget. Mais cette force \bar{F}_{sp} a la même direction et le même sens que la vitesse \bar{v}_0 ; de ce fait elle en est une force d'action. D'où:

$$\bar{F}_{sp} = \bar{F}_a = -\bar{F}_r = \rho \dot{V} (\bar{w}_1 - \bar{w}_2); \text{ en projection tangentielle,}$$

$$\bar{F}_a = \rho \dot{V} (|\bar{w}_1| \cos \beta_1 - |\bar{w}_2| \cos \beta_2)$$

Le débit \dot{V} sera calculé avec la vitesse absolue, car à chaque instant un auget sera remplacé par l'auget suivant.

Il faudra encore remarquer que $w_1 \cos \beta_1 = v_0 - u$ et que $w_2 \cos \beta_2 = (v_0 - u) \rightarrow F_a = 2 \rho \dot{V} (v_0 - u)$. Il en résulte le moment moteur $M_{mot} = \frac{1}{2} D_0 F_a = D_0 \rho \dot{V} (v_0 - u)$ en valeur moyenne (car D_0 est la valeur moyenne des diamètres). La puissance mécanique théorique sera $P = M_{mot} \cdot \omega = D_0 \rho \dot{V} (v_0 - u) \cdot \omega$. D'autre part $u = \frac{1}{2} D_0 \omega$ et si on remplace cette relation dans l'expression de la puissance mécanique théorique, on aura: $P_t = 2 \rho \dot{V} (v_0 - u) u$; cette puissance est maximum si $\frac{dP}{du} = 0$ ou $u = \frac{1}{2} v_0$; mais $u = \frac{1}{2} D_0 \omega$ alors $D_0 = \frac{v_0}{\omega}$: On a trouvé ainsi la valeur optimum du diamètre D_0 .

Il vient: $D_0 = 1,57 \text{ m}$; $|\bar{u}| = 41 \text{ m/s}$;

Chapitre III

Etude de l'Injecteur par la méthode des Mouvements Irrotationnels à Symétrie axiale

A. Introduction:

Le courant général est une translation uniforme de vitesse V_0 au loin en amont et dont la fonction de courant sera de la forme :

$$\psi_1 = \frac{1}{2} V_0 \cdot r^2$$

Il sera perturbé à proximité de l'origine du référentiel par un système de singularités qui contient :

- une source ponctuelle positive de débit V_0 située à l'origine O qui donne naissance à un bossage nécessaire au moyeu dans la zone proche de l'origine O ; la fonction de courant correspondant à une telle source aura pour expression :

$$\psi_2 = -\frac{V_0}{4\pi} \cos \theta + C_2$$

- Une source linéaire négative à emplacement positif, de débit $-|V_s|$ de répartition constante du débit linéaire sur la longueur du segment $l = oo'$, avec $o'(l, 0)$. l'expression de la fonction de courant correspondante aura la forme :

$$\psi_3 = \frac{|V_s|}{4\pi} \cdot \frac{(R-R')}{l} + C_3$$

On aboutit au point d'arrêt $S (z_s, 0)$ et à la calotte d'attaque (Fig. III₁).

B. Cas de l'aiguille pour injecteur de turbine PELTON:

En superposant ces trois mouvements, la fonction de courant pour l'écoulement résultant aura pour expression :

$$\psi = \psi_1 + \psi_2 + \psi_3$$

ou :

$$\psi = \frac{1}{2} V_0 \cdot r^2 - \frac{V_0}{4\pi} \cos \theta + C_2 + \frac{|V_s|}{4\pi} \cdot \frac{(R-R')}{l} + C_3$$

I. Détermination des constantes :

En vue de calculer les constantes C_2 et C_3 , nous imposons la condition suivante :

$$\underline{\Psi=0} \text{ pour } S(z_S, 0), \text{ ce qui entraîne: } \begin{aligned} r_S &= 0 \\ \cos\theta &= 1 \\ R_S &= z_S > 0 \\ R'_S &= z_S - l > 0 \quad (\text{Fig. III}_2) \end{aligned}$$

Il vient alors :

$$C_2 + C_3 = \frac{V_0 - |V_0|}{4\pi c} \quad \text{et en définitive :}$$

$$\boxed{\Psi = \frac{1}{2} V_{\infty} \cdot r^2 + \frac{V_0}{4\pi c} (1 - \cos\theta) + \frac{|V_0|}{4\pi c} \left[\frac{(R-R')}{l} - 1 \right]} : (I)$$

II. Vérifications des signes, par le sens des vitesses :1. Vitesse axiale V_z :

Nous avons d'une manière générale :

$$V_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r}$$

d'où :

$$a. \quad V_{z1} = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi_1}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{2} V_{\infty} \cdot r^2 \right) = V_{\infty}$$

avec le sens horizontal de l'amont vers l'aval.

$$b. \quad V_{z2} = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi_2}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[-\frac{V_0}{4\pi c} \cdot \cos\theta \right] = \frac{V_0}{4\pi c R^2} \cdot \cos\theta$$

* Remarque :

$$\frac{V_0}{4\pi c R^2} = V_R, \text{ vitesse radiale qui traverse normalement}$$

une sphère, dont l'aire serait $4\pi R^2$, en projection axiale elle donnerait

$V_z = V_R \cos\theta$: ce qui concorde parfaitement avec la vitesse trouvée ci-dessus. Quant au sens de V_{z2} , il sera donné par le signe de $\cos\theta$

-8-

$$c. V_{z3} = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi_3}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{|V_0|}{4\pi} \cdot \frac{R-R'}{l} \right] = \frac{|V_0|}{4\pi l} \cdot \frac{R'-R}{RR'}$$

son sens dépendra du signe de la quantité $(R'-R)$; et par suite, l'expression de la vitesse axiale V_z sera:

$$\boxed{V_z = V_0 + \frac{V_0}{4\pi R^2} \cos \theta + \frac{|V_0|}{4\pi l} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R'} \right)} \quad : \text{(II)}$$

2. Vitesse radiale V_r :

D'une manière analogue, nous partons de $V_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z}$

$$a. V_{r1} = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi_1}{\partial z} = -\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{2} V_0 \cdot r^2 \right) \equiv 0$$

$$b. V_{r2} = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi_2}{\partial z} = -\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left(-\frac{V_0}{4\pi} \cdot \cos \theta \right) = V_R \sin \theta$$

qui suit le signe de $\sin \theta$.

$$c. V_{r3} = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi_3}{\partial z} = -\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{|V_0|}{4\pi} \cdot \frac{R-R'}{l} \right)$$

et compte tenu du fait que $R^2 = r^2 + z^2$ et $R'^2 = r^2 + (z-l)^2$ il vient:

$$V_{r3} = \frac{-|V_0|}{4\pi r l} (\cos \theta - \cos \theta')$$

le sens de V_{r3} dépendra du signe de la quantité $(\cos \theta - \cos \theta')$.

D'où l'expression générale de la vitesse radiale:

$$\boxed{V_r = \frac{V_0}{4\pi R^2} \sin \theta - \frac{|V_0|}{4\pi r l} (\cos \theta - \cos \theta')} \quad : \text{(III)}$$

L'étude des sens des vitesses, moyennant leurs expressions, montre dans tous les cas un accord parfait avec l'expression de la fonction de courant ψ ,

$$\psi = \psi_1 + \psi_2 + \psi_3$$

De même, vu les natures des sources, ces signes et sens cor-

- répondent parfaitement au mouvement physique étudié (Fig III₂).

III - Grandeurs adimensionnelles :

Soient :

$$\beta = - \frac{2\sqrt{c} r_M^2 V_{00}}{|V_0|} ; \quad \lambda = \frac{l}{r_M} ; \quad \delta_0 = - \frac{V_0}{|V_0|} ; \quad \delta = - 2 \frac{V_F}{|V_0|} ,$$

les paramètres et $\xi, \eta, \mu, \mu', \cos \theta, \cos \theta'$, les coordonnées sans dimensions; les fonctions précédentes transcrites en ces grandeurs auront les expressions qui suivront.

IV - La frontière intérieure :

1. Généralités :

Le modèle mathématique employé ici repose sur le principe de superposition de certains mouvements partiels choisis de manière à conduire à la forme désirée de l'aiguille (frontière intérieure).

a. La translation uniforme assure la tige droite cylindrique ainsi que la forme cylindrique du jet liquide à l'aval de l'injecteur.

b. La source ponctuelle positive assure un bossage, voire un diamètre maximum à l'aiguille.

c. La source négative linéaire assure par son rôle de succion l'effilage de la partie en aval attribuée à l'aiguille. D'autre part les conditions de continuité montrent que :

d. la carène qui représente l'aiguille est ouverte, permettant ainsi l'entrée du liquide à son intérieur par la tige. La somme algébrique des débits à l'intérieur devra être nulle (analogie avec la loi de Kirchhoff, avec l'aiguille vue comme un "nœud hydraulique").

e. à l'amont de l'ajutage ainsi qu'à l'aval de celui-ci, nous pourrons déterminer les rayons r_{am} et r_{av} .

La carène ouverte (l'aiguille) ainsi que la frontière extérieure (l'ajutage) tracés en grandeurs sans dimensions, amplifiés à différentes échelles, donneront pour toutes les turbines PELTON des injecteurs géométriquement semblables.

2. Tracé de la carène :

La frontière intérieure aura pour équation :

$\psi = 0$ donc :

$$0 = \frac{1}{2} V_0 \cdot r^2 + \frac{V_0}{4\pi} (1 - \cos \theta) + \frac{|V_0|}{4\pi} \left[\frac{R - R'}{l} - 1 \right]$$

et plus simplement dans le référentiel (ΩSS) :

$$\boxed{0 = -\beta g^2 - \delta_0 (1 - \cos \theta) + \frac{\mu - \mu'}{\lambda} - 1} \quad : (I)$$

Nous traçons cette courbe moyennant la méthode des intersections (D. Taşçak).

(I) peut s'écrire aussi :

$$\frac{\mu - \mu'}{\lambda} = 1 + \beta g^2 + \delta_0 (1 - \cos \theta) \quad : (I)$$

Soit :

$$\boxed{\mu - \mu' = 2\alpha} \quad : (I_1)$$

paramètre éphémère.

Il vient alors :

$$\frac{2\alpha}{\lambda} = 1 + \beta g^2 + \delta_0 (1 - \cos \theta) \quad : (I_2)$$

et en posant $\boxed{\alpha' = \beta g^2} \quad : (I_{2.1})$

être éphémère, qui s'écrira aussi :

$$\boxed{\alpha' = \frac{2\alpha}{\lambda} - 1 - \delta_0 (1 - \cos \theta)} \quad : (I_{2.2})$$

α' étant un second param.

En définitive, nous obtenons les systèmes :

$$\begin{cases} \rho - \rho' = 2\alpha & (I_1) \\ 1 + \delta_0(1 - \cos\theta) + \beta S^2 = \frac{2\alpha}{\lambda} & (I_2) \end{cases}$$

et

$$\begin{cases} \beta S^2 = \alpha' & (I_{2.1}) \\ \frac{2\alpha}{\lambda} - 1 - \delta_0(1 - \cos\theta) = \alpha' & (I_{2.2}) \end{cases}$$

L'équation (I₁) représente une famille d'hyperboles homofocales - les foyers sont Ω et Ω' - (Fig. IIIa)

L'équation (I_{2.1}) écrite sous la forme :

$$S = \pm \sqrt{\frac{\alpha'}{\beta}} \quad (I_{2.1})'$$

représente une famille de droites parallèles à l'axe ΩΩ'. (Fig. IIIb)

Et enfin l'équation (I_{2.2}) écrite comme suit, cosθ étant le troisième paramètre éphémère :

$$\cos\theta = 1 + \frac{1}{\delta_0} \left(\alpha' - \frac{2\alpha}{\lambda} + 1 \right) \quad (I_{2.2})'$$

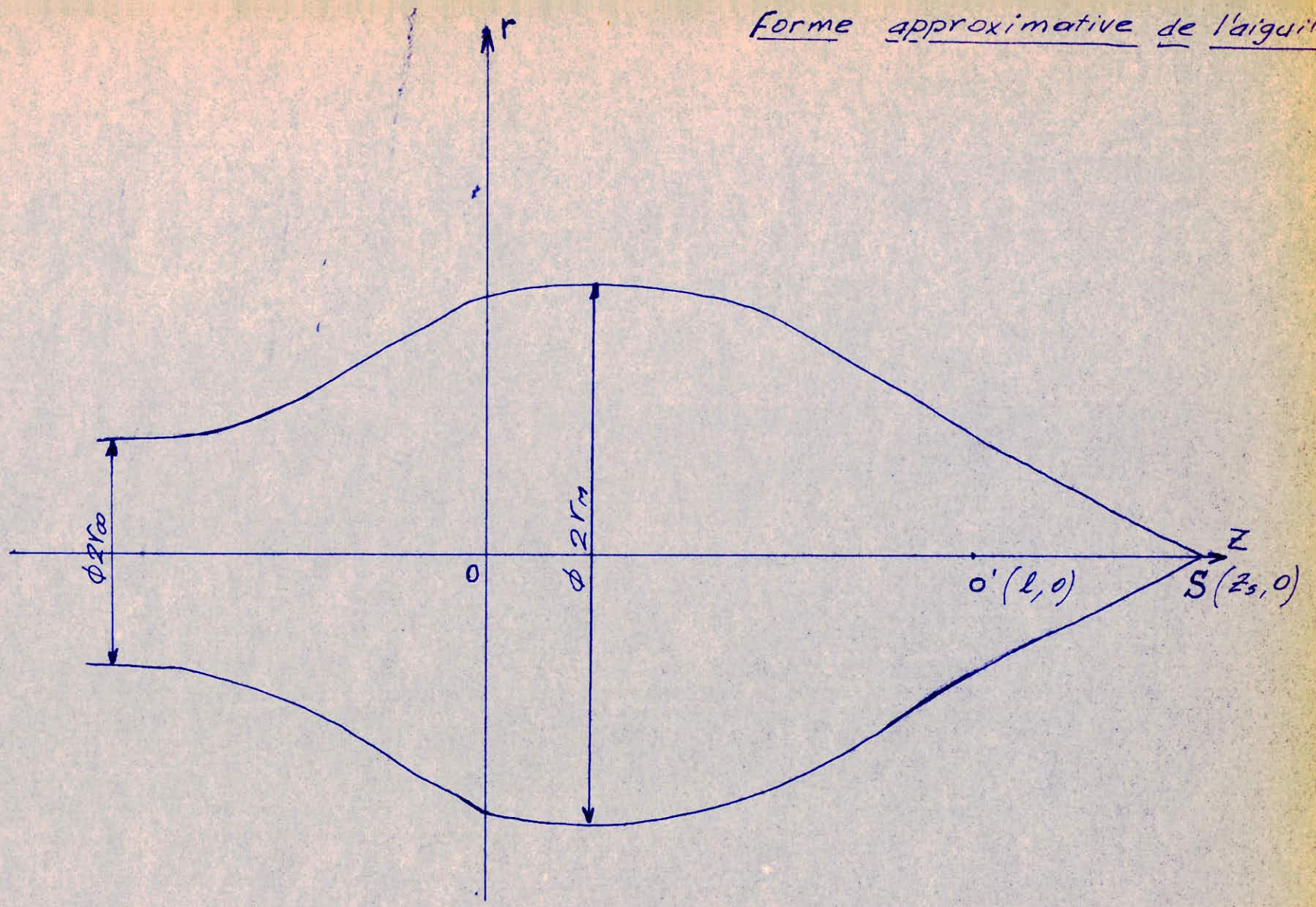
représente un faisceau de droites radiales issues de l'origine Ω (Fig. IIIc)

La représentation graphique de toutes ces familles de courbes dans le référentiel (ΩΩΩ') à une même échelle - le repère est ortho-normé - conduit à l'obtention point par point du profil hydrodynamique de l'aiguille.

