

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

56/87



وزارة التعليم و البحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

الدراسة الوطنية المتعددة التخصصات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Complètement du Banc d'Essai de la  
Turbine Pelton

Proposé et dirigé par :  
M<sup>R</sup> WERNER

Etudie par :  
Jaber ISSA GHENEIM  
ISSA GHENEIM Jaber

*Promotion*  
*Juin 1987*

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE



وزارة التعليم و البحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Complètement du Banc d'Essai de la  
Turbine Pelton

Proposé et dirigé par :  
M<sup>r</sup> WERNER

Etudie par :  
Jaber ISSA GHENEIM

*Promotion  
Juin 1987*



Ministère de l'Enseignement supérieur

Ecole Nationale Polytechnique

Departement : Génie Mécanique

Promoteur : Mr . Werner

Elève Ingénieur : Jaber ISSA GHENEIM

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

دائرة : الهندسة الميكانيكية

الموجه : السيد فرنيير

الطالب المهندس : جابر عيسى غنيم

الموضوع : اتمام منضدة تجارب لعنفة " بيلتون "

الملخص : منضدة تجارب تحتوي على عنفة " بيلتون " ، تغذى بواسطة مضخة مركزية ، اعدت لقياس استطاعة العنفة بواسطة مكبح كهربائي تم اختياره و تركيبه . وقد قمنا ببعض التوصيلات و التحويلات الصغيرة في المنظومة . وقد سمحت التجارب التي قمنا بها بتحديد خصائص المضخة و العنفة .

Sujet : Complètement du banc d'essai de la turbine Pelton .

Résumé : Un banc d'essai composé d'une turbine Pelton et, d'une pompe centrifuge qui l'alimente , a été privé de mesurer la puissance de la turbine . On a choisi et installé le frein électrique , on a fait des réparations et des petites modifications de l'installation. Des essais effectués ont permis de relever les caractéristiques de la pompe et de la turbine.

Subject : Completion an experiment of Pelton turbine .

Abstract : An experimental rig composed of a Pelton turbine and , a centrifugal pump ensuring water supply no out put power measurement equipment . An electric torque dynamometer has been chosen and installed . Reparations and modifications have also been accomplished . The pump and the turbine characteristics has been by testing .



## NOTATIONS ET SYMBOLES

- $C$  ( m / s ) : Vitesse absolue  
 $U$  ( m / s ) : Vitesse d'entrainement  
 $W$  ( m / s ) : Vitesse relative  
 $N$  (tr/min) : Vitesse de rotation  
 $D$  ( m ) : Diamètre , diamètre hydraulique  
 $H$  ( m ) : Hauteur énérgitique ou hauteur de chute nette  
 $g$  ( m / s<sup>2</sup> ) : Accélération de la pesanteur  
 $P$  ( W ) : Puissance  
 $p$  ( pa ) : Pression  
 $Q$  ( m<sup>3</sup> / s ) : Débit - volume  
 $\alpha$  ( ° ) : Angle entre la vitesse d'entrainement et la vitesse absolue  
 $\beta$  ( ° ) : Angle entre la vitesse d'entrainement et la vitesse relative  
 $\eta_h$  : Rendement hydraulique  
 $\eta$  : rendement global  
 $\rho$  ( Kg / m<sup>3</sup> ) : Masse volumique  
 $\omega$  ( rd / s ) : Vitesse angulaire  
 $G$  ( kg ) : Masse  
 $Z$  ( m ) : Hauteur par rapport à un niveau de référence  
 $l$  ( m ) : longueur  
 $v$  ( V ) : Tension  
 $V$  ( m / s ) : Vitesse

## REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à Mr. WERNER, professeur à l'E.N.P. pour m'avoir prodiguer ses précieux conseils tout au long de cette étude.

Je tiens à remercier tous les enseignants de l'E.N.P. qui ont contribué à ma formation d'ingénieur et , en particulier ceux du département de Génie Mécanique .

Je tiens à remercier également , tous les agents de l'atelier des métaux et , en particulier Mr. Boudraa Ahmed pour son aide à la réalisation de ce projet .