Bien entendu cette construction se fait en deux temps :

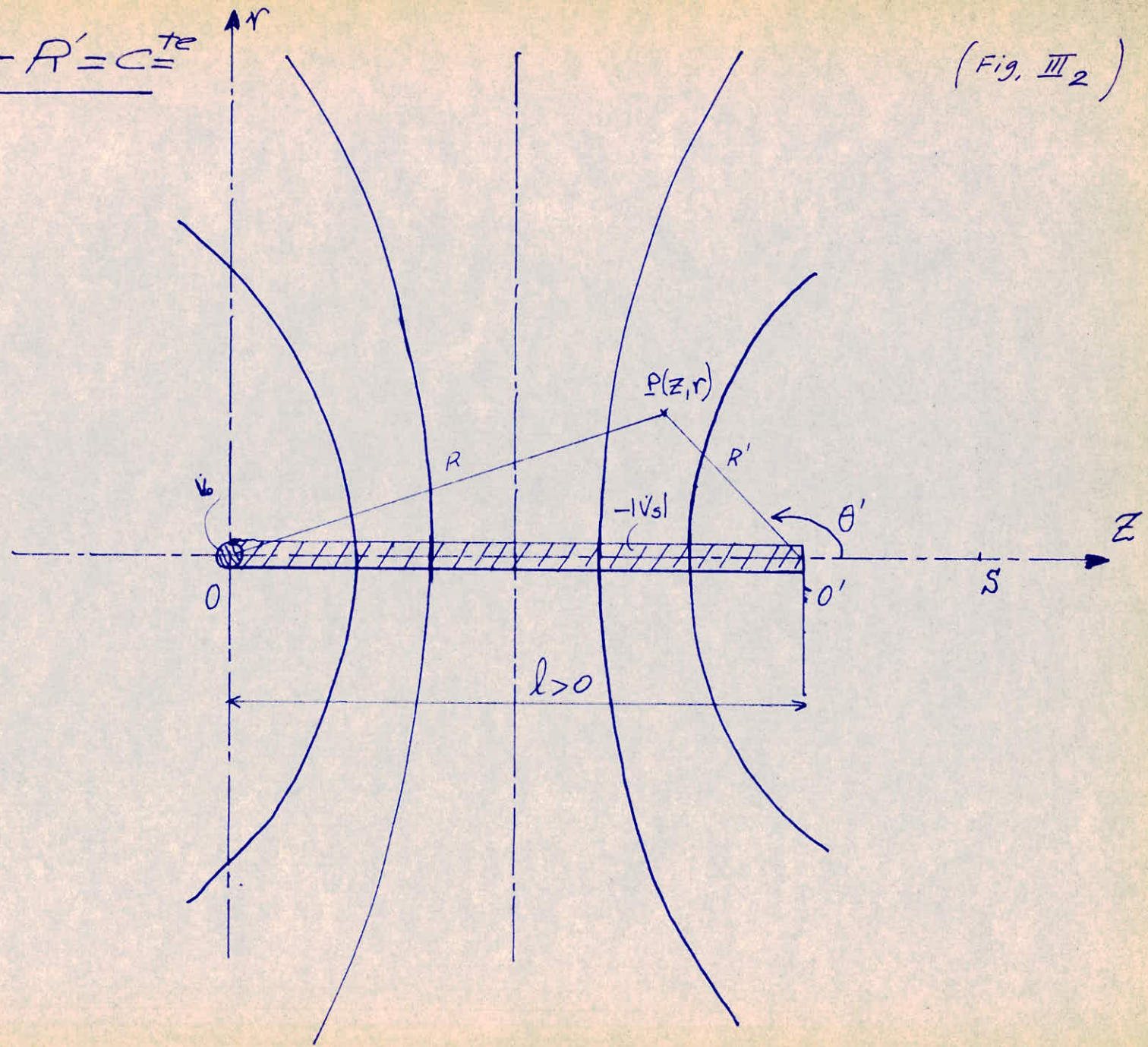
a- Elimination des paramètres éphémères cosθ et α' :

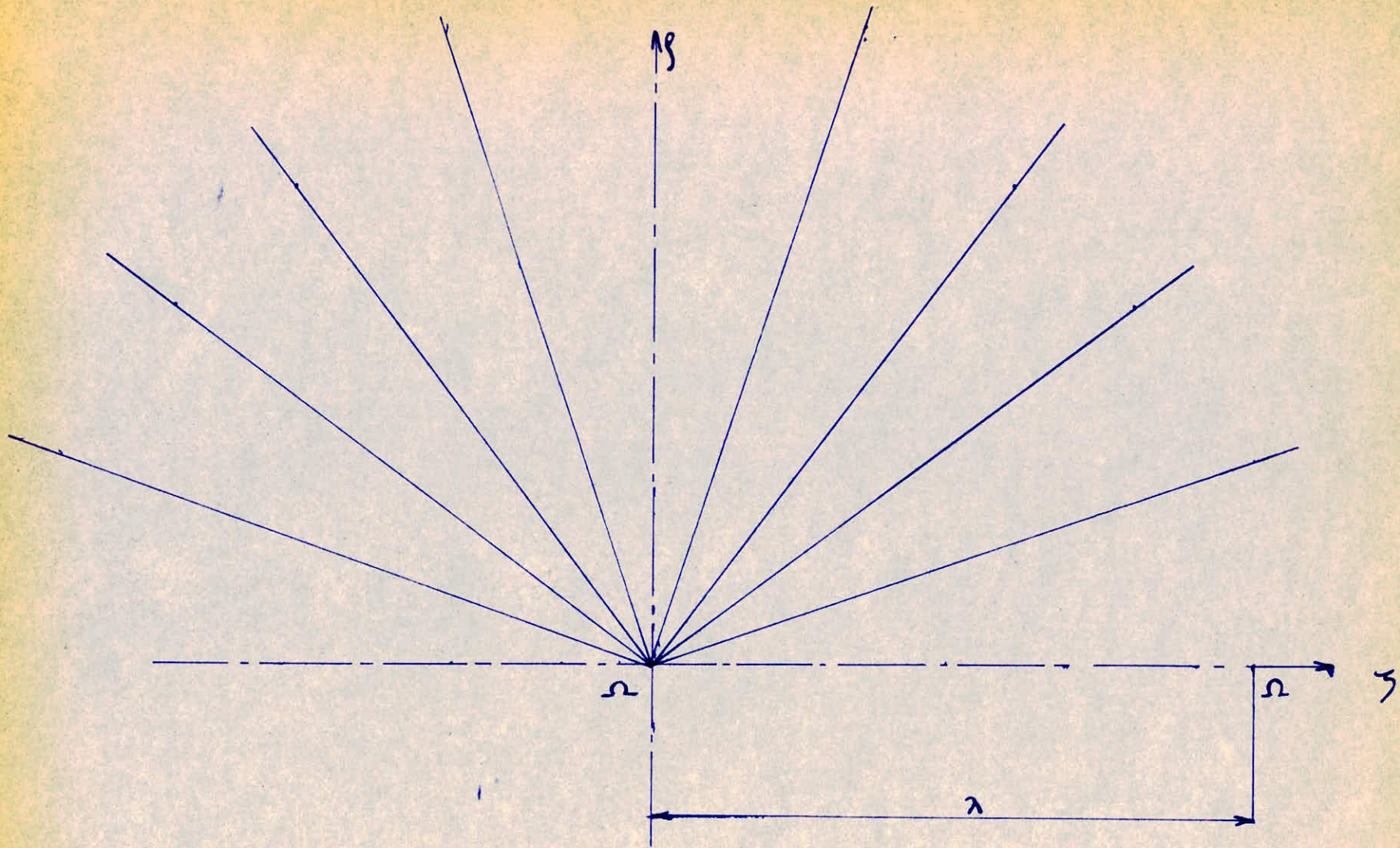
Forme approximative de l'aiguille



$R - R' = C = \tau e$

(Fig. III₂)





$$\cos \theta = f(\alpha, \alpha')$$

Fig: IIIc.

$$S = \sqrt{\frac{\alpha'}{\beta}} = f(\alpha, \alpha')$$

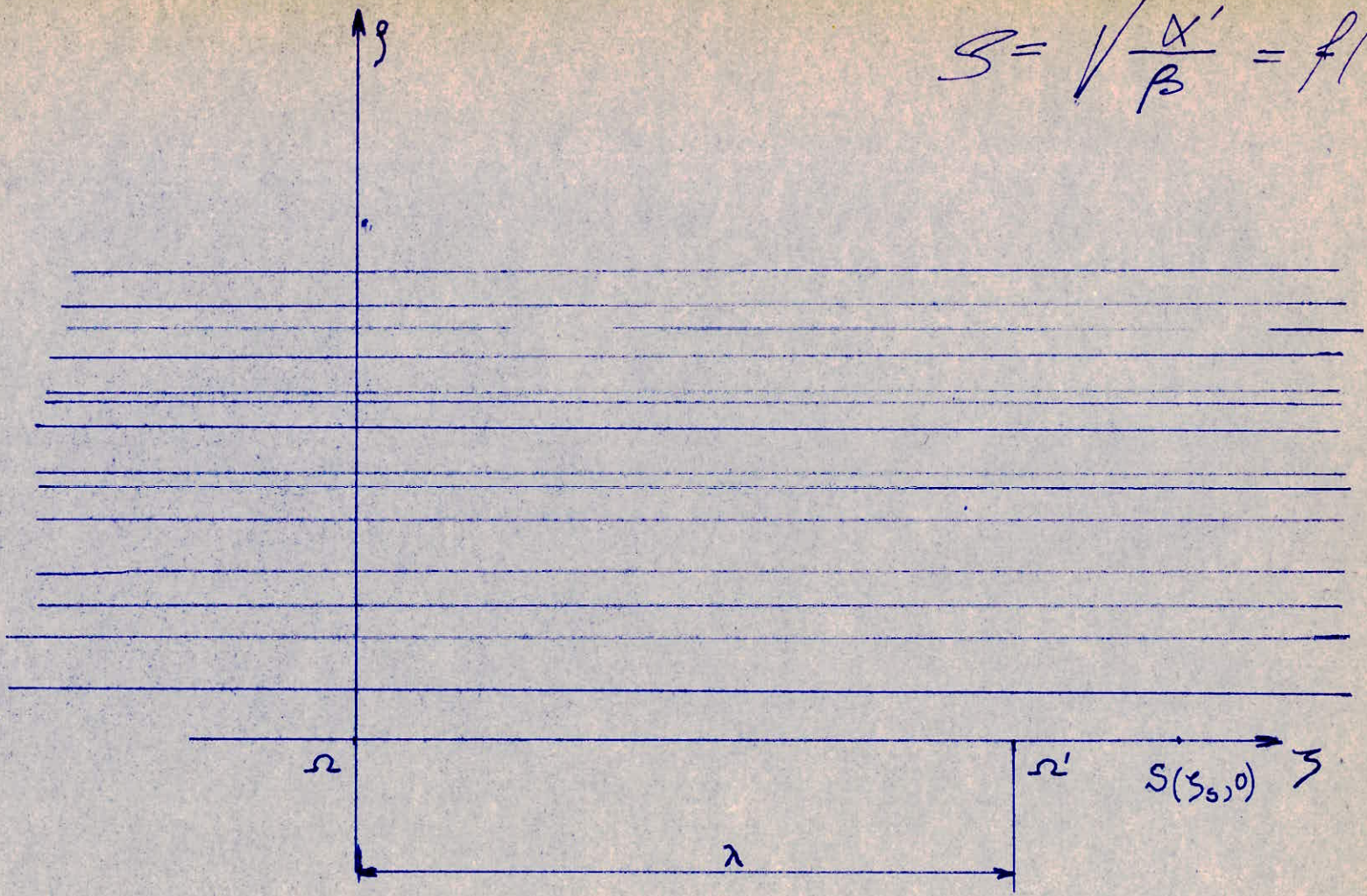
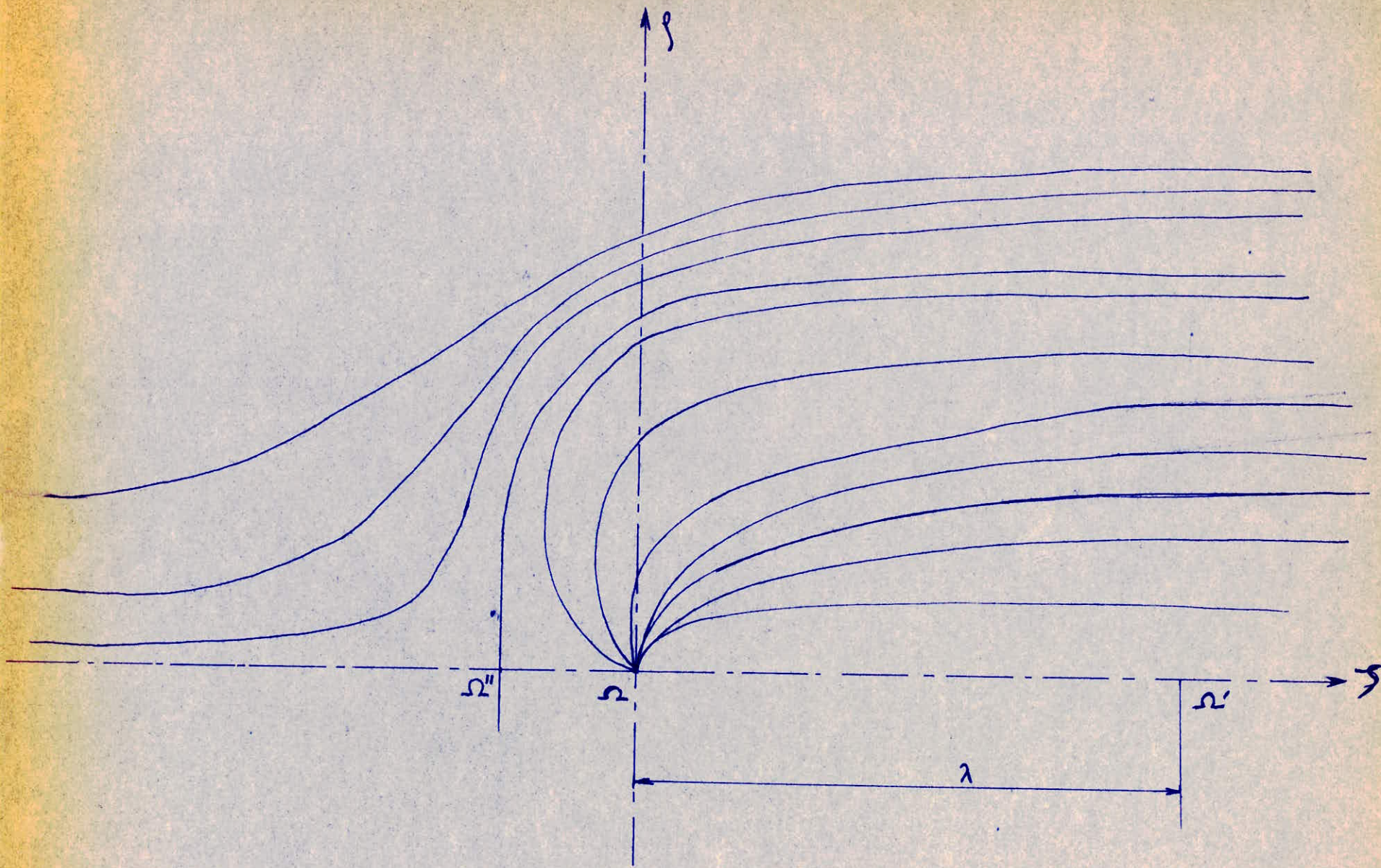


Fig: III b.



$\cos \alpha \text{ } p = f(\alpha)$

Fig: III d.

$$\alpha' = \frac{2\alpha}{\lambda} - 0,92 \cdot \cos \theta - 0,08$$

α	$2\alpha/\lambda$	$\cos \theta$	-0,9	-0,7	-0,5	-0,3	-0,1	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
-1,2°	-0,8		-0,052	-0,236	-0,42	-0,604	-0,778	-0,972	-1,156	-1,34	-1,524	-1,708
-0,90	-0,6			-0,036	-0,22	-0,404	-0,588	-0,772	-0,956	-1,14	-1,324	-1,508
-0,60	-0,4				-0,02	-0,204	-0,388	-0,572	-0,756	-0,94	-1,124	-1,308
-0,30	-0,2					-0,004	-0,188	-0,372	-0,556	-0,74	-0,924	-1,108
0	0							-0,172	-0,356	-0,54	-0,724	-0,908
0,30	0,2								-0,156	-0,34	-0,524	-0,708
0,60	0,4									-0,14	-0,324	-0,508
0,90	0,6										-0,124	-0,308
1,20	0,8											-0,108

Tableau III₁

$$\rho = \sqrt{\frac{\alpha'}{\beta}}$$

α	$2\alpha/\lambda$	$\cos \theta$	-0,9	-0,7	-0,5	-0,3	-0,1	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
-1,20	-0,8		0,226	0,486	0,650	0,779	0,895	0,986	1,072	1,160	1,235	1,310
-0,90	-0,6			0,190	0,470	0,635	0,775	0,880	0,977	1,068	1,150	1,230
-0,60	-0,4				0,141	0,451	0,630	0,757	0,870	0,970	1,064	1,148
-0,30	-0,2					0,0634	0,434	0,610	0,746	0,860	0,962	1,058
0	+0							0,417	0,597	0,735	0,852	0,954
0,30	0,2								0,395	0,583	0,725	0,842
0,60	0,4									0,374	0,570	0,713
0,90	0,6										0,361	0,556
1,20	0,8											0,318

Tableau III₂

Ceci est obtenu par l'intersection des droites $s = \sqrt{\frac{\alpha'}{\beta}} = c_{te}$

et des radiales $\cos \theta = \frac{1}{\delta_0} \left(\alpha' - \frac{2\alpha}{\lambda} + 1 \right) + 1 = c_{te}$, ce qui donne une famille de courbes telles que $\alpha = c_{te}$; remarquons qu'une bonne partie de ces courbes forment un faisceau passant par l'origine Ω et se poursuivent presque asymptotiquement à l'axe $\Omega\zeta$ (Fig. III d).

b. Elimination du paramètre éphémère α :

L'intersection des mêmes courbes ($\alpha = c_{te}$) ainsi obtenues et des hyperboles (I₁) donne enfin des points appartenant au profil recherché (Fig. III 3), (Tableau III₁), (Tableau III₂).

3. Le point d'arrêt S :

Ce point peut être obtenu en annulant la vitesse axiale v_z , la résolution de l'équation (I) aboutirait à une indétermination.

$$(II) \rightarrow v_z = v_0 + \frac{V_0}{4\pi R^2} \cos \theta + \frac{|V_0|}{4\pi l} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R'} \right) \equiv 0$$

au point $S(\zeta_s, 0)$; transcrite en coordonnées adimensionnelles elle sera :

$$0 = \zeta_s^3 - \lambda \zeta_s^2 + \frac{\delta_0 + 1}{\beta} \zeta_s - \frac{\lambda \delta_0}{2\beta} \quad ; \quad (II)$$

La résolution de cette équation du 3^e degré donne l'abscisse ζ_s du point d'arrêt S - son ordonnée ζ_s étant nulle - .

V. Conditions de continuité :

1. Dans la carène :

La somme algébrique des débits doit être nulle :

$$\pi r_{\infty}^2 \cdot v_{\infty} + \dot{V}_0 = |V_s| \quad : (IV)$$

d'où :

$$r_{\infty} = \sqrt{\frac{|V_s| - \dot{V}_0}{\pi v_{\infty}}}$$

ou encore :

$$S_{\infty} = \sqrt{-\frac{\delta}{\beta} \cdot (1 + \delta_0)} \quad : (IV)$$

2. A l'amont :

$$\pi (r_{am}^2 - r_{\infty}^2) v_{\infty} = \dot{V} \quad : (V)$$

où : r_{am} signifie rayon amont

r_{∞} " " de la tige cylindrique de l'aiguille

\dot{V} " débit de l'injecteur

et par suite :

$$r_{am} = \sqrt{r_{\infty}^2 + \frac{\dot{V}}{\pi v_{\infty}}}$$

ou encore en adimensionnel

$$S_{am} = \sqrt{\frac{\delta - \delta_0(1 + \delta_0)}{\beta}} \quad : (V)$$

3. A l'aval :

Le débit de l'injecteur doit être tel que :

$$\dot{V} = \pi r_{av}^2 v_{av} \quad \text{ou} \quad r_{av} = \sqrt{\frac{\dot{V}}{\pi v_{av}}} \quad : \text{(VI)}$$

et
$$S_{av} = \sqrt{\frac{\delta}{\beta}} \quad : \text{(VII)}$$

VI. Détermination des paramètres λ, β, δ_0 :

Il s'agit de calculer les paramètres λ, β et δ_0 qui permettent l'obtention d'un profil non seulement hydrodynamique - condition déjà remplie par les considérations théoriques précédentes - mais aussi devant avoir des proportions communément admises : la carène pourrait être soit "effilée" soit "trapue".

D'après les équations I et IV et compte tenu du fait que

$$S_M = \frac{r_M}{r_m} = 1 \quad (M \text{ signifie maximum}), \text{ on peut écrire :}$$

$$1 + \beta + \delta_0(1 - \cos \theta) = \frac{\rho - \rho'}{\lambda} \quad \text{(I)}$$

$$0,08\beta + \delta_0 = -1 \quad \text{(IV)}$$

S_{00} étant fixé arbitrairement
 $\bar{a} = 0,4$.

De même pour λ et S_M (l'abscisse correspondant à $S = S_M$) fixés arbitrairement à 3 et 0,5 respectivement, les équations I et IV s'écrivent définitivement :

$$\begin{cases} \beta + 0,553\delta_0 = -1,524 \\ 0,08\beta + \delta_0 = -1 \end{cases}$$

La résolution de ce système d'équations à deux inconnues donne :

$$\underline{\underline{\delta_0 = -0,92}} \quad \text{et} \quad \underline{\underline{\beta = -1}}$$

Ces résultats sont parfaitement concordants avec le point de vue physique :
par définition,

$$\delta_0 = -\frac{V_0}{|V_{s1}|} \text{ doit être toujours inférieur à l'unité}$$

en module afin que le puits liniforme puisse répondre à la condition de continuité.

d'autre part ξ_s doit être supérieur à 1, chose qui se vérifie par la résolution de l'équation II :

$$\xi_s^3 - 3\xi_s^2 + 0,04\xi_s + 1,58 = 0 \quad \text{ou} \quad \underline{\underline{\xi_s = 3,2}}$$

L'application de la méthode exposée au IV^e donne le profil de la carène qui complétée par le point d'arrêt (singulier) montre l'aiguille recherchée (Fig III₃)

Nous remarquons, malgré toutes les précautions prises, que l'aiguille obtenue ne satisfait pas toutes les conditions; la partie aval de l'aiguille présente au point d'arrêt une calotte arrondie, ce qui est la conséquence de la formation de tourbillons à cet endroit (décollement de la couche limite).

On aurait préféré alors une partie pointue. Cela est dû à l'hypothèse consistant à annuler V_z au point S' , qui ne convient pas au cas de l'aiguille...

Par des études ultérieures, il faudrait chercher une autre condition aux limites concernant ce point, qui en réalité ne devra plus être considéré comme point d'arrêt.

Quant à la présente étude, on se contentera de prolonger la partie aval par une pointe conique tout en gardant inchangé (bien sûr) le reste de la frontière intérieure, qui offre la condition de dissipations tourbillonnaires nulles.

VII - La frontière extérieure:

Elle doit être telle que :

$$\boxed{V = \frac{V}{2\pi C}}$$

où V représente le débit de l'injecteur.

et en coordonnées adimensionnelles :

$$\boxed{-\delta = -\beta\xi^2 - \delta_0(1 - \cos\theta) + \frac{\rho - \rho'}{\lambda} - 1} : \text{(VII)}$$

D'une manière analogue, l'application de la méthode précédente nous donnerait le profil de l'ajutage; mais il est plus commode de l'obtenir moyennant les valeurs de S_{am} et S_{av} et en remarquant que cette frontière n'est autre qu'une ligne de ct particulière

$$(V): S_{am} = \sqrt{\frac{\delta - 2(1 + \delta_0)}{\beta}} \quad ; \quad (VI): S_{av} = \sqrt{\frac{\delta}{\beta}}$$

En fixant par exemple $\delta = -0,64$, il vient :

$$\underline{S_{am} = 0,8} \quad \text{et} \quad \underline{S_{av} = 0,895}$$

Par ailleurs, en admettant que S_{me} (rayon maximum de la frontière extérieure) correspond à S_M fixée précédemment, la résolution de l'équation (VII) donne :

$$\underline{S_{me} = 1,30}$$

* Remarque :

Nous pourrions obtenir ceci si nous annulions la vitesse radiale V_r ; mais la résolution de l'une ou l'autre des deux équations demeurerait aussi laborieuse et compliquée.

VIII - Passage en coordonnées dimensionnelles et construction proprement dite de l'injecteur :

Reprenons les expressions des paramètres adimensionnelles; nous aurons d'après le processus suivant :

$$\underline{|V_0| = -\frac{2V}{\delta}} \quad ; \quad \underline{r_M = \sqrt{-\frac{\beta |V_0|}{2\pi V_0}}} \quad ; \quad \underline{l = 2r_M} \quad ; \quad \underline{V_0 = -\delta_0 |V_0|}$$

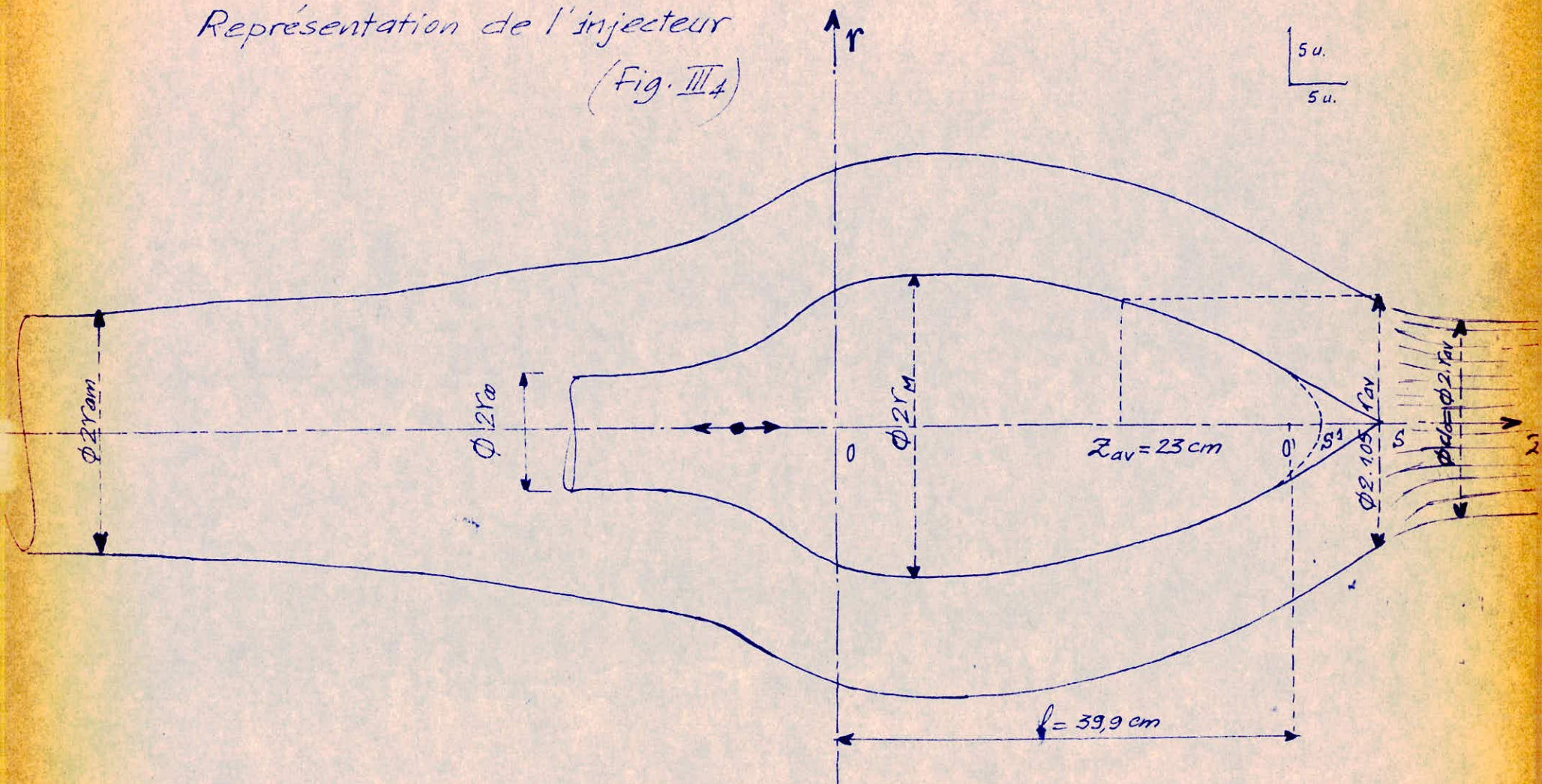
$$\underline{r_{am} = S_{am} \cdot r_M} \quad ; \quad \underline{r_{av} = S_{av} \cdot r_M} \quad ; \quad \underline{r_{me} = S_{me} \cdot r_M} \quad ; \quad \underline{z_M = S_M \cdot r_M}$$

$$\underline{|V_0| = 9,12 \text{ m}^3/\text{s}} \quad ; \quad \underline{r_M = 13,3 \text{ cm}} \quad ; \quad \underline{l = 39,9 \text{ cm}} \quad ; \quad \underline{V_0 = 8,4 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$\underline{r_{am} = 11,9 \text{ cm}} \quad ; \quad \underline{r_{av} = 10,62 \text{ cm}} \quad ; \quad \underline{r_{me} = 18 \text{ cm}} \quad ; \quad \underline{z_M = 6,65 \text{ cm}}$$

(Fig. III 4)

Représentation de l'injecteur
(Fig. III.4)



IX. Le Déflecteur:

(Fig. II₂) La fermeture du pointeau (l'aiguille) provoque des coups de beliers dans la conduite, ceux-ci sont dangereux pour sa résistance et peuvent avoir une influence néfaste sur la stabilité des groupes; aussi, en cas de disjonction totale ou partielle, est-il prévu un déflecteur placé entre la tuyère et les augets qui fera dévier le jet pendant les périodes de baisse de puissance.