TABLE DES FIGURES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

Fig.I.1 Roue Pelton-Injecteur.....8  
 Fig.I.2 Determination de la chute nette d'une Pelton.....3  
 Fig.I.3 Triangles des vetesses .....8  
 Fig.I.4 Diametre de la bise.....7  
 Fig.I.5 Courbe de puissance,couple,rendement.....8  
  
 Fig.I.6 Courbe  $Q(N_1)$ .....12  
 Fig.I.7 Courbe  $P_{11}(N_1)$ .....12  
 Fig.I.8 Courbe  $\eta(N_1)$ .....12  
 Fig.I.9 Courbe topographique .....13  
 Fig.II.1 Instalation d'une pompe .....16  
 Fig.II.2 Caractéristique résistante d'un circuit .....16  
 Fig.II.3 Stabilité du point de fonctionnement .....18  
 Fig.III.1 Schéma du bans d' essai .....20  
 Fig.III.2 Turbine Pelton.....24  
 Fig.III.3 Pompe centrifuge .....25  
 Fig.IV.1 Dynamo frein .....31  
 Fig.IV.2 Accouplement de la turbine avec le' frein .....31  
 Fig.IV.3 Cellule d'excitation .....32  
 Fig.V.1 Réglage de la pompe .....42



TABLE DES MATIERES

	INTRODUCTION .....	1
CHI	ETUDE THEORIQUE DE LA THURBINE PELTON .....	2
I.1	Constitution d'une turbine Pelton .....	2
I.2	Définition des grandeurs employées .....	4
I.2.1	Chute nette - chute effective .....	4
I.2.2	Vitesses et triangles de vitesses .....	6
I.2.3	Débit .....	7
I.3	Courbes de puissance, couple rendement, à vitesse variable .....	7
I.4	Similitude .....	9
I.5	Vitesse spécifique .....	10
I.6	Courbes topographiques .....	11
CHII	POINT DE FONCTIONNEMENT D'UNE TURBOPOMPE SUR UN CIRCUIT .....	15
II.1	Relations fondamentales .....	15
II.2	Caractéristique résistante d'un circuit .....	17...
II.3	Stabilité du point de fonctionnement .....	17
CHIII	DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI .....	20
III.1	Schéma .....	21
III.1.1	Nomenclature .....	21
III.2	Description et fonctionnement .....	23
III.2.1	Turbine Pelton .....	23
III.2.2	Pompe centrifuge .....	23
III.2.3	Coussin d'air .....	26
III.2.4	Venturi et tube manométrique .....	26
CHIV	MESURE DE LA PUISSANCE .....	28
IV.1	Généralités sur les freins .....	28
IV.2	Type de freins .....	29
IV.3	Choix du frein pour la turbine Pelton .....	29
IV.4	Description du dynamo frein .....	30
IV.5	Caractéristiques du dynamo frein .....	33
IV.6	Mode d'accouplement .....	33
IV.7	Mesure de la vitesse de rotation .....	34
IV.8	Travaux effectués .....	35
CHV	ESSAIS PRELIMINAIRES ET MISE AU POINT DE FONCTIONNEMENT .....	36
V.1	Introduction .....	36
V.2	Détection des pannes .....	36
V.3	Travaux effectués .....	37
V.4	Mesure du débit fourni par la pompe .....	38
V.5	Caractéristique de la pompe .....	38

V.6	Réglage de la pompe .....	40...
V.7	Détermination du plage de fonctionnement .....	40
V.8	Essais préliminaires sur le frein.....	41
CHVI	ESSAIS SUR LA TURBINE .....	45
VI.1	But des essais .....	45
VI.2	Préparation des essais .....	45
VI.3	Principe des essais .....	46
VI.4	Calculs .....	47
VI.5	Tableaux .....	50
VI.6	Interprétation des courbes .....	59
	CONCLUSION .....	61
	BIBLIOGRAPHIE .....	62



## INTRODUCTION

Le banc d'essai comporte une turbine Pelton alimentée par une pompe centrifuge . Le circuit d'alimentation est équipé d'une venturi pour mesurer le débit et , d'une vanne de décharge , afin d'assurer les conditions désirées par la turbine , à partir de la pompe .

Le banc se trouve dans le laboratoire , depuis longues années sans fonctionnement , il est mis en marche le semestre passé mais , il lui manque un frein et quelques détails .