Un dispositif de réglage automatique coordonne son mouvement avec celui de l'aiguille (cf. chap. I).

Chapitre IV

Etude du Rotor

A. Forme de l'auget :

L'auget peut s'inscrire dans un rectangle capable de dimensions $(2d_0) \times (2,5d_0)$.

L'arête tranchante a un angle de 14° par rapport au plan parallèle. Elle se continue symétriquement par le contour intérieur de l'auget. Les bords font, intérieurement un angle de 7° avec le même plan.

Les courbes de niveau sont très serrées au voisinage de l'arête, espacées dans les zones centrales de part et d'autre, et serrées des côtés des bords.

Le dessin de la figure IV₁ montre deux coupes représentatives de l'auget suivant deux plans méridiens orthogonaux.

B. Nombre optimal des augets :

I. Formule empirique :

A priori un tel nombre ne peut dépendre que des dimensions principales ϕD_0 et ϕd_0 ; rappelons que ces derniers avaient pour valeurs respectives : 1,57m et 21 cm (Fig. IV₂)

C'est ainsi que cette hypothèse se trouve en accord avec la formule :

$$Z = 15 + \frac{D_0}{2d_0}$$

(M. SEDILLE, Turbo-Machines Hydrauliques et Thermiques tome 2)

Ce qui nous donnerait : Z = 18,74

Toutefois une telle formule ne peut être qu'empirique et par conséquent pourrait entraîner certaines imprécisions.

Fig IV, : Représentation d'un auget ($\varnothing d_0 = 21 \text{ cm}$)

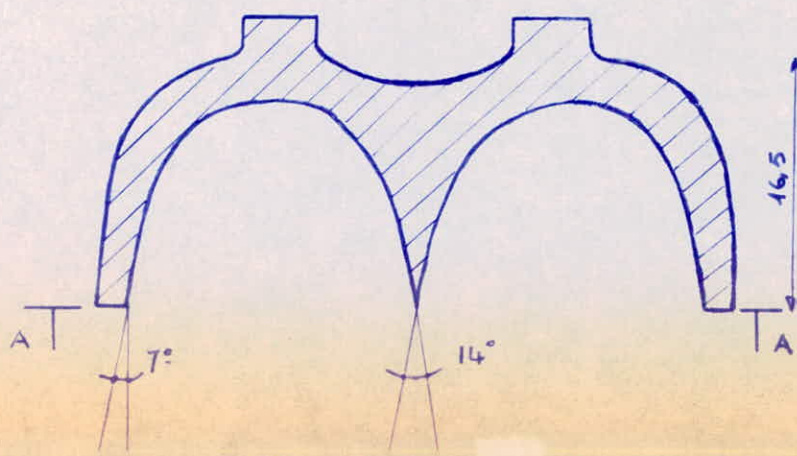
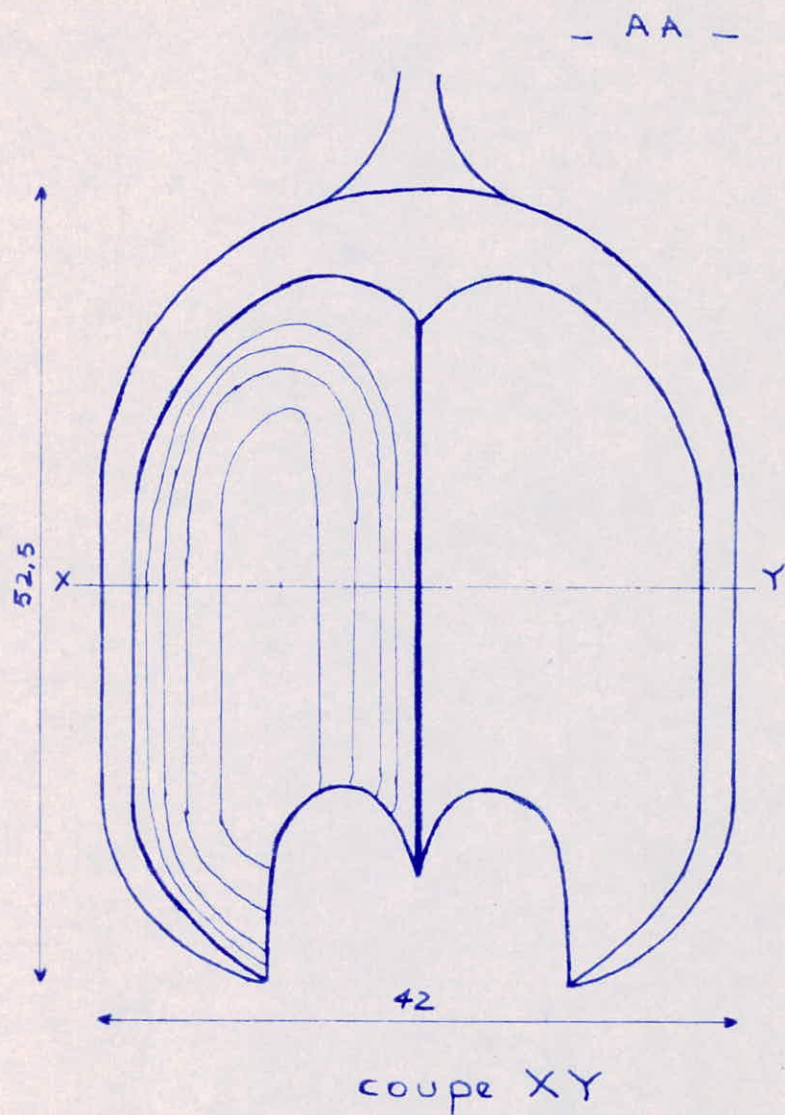
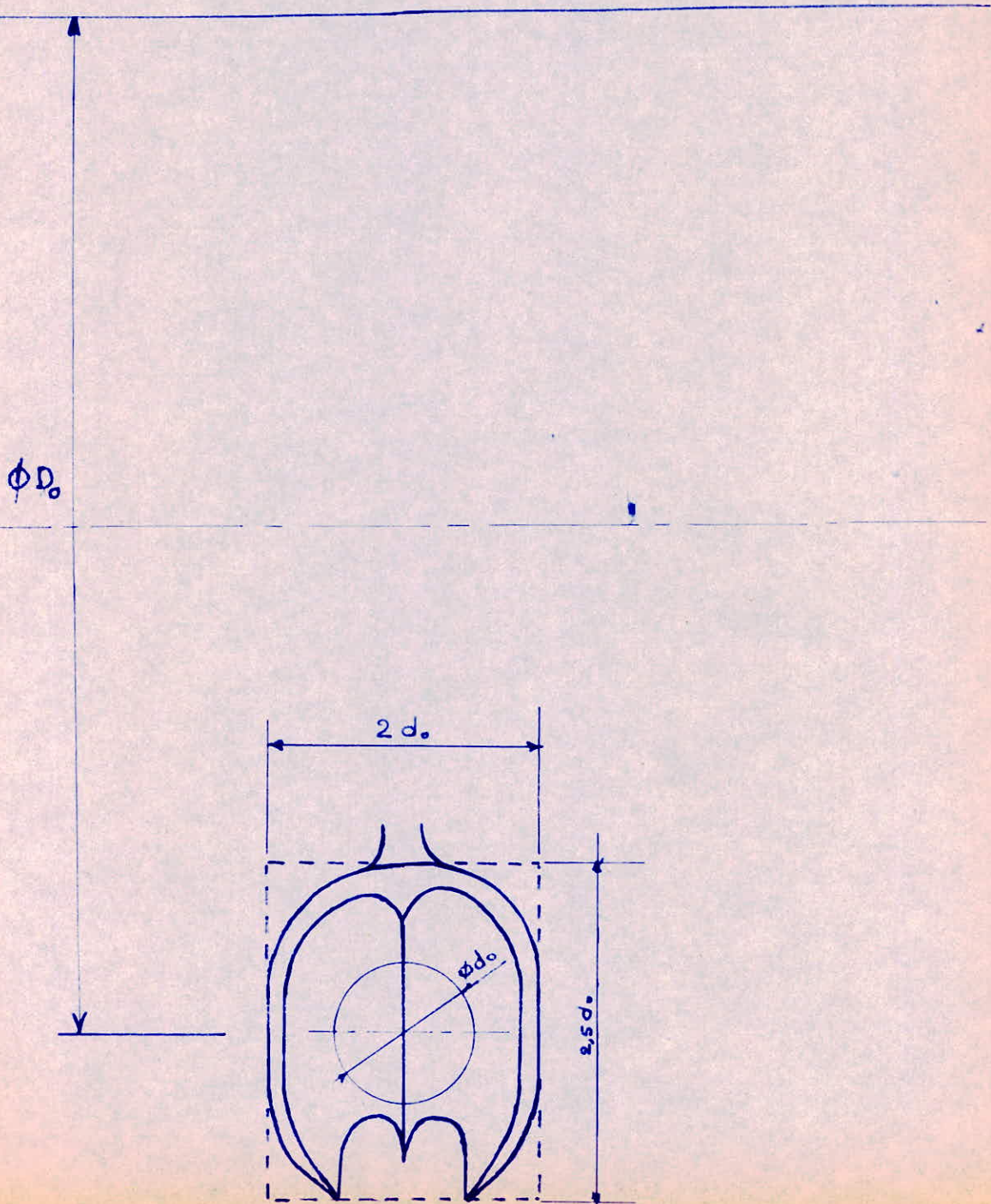


Fig IV₂

ϕD_o 1,57 m
 ϕd_o 21 cm



II. Méthodes graphiques

1. Détermination rapide:

Soient D_0 , le diamètre du cercle des centres des augets et $X'X$ l'axe du jet qui lui est tangent. La génératrice du jet coupe le bas de l'arête vive au point B. Dans cette position, l'auget considéré est complètement entré en contact avec le jet (Fig. IV₃)

Nous supposons qu'aucun autre auget ne vienne limiter ce contact tant que la position symétrique (la génératrice recoupe l'arête en B) n'est atteinte; alors l'angle au centre λ ainsi déterminé sera le pas angulaire maximum.

Le nombre "critique inférieur" qui s'en suit sera:

$$Z = \frac{360}{\lambda}$$

si $\lambda = 43,2$ alors $Z = 8,32$

En réalité ce nombre est insuffisant car calculé avec un pas angulaire grand; l'auget est trop sollicité; la force tangentielle transmise à la roue est trop importante et atteint son maximum lorsque le rayon OB devient vertical.

Il serait donc nécessaire d'augmenter le nombre d'augets, ce qui permettrait une répartition plus raisonnable de cette force et une marche plus uniforme de la roue (sans secousses).

2. Détermination par la méthode des trajectoires relatives (système de LAGRANGE):

a. Systèmes de référence:

On considère un plan parallèle du rotor, à la distance "z" du plan parallèle médian, (Oxy) - le système de référence fixe, ($\Omega \xi \eta$) - le système de référence solide du rotor supposé en mouvement mais subissant une rotation de vitesse angulaire $-\omega$; il se réduit au repos (Fig. IV₄).

Soit $\Omega \xi$ la trajectoire absolue parcourue par une particule fluide ponctuelle animée de la vitesse constante V_0 ; les coordonnées absolues de Ω sont:

$$\boxed{-x_0 = -r_0 \sin \theta_0} \quad \text{et} \quad \boxed{-y_0 = -r_0 \cos \theta_0} \quad : (I)$$

Une particule P qui se trouve à l'instant "t" sur l'axe $\Omega \xi$ aura

Fig IV₃

$$\phi D_o = 1,57_m$$

$$\phi d_o = 21_{cm}$$

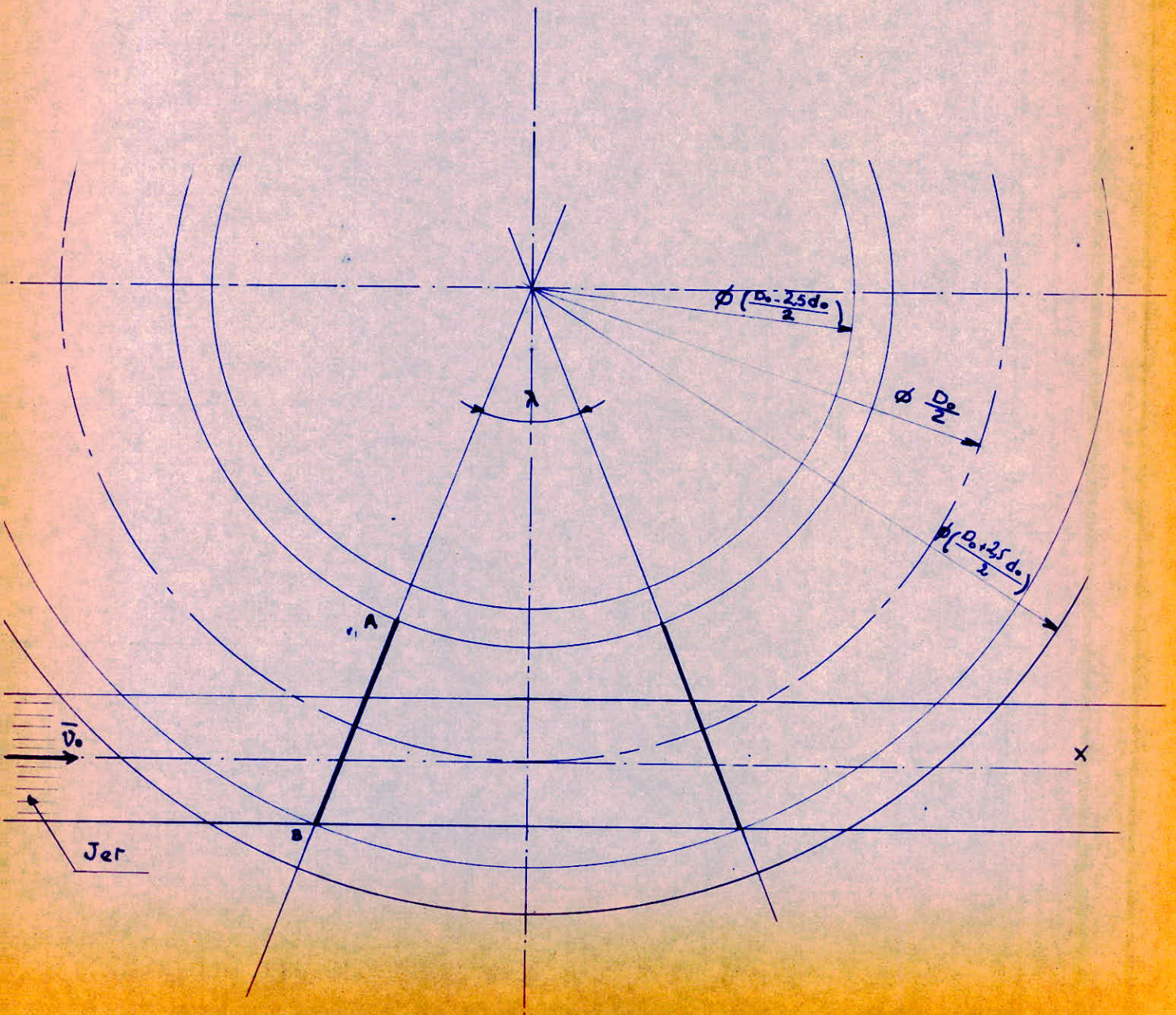
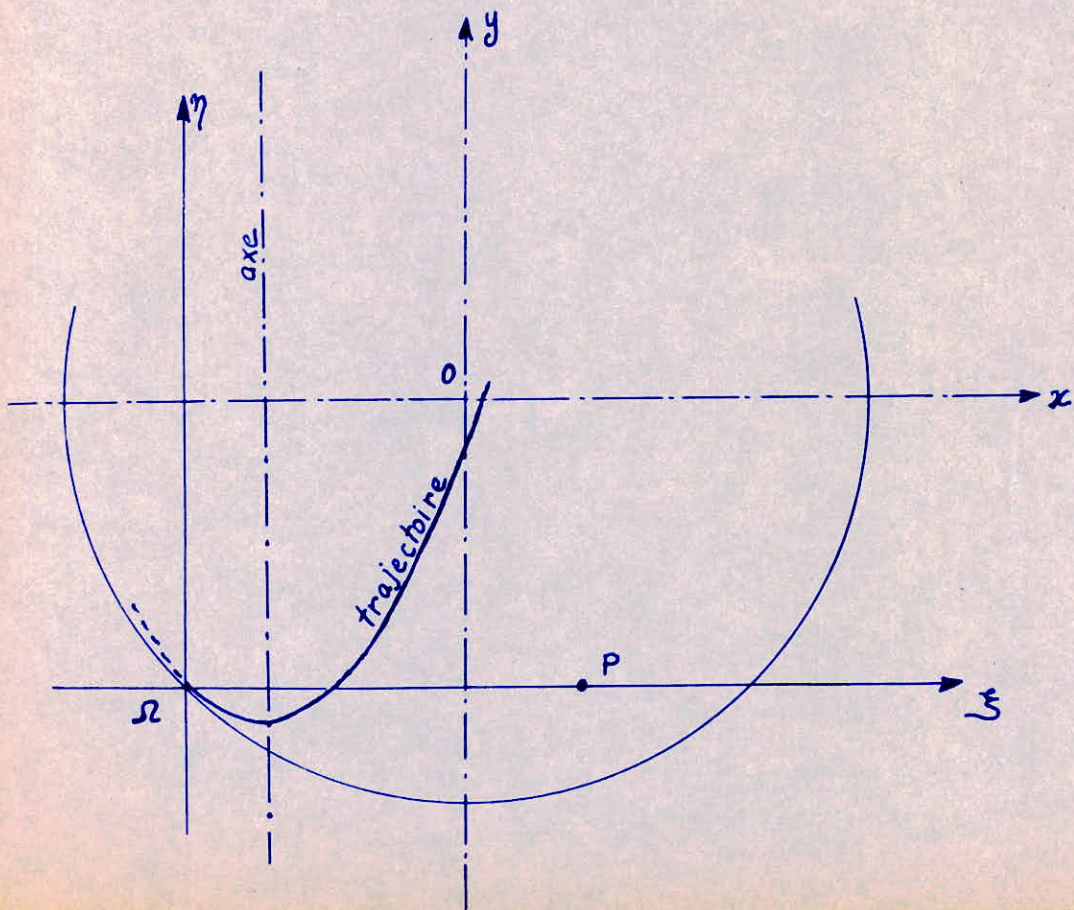


Fig IV₅



pour coordonnées :

$$\begin{aligned}
 x &= r \cdot \sin(\theta - \theta_0) = v_0 t - x_0 ; \quad y = -r \cdot \cos(\theta - \theta_0) = -y_0 \\
 \xi &= v_0 t = x_0 + x = x_0 + r \cdot \sin(\theta - \theta_0) ; \quad \eta = y_0 + y = y_0 - r \cdot \cos(\theta - \theta_0) = 0
 \end{aligned}
 \tag{II}$$

On a évidemment :

$$\begin{aligned}
 r \cdot \cos(\theta - \theta_0) &= r_0 \cdot \cos \theta_0 = y_0 \\
 r \cdot \sin(\theta - \theta_0) &= v_0 t - r_0 \cdot \sin \theta_0 = v_0 t - x_0
 \end{aligned}
 \tag{III}$$

et

Les vitesses ont les composantes suivantes :

$$\begin{aligned}
 v_x &= v_0 ; \quad v_y = 0 \\
 u_x &= r \cdot \omega \cdot \cos(\theta - \theta_0) = y_0 \cdot \omega ; \quad v_y = r \cdot \omega \cdot \sin(\theta - \theta_0) = (v_0 t - x_0) \cdot \omega \\
 w_x &= v_0 - r \cdot \omega \cdot \cos(\theta - \theta_0) = v_0 - y_0 \omega ; \quad w_y = -r \omega \sin(\theta - \theta_0) = -(v_0 t - x_0) \cdot \omega
 \end{aligned}
 \tag{IV}$$

b- Etude des trajectoires (système de Lagrange)

On a obtenu les trajectoires absolues, en intégrant les équations différentielles : $dx = v_x dt = v_0 dt$ et $dy = v_y dt = 0$, d'où il en résulte :

$$x = v_0 t - x_0 \quad \text{et} \quad y = -y_0 \quad : \tag{V}$$

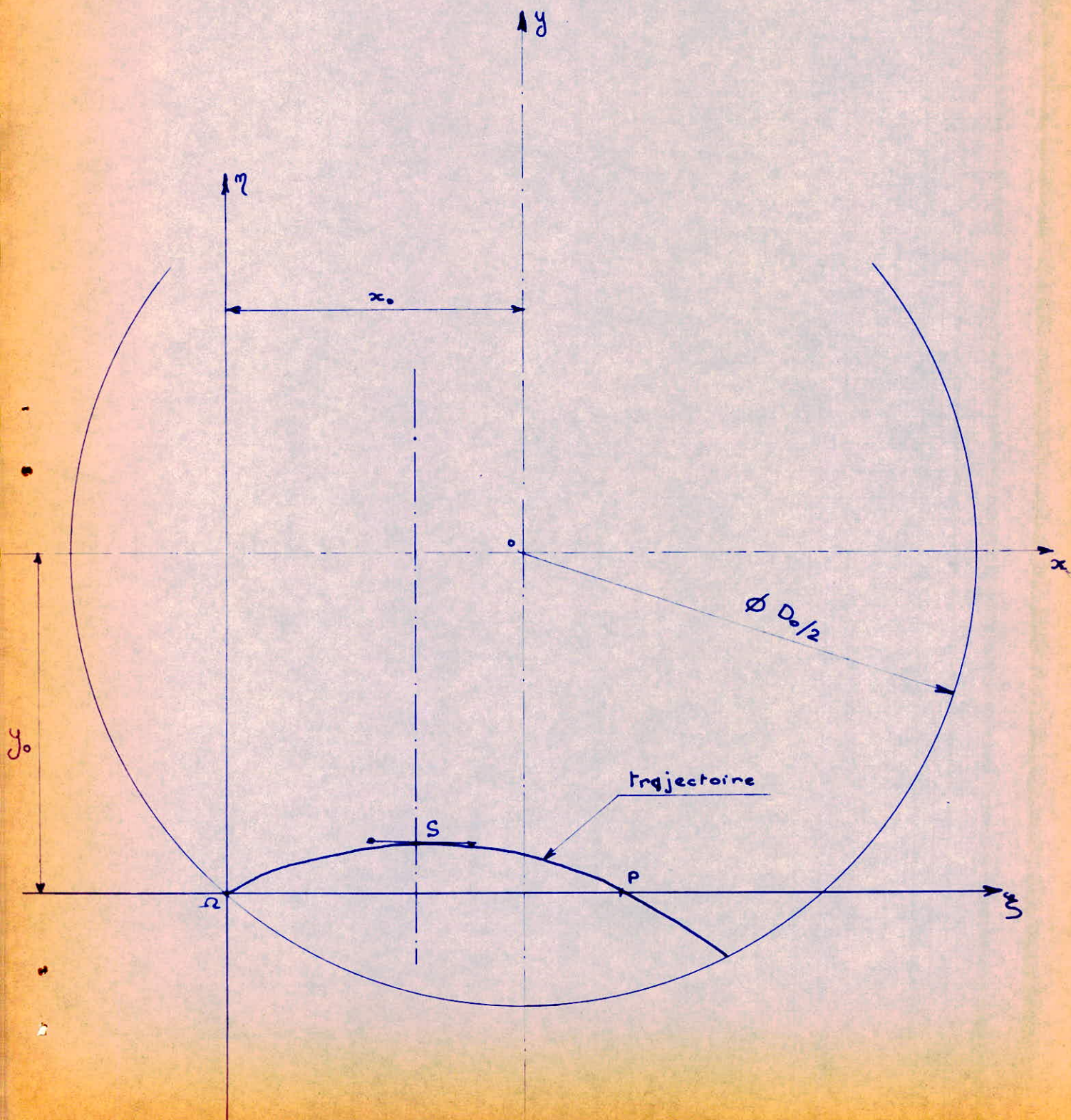
On a obtenu les trajectoires d'entraînement, en intégrant les équations différentielles : $dx = u_x \cdot dt = y_0 \cdot \omega dt$ et $dy = u_y dt = (v_0 t - x_0) \omega dt$; d'où - en éliminant le temps t - il en résulte

$$y = \frac{v_0}{2\omega y_0^2} \cdot (x + x_0)^2 - \frac{x_0}{y_0} \cdot (x + x_0) - y_0 \quad : \tag{VI}$$

qui est une parabole (Fig. IV 5).

Par intégration des équations différentielles :

Fig IV₆



$$d\xi = w_{\xi} \cdot dt = (v_0 - y_0 \omega) \cdot dt \quad \text{et} \quad d\eta = w_{\eta} dt = -\omega(v_0 t - x_0) dt, \quad (VII)$$

ce qui donne :

$$\begin{aligned} \xi &= (v_0 - y_0 \omega) \cdot t \\ \text{et} \quad \eta &= -\omega v_0 \frac{t^2}{2} + \omega x_0 \cdot t \end{aligned} \quad (VIII)$$

et en éliminant le temps, on obtient les trajectoires relatives du rotor fixe.

$$\eta = -\frac{\omega v_0}{2} \cdot \frac{\xi^2}{(v_0 - y_0 \omega)^2} + \frac{x_0 \omega}{(v_0 - y_0 \omega)} \cdot \xi \quad (IX)$$

L'équation (IX) représente une parabole (Fig. IV 6).

La construction graphique par les méthodes de la géométrie cinématique est classique. La connaissance de l'équation (IX) permet un tracé graphique plus simple, une interprétation des mouvements et la précision par des méthodes scientifiques exactes des cercles caractéristiques des rotors de Turbines PELTON.

$i = (1, 2, 3, 4)$ Soient les référentiels $(\Omega_i, \xi_i, \eta_i)$ dont les origines " Ω_i " sont des intersections du jet avec le rayon OB . ($OB \equiv O\Omega_4$).

La famille de paraboles qui résulte de l'équation (IX) délimite le tube de courant en mouvement relatif (Fig. IV 6); alors le pas angulaire optimum sera donné par la valeur de l'angle λ correspondant au cas où les pertes de travail transmises par le jet liquide sur les augets de la roue seront nulles.

Cette méthode présente aussi l'avantage de pouvoir préciser la longueur AB minimum nécessaire pour l'arête tranchante.