Notre travail consiste à choisir et installer un frein sur la turbine et , de faire des essais sur le tout entier .

Le banc pourra être utilisé , dans le futur , pour faire des travaux pratiques dans le domaine des turbo-machines hydrauliques .



## CHAPITRE I

### ETUDE THEORIQUE DE LA TURBINE PELTON

- I.1 Constitution d'une turbine Pelton
- I.2 Définition des grandeurs employées
  - I.2.1 Chute nette - chute effective
  - I.2.2 Vitesses et triangles de vitesses
  - I.2.3 Débit
- I.3 Courbes de puissance , couple , rendement à vitesse variable
- I.4 Similitude
- I.5 Vitesse spécifique
- I.6 Courbes topographiques

## ETUDE THEORIQUE DE LA TURBINE PELTON

### 1.1. Constitution d'une turbine Pelton

Une turbine Pelton est , essentiellement constituée par une roue , généralement à axe horizontal, qui porte sur son pourtour une série d'augets formés de deux surfaces ovoïdes accédées , la section d' auget est un  $\omega$  très ouvert.

Le distributeur se compose d' une ou plusieurs ajutage appelés buses ou injecteur . Chaque ajutage envoie sur roue un jet qui vient , sur l'arête médiane de l'auget , se partage en deux parties qui après avoir agi chacune sur un demi-auget , s'échappent par les bords et tombent dans le canal de fuite .

La turbine n'étant alimentée que sur partie de son pourtour est dite à admission partielle .

Le réglage du débit est fait à l'aide d'une aiguille très effilée à l'extrémité ou radis , manœuvrée par le régulateur de vitesse , quant elle se déplace vers la sortie de l'ajutage , le débit diminue , il s'annule quand l'aiguille est venue s'appuyer sur la buse . Le profil de aiguille et de la buse à l'extrémité ont été très étudiés de manière à obtenir un jet parfaitement cylindrique et compact .

L'ensemble roue et buse est contenu dans une copote en fonte , au-dessous





de laquelle se trouve le canal de fuite . ( fig1.1 ) .

L'organe anti bélien des turbines Peltons , appelé déflécteur , est une pièce métallique qui entoure le jet à sa sortie de l'injecteur et, peut tourner autour d'un axe .

## 1.2. Définition des grandeurs employées

### 1.2.1. Chute nette - Chute effective

L'énergie à l'entrée de la turbine est transformée entièrement en énergie cinétique dans le distributeur, l'eau sort de l'injecteur à la pression atmosphérique sous forme de veine libre .

Appliquons la loi générale de l'écoulement des fluides incompressible à l'eau d'une veine partielle au de sa travésee de la machine :

$$\frac{C dC}{2g} + \frac{dP}{\bar{\omega}} + dZ + d\varphi = d\tau \quad ( I.1 . )$$

avec : C : vitesse absolue

P : pression

$\bar{\omega}$  : poids spécifique

Z : cote

$\varphi$  : perte d'énergie

$\tau$  : travail échangé avec l'extérieur .

Entre l'entrée de la turbine ( l'injecteur ) et l'entrée de la roue (fig1.2)

l'intégration de l'expression (I.1 ) donne :

$$\frac{C_e^2 - C_1^2}{2g} + \frac{P_e}{\bar{\omega}} + Z_e - Z_1 - \varphi_{e1} = 0 \quad ( I.2 )$$

de l'entrée à la sortie de la roue :

$$\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} - \varphi_{12} = \tau \quad ( I.3 )$$

La sortie de la roue , qui est située au point de tangence de l'axe du jet et du cercle Pelton.

On considère l'énergie cinétique "  $C_2^2 / 2g$  " non utilisable, due à la vitesse absolue  $C_2$  non nulle , comme perte dans la roue , l'équation (I.3) devient :

$$\frac{C_1^2}{2g} - \varphi_{12} = \tau \quad (I.3')$$

On additionnant les deux équations (I.2) et ,(I.3') on obtient :

$$\frac{C_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\bar{\omega}} + Z_e - Z_s = \varphi_{es} + \tau \quad (I.4)$$

Le premier membre de cette égalité représente la différence de l'énergie contenue dans l'unité de poids d'eau respectivement à l'entrée et à la sortie de la machine , c'est-à-dire , l'énergie mise à la disposition de celle-ci.