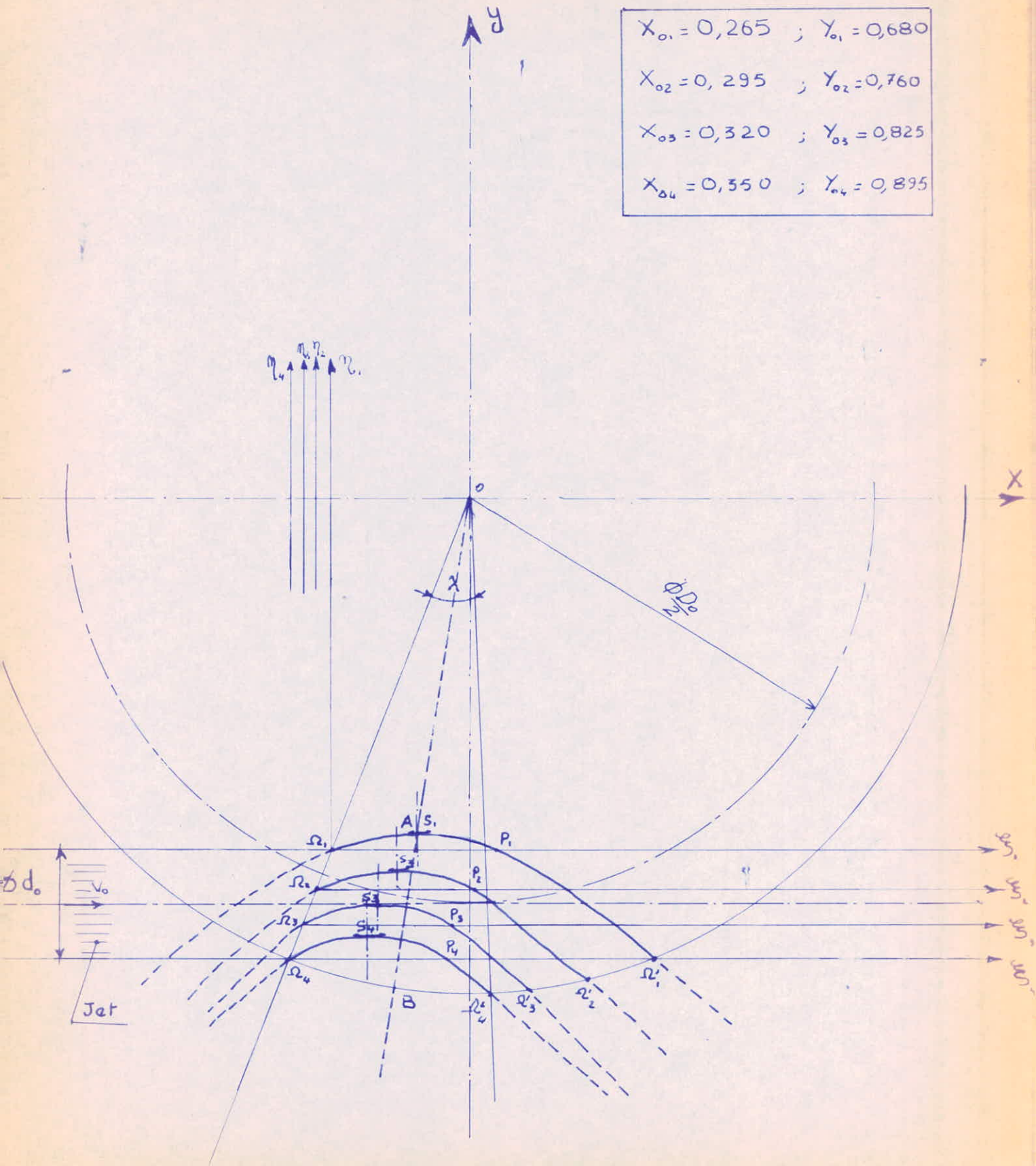
Il y a lieu de noter aussi que dans les trajectoires relatives (paraboles) seuls les arcs $(\Omega \Omega')$ ont une interprétation physique.

D'après :
$$Z = \frac{360}{\lambda}$$

et si $\lambda = 20,8$ alors

$$\underline{\underline{Z = 17,30}}$$

Fig IV 7



Ce nombre est optimum, car:

- augmenté, les augets ne participeront pas tous à l'entraînement de la roue.
- diminué, le mouvement ne sera pas uniforme et la rotation de la roue deviendra saccadée.

III - Conclusion:

La méthode des trajectoires relatives a donné $Z = 17,30$, soit 18 augets.

La détermination rapide a donné $Z = 8,34$, soit 9 augets.

La formule empirique-statistique mentionnée dans le traité de M. Sedille (Turbo-Machines Hydrauliques et Thermiques t. 2) a donné $Z = 18,74$, soit 19 augets.

On choisira $Z = 18$ augets, car la méthode de détermination rapide est la moins sûre; d'autre part, la formule empirique-statistique ne donne que des valeurs probables. Par contre la méthode des trajectoires relatives indique avec une précision suffisante, non seulement le nombre d'augets, mais aussi la longueur de l'arête tranchante (AB).

On remarque toutefois que la formule empirique statistique a donné un résultat très rapproché à celui obtenu par la méthode exacte.

Chapitre V

Le Double Réglage Automatique

I. Rappels théoriques :

Dans les UHE (usines hydroélectriques), les turbines PELTON entraînent des alternatrices triphasées. Celles-ci débitent la puissance électrique :

$$P_{el} = \sqrt{3} UI \cos \varphi \text{ dans les lignes de}$$

haute tension qui la distribuent aux consommateurs. Mais la consommation n'est pas toujours la même ; elle varie selon les besoins. Alors l'équivalence $P_{el} \sim P_{méc}$, qui au rendement près est une égalité, implique la variation de la puissance mécanique, pendant le fonctionnement de la turbine. Tel est le but du réglage, savoir, l'adaptation continue de la puissance mécanique à la puissance électrique absorbée par les consommateurs. Mais la puissance mécanique est-elle aussi, au rendement près, équivalente à la puissance hydraulique P_{VH} . Le seul facteur de la puissance hydraulique susceptible à être modifié en est le débit \dot{V} . Alors le réglage se déroulera de manière à adapter continuellement le débit d'eau aux besoins des consommateurs d'énergie électrique. Les variations de la puissance électrique se traduisent en définitive par des variations du moment résistant de l'alternatrice. Celui-ci s'oppose au moment moteur de la turbine.

Selon le principe de d'ALEMBERT concernant les moments, on aura :

$$\boxed{I \frac{d\omega}{dt} = M_{mot} - M_{rés}}$$
, avec I moment massique d'inertie des

pièces en rotation et $\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt}$, l'accélération angulaire.

Quand l'accélération diminue, le moment $M_{rés}$ décroît et la différence des deux moments sera positive ; une accélération positive veut dire que la vitesse de rotation ω doit augmenter. Si la consommation électrique augmente, la différence des deux moments sera négative, ce qui engendrera une diminution de la vitesse de rotation ω . Il s'ensuit que le traducteur (l'organe sensible de l'installation) devra sentir les variations de la vitesse angulaire de rotation ω . A ce but le traducteur est un pendule centrifuge (PC sur la fig. II)

II - Réglage :

Le signal lancé par le traducteur est le déplacement vers le haut, ou vers le bas du manchon, voire du point "a", le bout initial du levier "abc". Ce levier, avec le relais d'huile RH, ainsi que les conduites d'huile composent l'ensemble des organes transmetteurs du signal. Par contre le servomoteur hydraulique SMH est le principal organe exécuteur.

En effet la tige de son piston agit directement sur l'aiguille de l'injecteur, ainsi que sur la came qui transmet le mouvement au déflecteur D. Tous les mécanismes compris entre la came et le déflecteur composent le combinatoire du double réglage.

L'installation comprend comme accessoires une chambre pneumatique CP, une pompe à engrenages PE et un réservoir d'huile R. La chambre pneumatique débite l'huile à haute pression HHP, tandis que le réservoir reçoit l'huile à basse pression HBP. L'installation est complétée par une cataracte C, dont la tige du piston est un prolongement de la tige du relais d'huile. Le rôle de la cataracte est de ramener la vitesse de rotation de la turbine à la valeur de synchronisme (réglage isodrôme).

Les phases du réglage se déroulent de la façon suivante :

Soit une augmentation de la vitesse de rotation, qui engendre la montée du point "a"; alors le levier "abc" tourne autour du point "c" instantanément fixe. De ce fait, le point b monte aussi, ainsi que le piston du relais RH. Alors l'huile à haute pression HHP s'écoule dans la chambre supérieure du servomoteur SMH et fait descendre ce piston avec saccade. Il en résulte une fermeture partielle de l'injecteur, donc une diminution du débit V , on a ainsi parcouru la phase du réglage. Mais celle-ci doit s'arrêter dès que l'on atteint la position optimum de l'aiguille correspondant à ce nouveau régime. En effet lors de la descente du point "c", le levier "abc" tourne autour du point "a" instantanément fixe, ce qui fait descendre le point "b", avec le piston du RH, qui ferme les ouvertures de passages de la HHP.

Cette seconde phase est la ramené du relais RH. Seulement, il y a quelque chose qui ne convient pas : c'est la position trop haute du point "a", qui correspond à une vitesse de rotation trop forte ; tant que l'alternatrice est une machine électrique synchrone, une vitesse de rotation plus forte que celle de synchronisme ne convient pas.

La vitesse de synchronisme est :

$$n = \frac{60}{P} \cdot f$$

avec : $60 \left(\frac{s}{min} \right)$, $f = 50 \text{ Hz}$ et p le nombre de paires de

pôles magnétiques du rotor de l'alternatrice. Selon cette formule, où tous les facteurs sont des constantes, la vitesse de rotation de synchronisme est imposée. Il faudra donc que le groupe turbine-alternatrice s'y adapte.

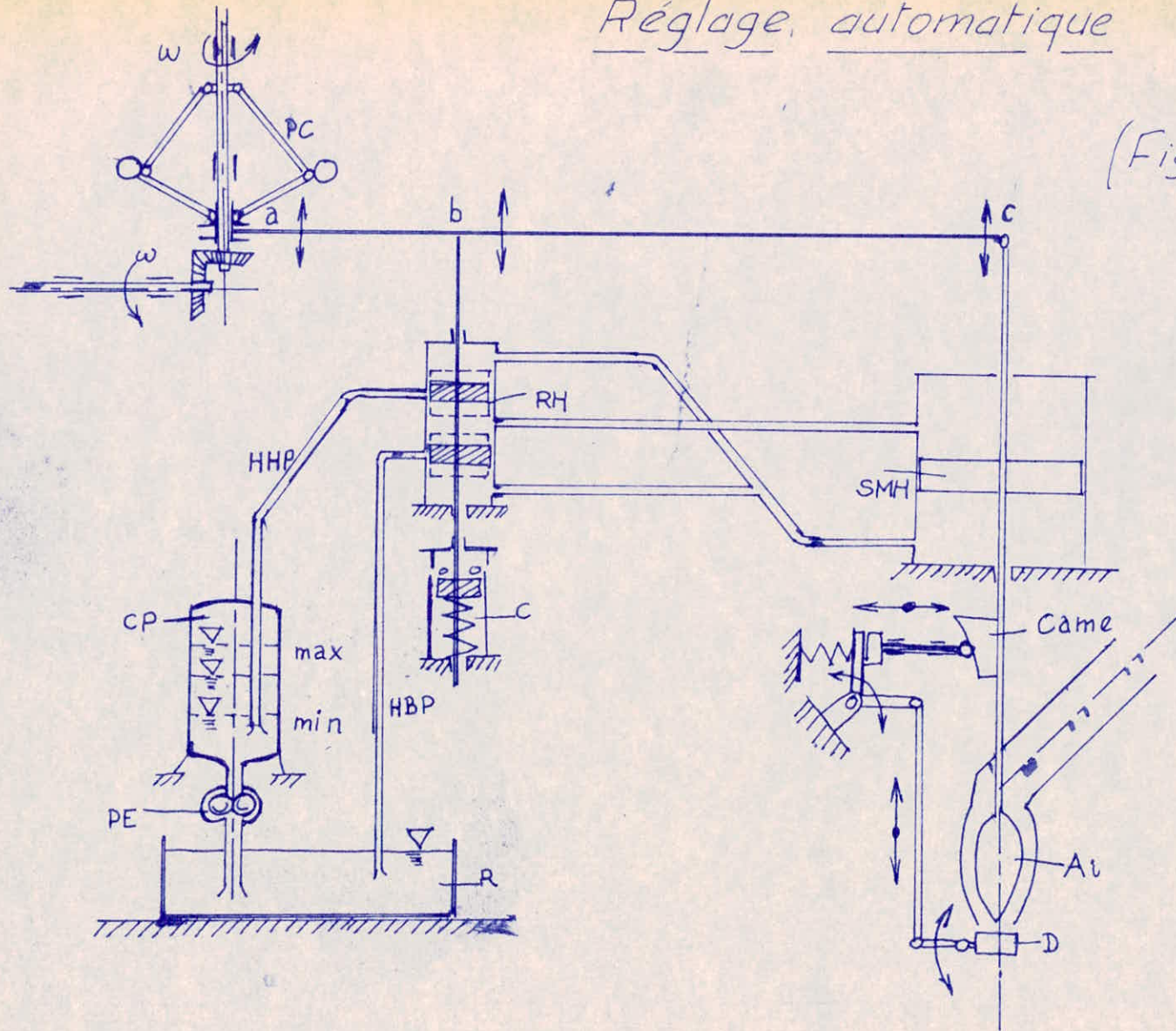
Du fait que le débit a diminué par la suite du réglage, la vitesse de rotation se réduira elle-même, donc la position trop haute du point "a" ne se maintiendra pas. Mais le retour à la position initiale ne doit pas être brusque, mais assez lent, chronométré. Le mécanisme temporisateur, à la phase de retour, en est la cataracte. Lors des déplacements du piston RH, il y a le déplacement simultané du piston de la cataracte. Quand celui-ci descend, l'air qui se trouve dans la chambre inférieure de la cataracte est chassé et inversement; quand le piston monte la chambre inférieure de la cataracte absorbe l'air atmosphérique. Cet échange d'air se fait assez lentement, grâce à l'orifice calibré qui ne permet qu'un débit d'air suffisamment modéré.

Lors du réglage, l'huile à basse pression HBP, qui était dans la chambre inférieure du servomoteur SMH s'écoule par le relais RH dans le réservoir d'huile. Cette CP fonctionne entre deux niveaux limites, quand le niveau de la surface libre de l'huile atteint la valeur minimum, un contact électrique enclenche le fonctionnement du moteur qui entraîne la pompe à engrenages. Par contre, quand le niveau atteint sa valeur maximum, un autre contact électrique déclenche de manière à arrêter le débit moteur.

En résumé, il faudra remarquer, que le réglage de la turbine est double (aiguille et déflecteur) et isodrôme car la vitesse de rotation doit être toujours ramenée à sa valeur de synchronisme.

Réglage automatique

(Fig. V)



- 26 -
chapitre VI

Courbes Caractéristiques :

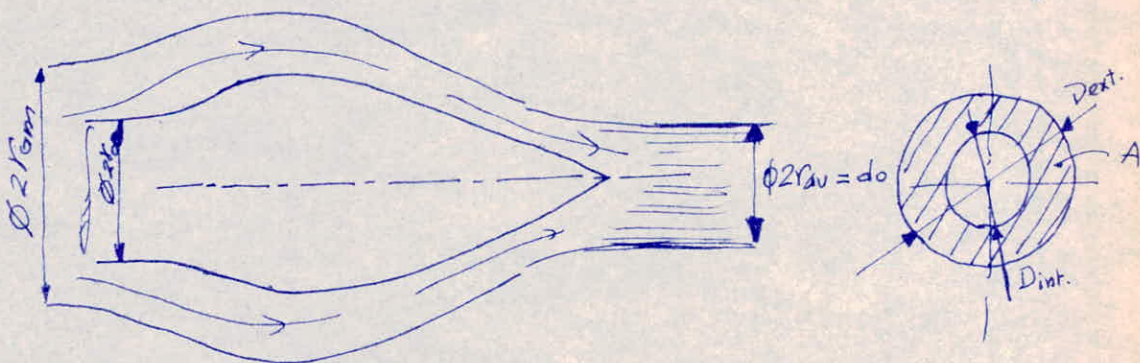
$$\underline{P = f(V) \text{ \& } M = g(V)}$$

I - Généralités :

Le débit peut affecter des valeurs plus faibles, au fur et à mesure que l'aiguille A_i avance à l'intérieur de l'ajutage et que le cercle coupé dans l'aiguille par le plan de l'orifice ait un diamètre ϕ_{doi} de plus en plus fort. Dans le cas des ouvertures partielles de l'orifice, le débit sera donné par la formule $V = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_{oi}^2) V_o$, avec $V_o = C_d \sqrt{2gH}$. Quand le diamètre d_{oi} de l'aiguille arrive à égaler le diamètre ϕ_{do} de l'orifice, le débit sera nul et l'injecteur complètement fermé.

Par ailleurs, la performance principale d'une turbine étant sa puissance mécanique, c'est donc cette puissance qu'on devra représenter en fonction du débit.

II - Courbes :, $P = f(V)$: (Fig. VI₁ et T. VI) ; $M = g(V)$: (Fig. VI₁ et IV)



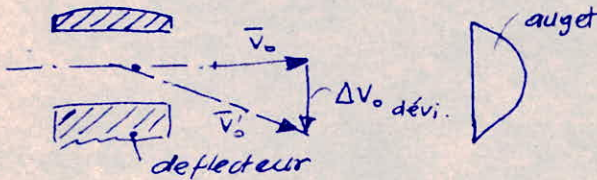
$$A = \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2) ; \quad V = \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2) V_o ; \quad d_o = \sqrt{D_{ext}^2 - D_{int}^2}$$

A: section du jet. Nous considérons quelques différents régimes dont nous calculons tous les éléments qui nous permettent de tracer la courbe de la puissance ainsi que celle du rendement.

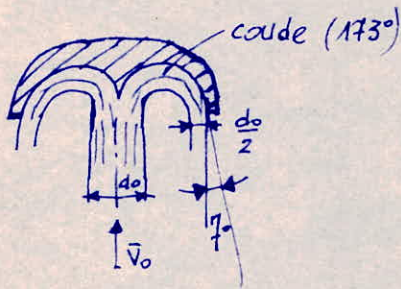
Remarquons qu'une telle étude a toujours été faite à l'aide de mesures expérimentales. Nous essayons ici, et pour la première fois, de la réaliser purement théoriquement.

Pertes de charge :

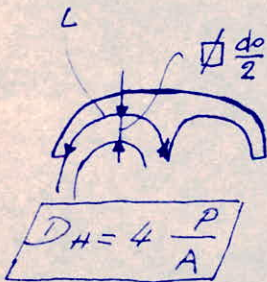
Elles peuvent être dues aux différentes déviations existantes : la déviation occasionnée par l'auget (173°) et les déviations opérées par le deflecteur.



$$\Delta H_1 = k \frac{\Delta v_0^2 \text{ dév.}}{2g}$$



$$\Delta H_2 = \frac{(v_0 - u)^2}{2g} \cdot \gamma_{\text{coude } (173^\circ)}$$



Perimètre mouillé :

$$2d_0 = 4 \left(\frac{d_0}{2} \right)$$

Section mouillée :

$$A = \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \text{ (carré de côté } d_0)$$

$$\Delta H_3 = \frac{w^2 \int L}{2g D_H}$$

$$\Sigma \Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3$$

$$k = 0,08 ; \gamma = 0,05 ; f = 0,05 ; \Rightarrow \Delta H_3 \approx 0$$

$$\Sigma \Delta H = \frac{(v_0 - u)^2}{2g} \cdot 0,05 + 0,08 \frac{\Delta v_0^2 \text{ dév.}}{2g}$$

$$u = \frac{v_0}{2} ; \Delta v_0 = v_0 \text{ tg } \theta \rightarrow \Delta v_0^2 = v_0^2 \text{ tg}^2 \theta \text{ et par suite}$$

$$\Sigma \Delta H = 4,35 + 27,8 \cdot \text{tg}^2 \theta$$

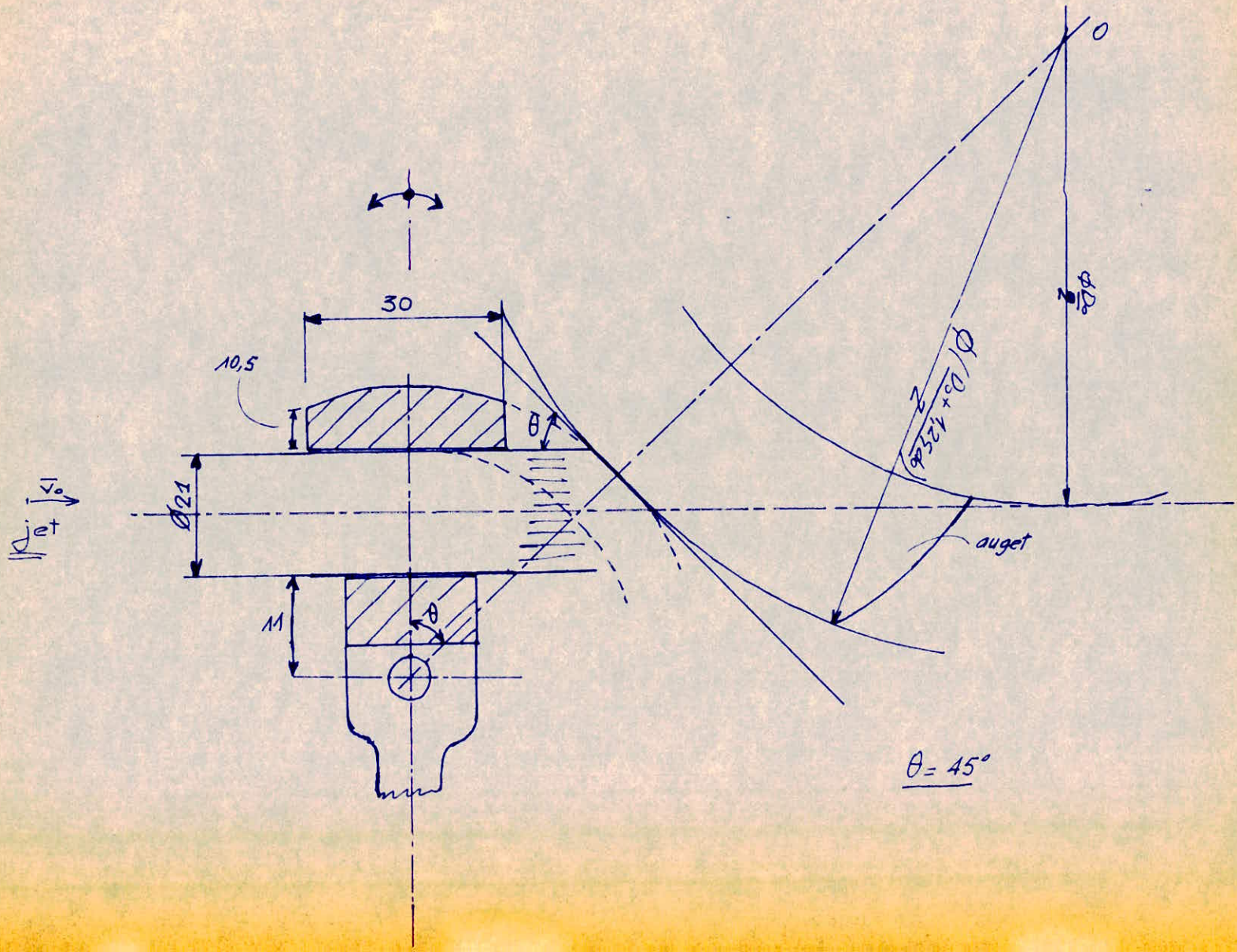
où θ signifie la déviation occasionnée par le deflecteur.

$$\Delta P = \rho \dot{V} \Delta H ; P = \rho \dot{V} H ; \eta = 1 - \frac{\Delta P}{P} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P}{P}}$$

X (cm) Déplacement de l'aiguille dans l'aju- tage.	$D_{int.}$ (cm) Diamètre intérieur.	d_o (cm) diamètre du jet.	V (m ³ /s) débit de l'injec- teur.	P_t (mW) Puissance totale	$\Delta V_{o\text{dév.}}$ Variation de la vitesse se v_o .	$\Delta V_{o\text{dév.}}^2$ $= v_o^2 \cdot \text{tg}^2 \theta$	ΔH (m) P.d.C. totale	ΔP (mW) P. de puissance résultante	P (mW) Puissance effective	$\frac{\Delta P}{P} (10^{-2})$	η rende- ment.
0	0	21	2,92	10,4	—	—	4,35	0,13	10,27	1,25	0,987
6	7	20,85	2,83	10,1	—	—	5,46	0,15	9,95	1,50	0,985
12	13,76	17,20	1,92	6,85	—	—	11,30	0,21	6,64	3,10	0,969
18	18,5	11,96	0,93	3,32	—	—	22,15	0,20	3,12	6,1	0,939
23	22	0	0	0	—	—	32,15	0	0	8,83	0,911

Détermination de la déviation maximum (θ)

Construction du deflecteur - son emplacement (Fig. VI₂)



COURBES CARACTERISTIQUES

$$P = f(v) ; \eta = g(v)$$

(Fig. I)

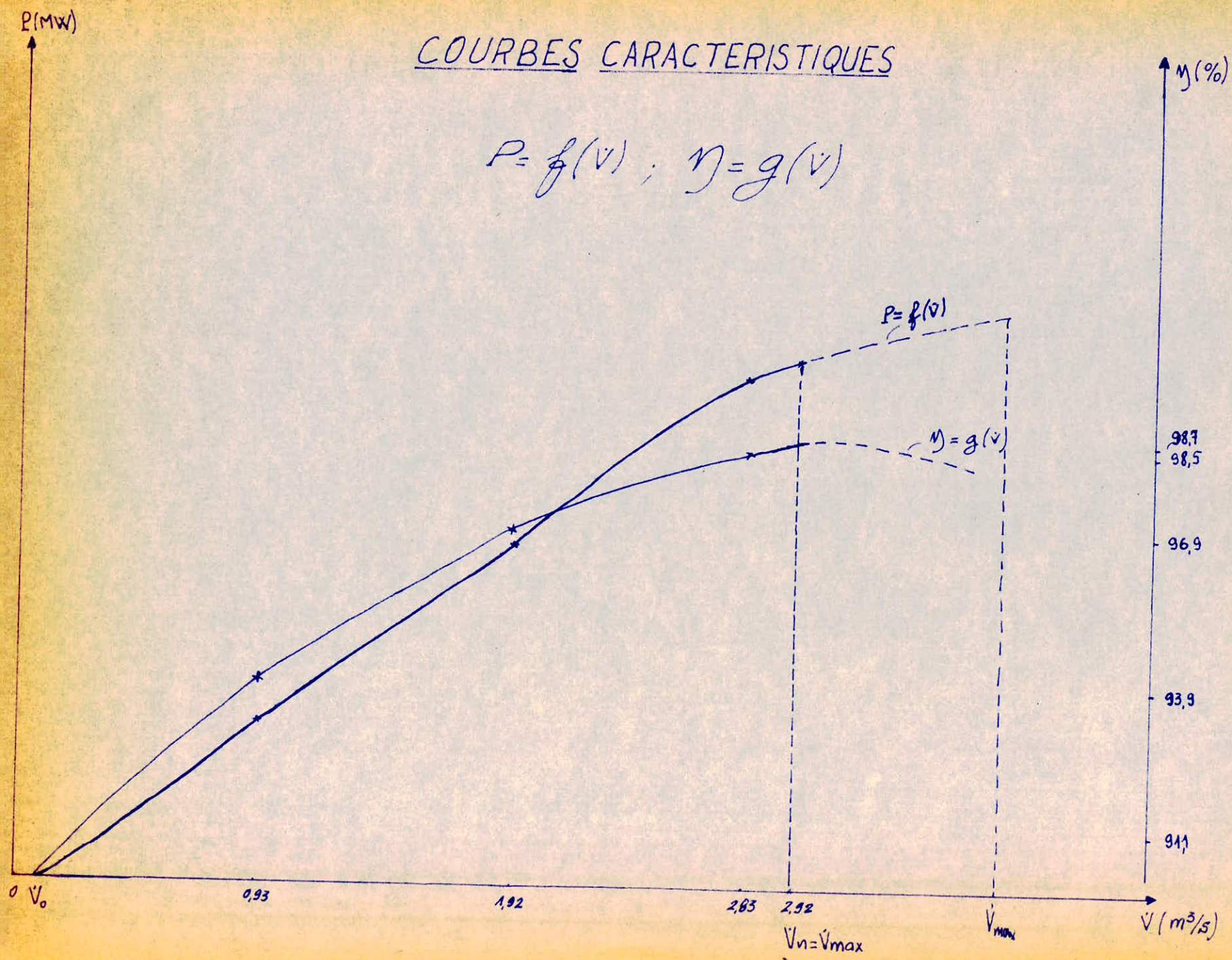


Tableau de variation de $tg\theta$:

Nous avons déterminé graphiquement la déviation maximum que peut opérer le deflecteur ($\theta = 45^\circ$). Par ailleurs si nous choisissons cinq différents régimes pour l'étude de la courbe de puissance, il faudrait faire varier $tg\theta$ dans le domaine (0, 1).

<u>$tg\theta$</u>	<u>$tg^2\theta$</u>	<u>$\Sigma \Delta H$ (m)</u>
0	0	4,35
0,2	0,04	5,46
0,5	0,25	11,30
0,8	0,64	22,15
1	1	32,15

III. Conclusions:

Les courbes obtenues sont semblables à celles étudiées au laboratoire. toutefois, elles demeurent incomplètes et ce à cause du fait que la charge intervenant dans les formules de calculs reste invariable. En réalité cela n'est pas toujours vrai car une étude approfondie révélerait une variation de la chute H. Il aurait fallu alors procéder à une étude hydrologique, ce qui n'était pas possible pour nous.

En extrapolant, il vient que le débit de marche à vide $\dot{V}_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$. Dans le cas ici $\dot{V}_n = \dot{V}_{\text{max}}$. \dot{V}_n (débit nominal correspondant à un rendement maximum).

Chapitre VII

Etude sommaire des aspects constructifs

Tout d'abord, on tient à signaler que ce chapitre concerne directement le domaine du génie mécanique. Toutefois, on pense qu'il est indispensable de souligner quelques aspects constructifs de l'UHE (de l'aiguille, de l'injecteur et du rotor notamment).

Aussi représente-t-on différentes coupes de ces différents organes.

D'autre part, étant donné que notre étude hydraulique a conclu de prendre (3) trois jets (3 injecteurs), nous tenons également à montrer comment ceux-ci doivent être disposés. La variante que nous avons adoptée (fig. VII.1) est la plus conseillée vu qu'elle permet à l'eau une évacuation sans contact avec la roue, toute autre variante semble ne pas réaliser une telle condition, indispensable. De même la position de l'injecteur est choisie pour permettre un meilleur rendement (si on éloignait davantage l'injecteur, le rendement diminuerait).

Dans la figure (VII.2), il est fréquent de voir une construction de l'ajutage avec un diamètre constant; quant à notre étude (hydrodynamique) il a été fait mention d'une construction de l'ajutage avec deux diamètres distincts ($\phi 2r_{am}$) et ($\phi 2r_{me}$).

Ence qui concerne le mouvement de l'aiguille dans l'ajutage il est prévu un coude à une distance "L" de l'orifice de façon à permettre sa coordination (de mouvement) avec celui du déflecteur, la tige de l'aiguille débouchant à l'extérieur de l'ajutage. Au droit de ce coude il est prévu une étanchéité aussi parfaite que possible ainsi qu'une presse étoupe (un ressort bien rigide) renvoyant toujours l'aiguille dans le sens de la fermeture - ouverture.

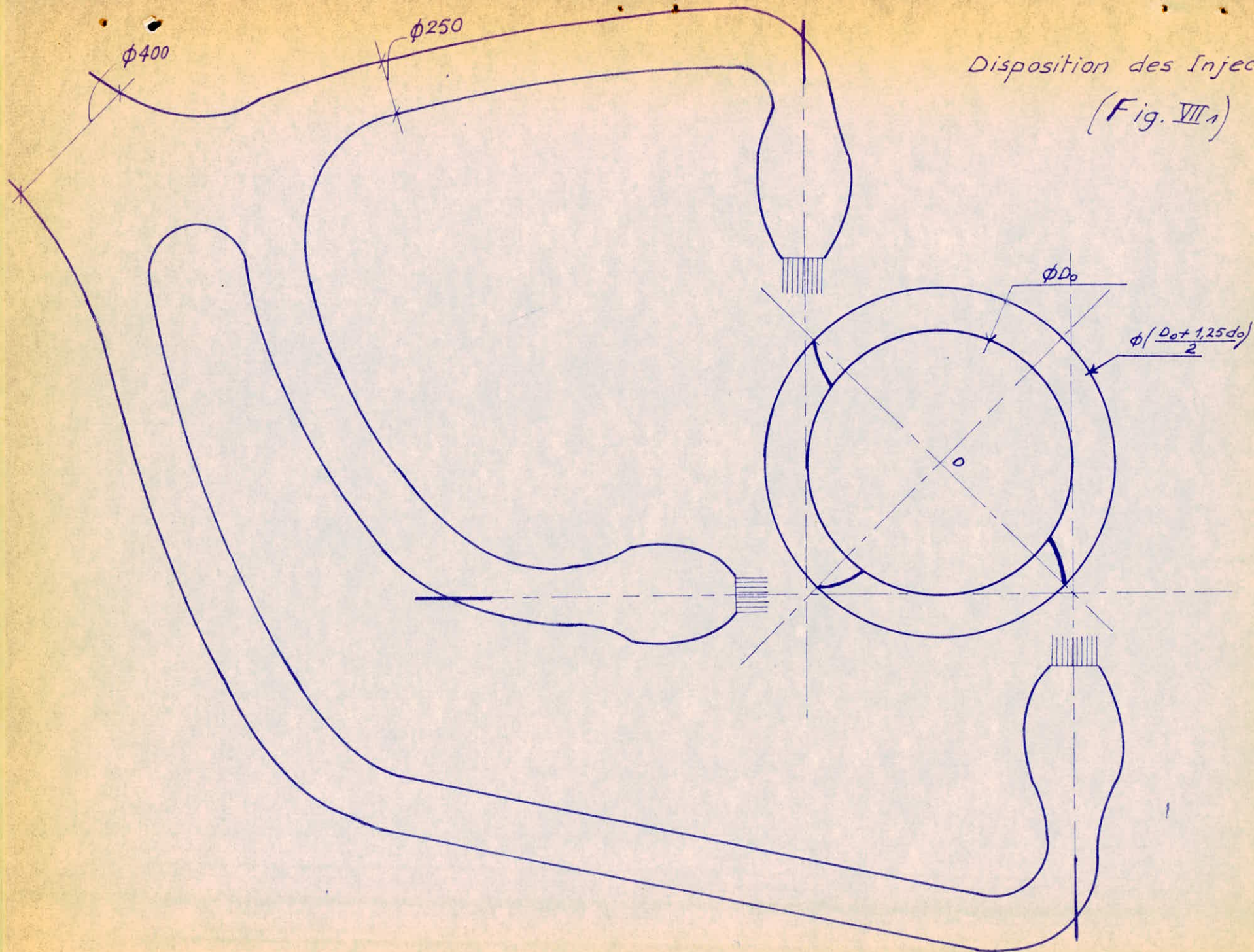
Pour les conduites, elles auront les diamètres suivants:

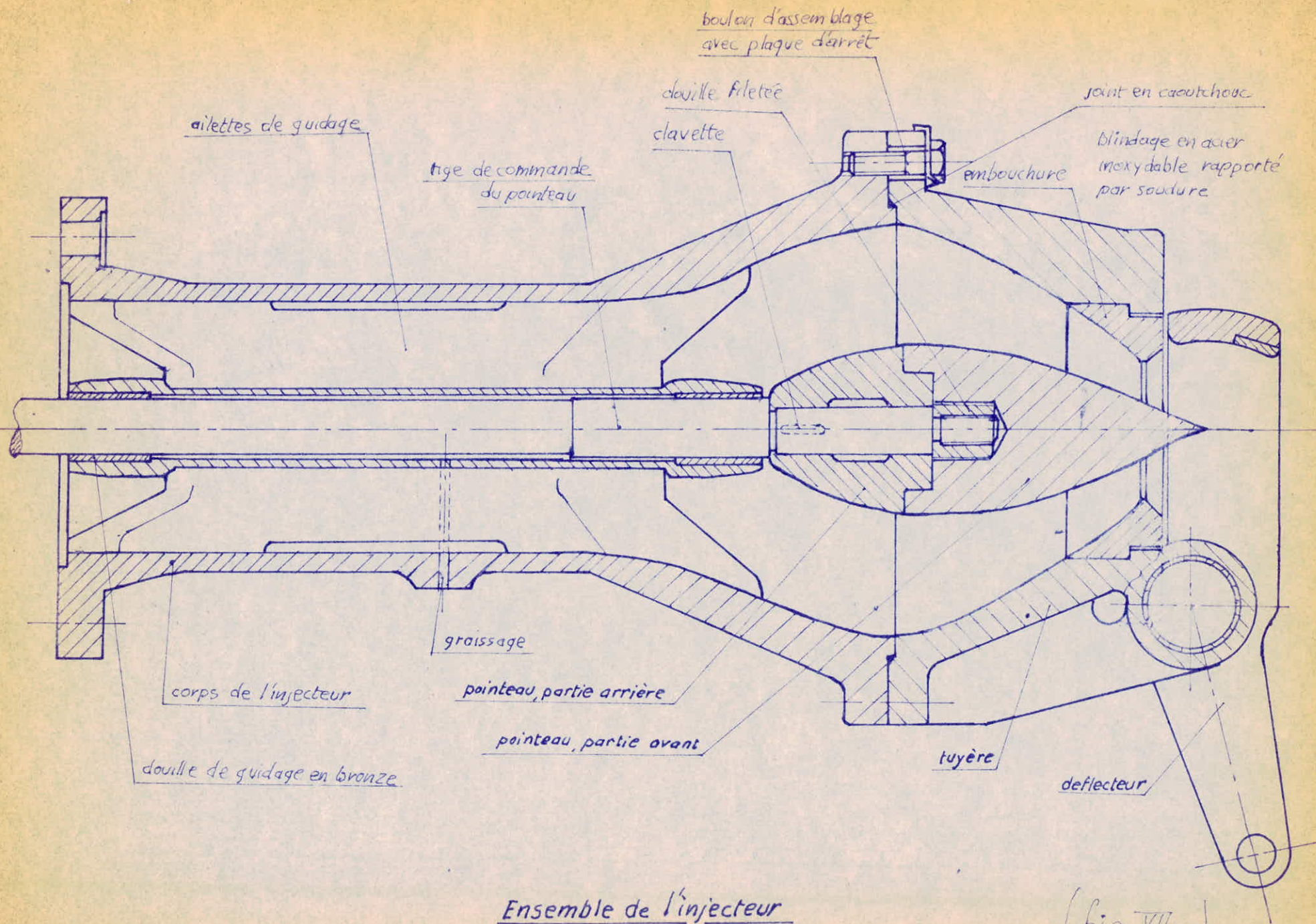
Conduite principale : $\phi = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$ avec $A = \frac{V}{v_0} = \frac{8,76}{82,6} = 0,106 \text{ m}^2$
 $\phi = 0,368 \text{ m}$ on prendra $\phi 400$

Conduites accessoires : $\phi = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,92}{\pi \cdot 82,6}} = 0,212 \text{ m}$ on prendra $\phi 250$

Pour conclure, nous espérons que nos camarades de Mécanique se pencheront sur ces problèmes et les résolveront.

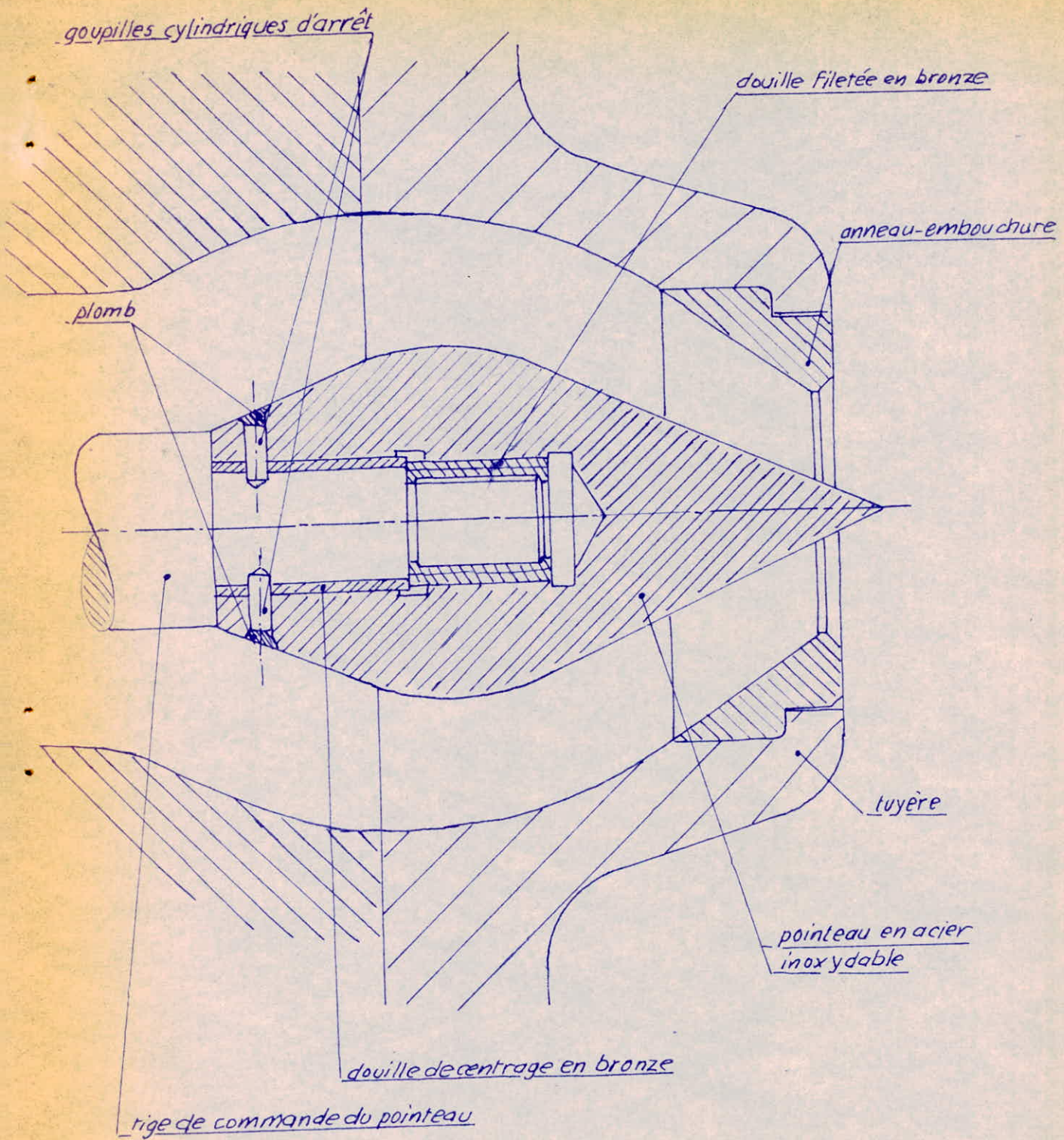
Disposition des Injecteurs
(Fig. VIII₁)





Ensemble de l'injecteur

(fig. VII₂)



Pointeau d'injecteur

(Fig. VII 3)

Conclusions

Notre projet, ayant comme but principal l'approfondissement de l'étude hydrodynamique est arrivé à mettre en évidence le fait que ce type de turbines se prête bien lui aussi à des applications de résultats scientifiques fournis par la Mécanique des fluides.

En effet, la conception des Turbines Pelton a toujours fait auparavant l'objet du talent et de l'œil du constructeur, tandis que maintenant, sans toutefois abandonner les renseignements issus de l'expérience technique antérieure, on a osé appliquer pour la première fois des méthodes scientifiques exactes : le mouvement irrotationnel à symétrie axiale, l'étude des trajectoires relatives et le tracé des courbes caractéristiques.

La méthode MISA a permis de trouver une aiguille dans son ajutage de forme hydrodynamique très convenable (à l'exception de la pointe, qui fera l'objet d'une étude spéciale ultérieure) ainsi que les équations des frontières, les expressions des vitesses et aussi peut-être le calcul des forces de poussée sur les éléments de l'injecteur.

La méthode des trajectoires relatives a apporté non seulement le résultat recherché, à savoir le pas optimum et le nombre optimum des augets, mais aussi un résultat supplémentaire, la longueur de l'arête tranchante appartenant à l'auget. C'est pour la première fois que ces grandeurs, dimensionnées auparavant d'une manière plutôt intuitive, se trouvent maintenant déterminées par une étude scientifique.

Quant aux courbes caractéristiques obtenues, elles s'avèrent d'un résultat très promettant, appliquée pour la première fois on n'a pas eu l'occasion de trouver une solution qui rende définitive la méthode de calcul.

BIBLIOGRAPHIE

- Lapray de, G., Cours d'Hydraulique générale
ENP ALGER 1972-74
- Sedille, M., Turbo-Machines Hydrauliques et Thermiques
tome 2 Masson & C^{ie} Éditeurs 1967
- Taşcă, D., Contributions à la similitude des Turbo-machines
Bull. JPB, 1957
- Taşcă, D., Contributions à l'étude analytique du mouve-
ment relatif dans les récipients en rotation
Bull. JPB, 1957
- Taşcă, D. et Băcanu, J., Recueil de problèmes d'hydraulique
technique, II^{ème} édition, E. T. Buc., 1966
- Taşcă, D., Mouvements irrotationnels à symétrie axiale autour
des carènes ouvertes. Bull. JP Buc, 1964 et Thèse,
Bucarest 1967
- Taşcă, D., Cours de Turbo-machines, ENP ALGER 1974.

Fig. III.3