Les termes de la relation (I.4) étant homogène à des longueurs, la quantité ainsi définie prend le nom de chute nette et s'exprime en mètre

$$H_n = H_e - H_s = \frac{C_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\bar{\omega}} + Z_e - Z_s \quad (I.5)$$

$\tau$  : correspond au travail transmis aux partis mobiles de la roue , c'est-à-dire , le travail résultant des action du fluide sur les parois en mouvement , il définipar la second relation d'Euler appliquée à la roue en divisant la puissance qu'elle exprime par le débit poids correspondant

$$\tau = \frac{P}{\rho g Q} = \frac{U(C_{u1} - C_{u2})}{g}$$

avec :  $Q$  : débit volumique

Cette quantité dont l'unité est celle d'une longueur, est appelée chute effective .

### 1.2.2 Vitesses et triangles de vitesses

L'auget est supposé constamment attaqué par le plein jet et dans une position telle que celui-ci se trouve d'une manière permanente perpendiculaire à l'arête médiane , suppositions manifestement inexactes car l'auget ne reçoit le plein jet que dans une fraction de son arc d'activité et l'angle de l'arête qui tourne et de l'axe du jet qui reste fixe peut évidemment demeurer invariable .

A l'entrée de l'auget les vitesses absolues  $C_1$  et d'entraînement  $U_1$  , ont la même direction et le même sens (I.3.a) .

$$W_1 = C_1 - U_1 \quad \text{et} \quad C_{u1} = C_1 \quad ; \quad \text{avec} \quad : \quad C_1 = \psi \sqrt{2gH}$$

Car la turbine Pelton est une turbine à action , puisque le jet liquide agit dans les augets à la pression atmosphérique.

$\psi$  : coefficient de vitesse

H : étant la chute nette

A la sortie , la direction de la vitesse relative  $W_2$  est définie par l'angle (fig.11.3.b) :

$$C_{u2} = U_2 - W_2 \cos \beta$$

avec :  $W_2 = \psi' W_1$  : fluide parfaitement guidé par l'auget.

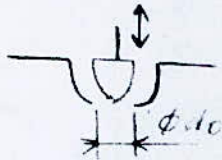
$\psi'$  : coefficient de ralentissement dû aux pertes de l'écoulement dans l'auget.



### 1.2.3. Débit

L'expression du débit volumétrique du Pelton est donnée par :

$$Q = \psi X S_0 \sqrt{2gH} \quad ; \quad \text{avec} : \quad S_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$$



$d_0$  : diamètre de la buse

$X$  : ouverture relative de l'injecteur (fig. 1.4)

### 1.3. Courbes de puissance, couple, rendement à vitesse variable.

La puissance transmise à la roue s'exprime par la relation d'Euler :

$$P = \frac{Q \bar{\omega}}{g} U (C_{u1} - C_{u2}) \quad ; \quad \frac{Q \bar{\omega}}{g} : \text{débit masse.}$$

Mettant l'expression de  $C_{u1}$  en fonction de  $(U / C_1)$  :

$$P = 2 Q \bar{\omega} H \psi^2 (U / C_1) [1 - (U / C_1)] \cdot [1 - \psi \cos \beta_2]$$

et le rendement hydraulique s'exprime par le rapport de la puissance théorique sur la puissance disponible :

$$\eta_h = \frac{P}{Q H} = 2 \psi^2 (U / C_1) [1 - (U / C_1)] [1 - \psi \cos \beta_2]$$

Le rendement et la puissance atteignent leurs maximums pour :  $U = C_1 / 2$ ,

donc :  $\eta_{h \max} = \frac{1}{2} (1 - \cos \beta_2)$

L'expression du couple s'exprime par le rapport de la puissance à la vitesse angulaire de rotation :

$$C = \frac{P}{\bar{\omega}} = \frac{Q \bar{\omega}}{g} \frac{D_p}{2} (C_1 - U) (1 + \psi \cos \beta_2)$$

$C$  :

avec :  $D_p$  : diamètre du cercle Pelton

Les courbes de la figure (1.5) représente les variations de ces grandeurs en fonction de  $(U / C_1)$ , il apparaît que le couple moteur varie linéairement

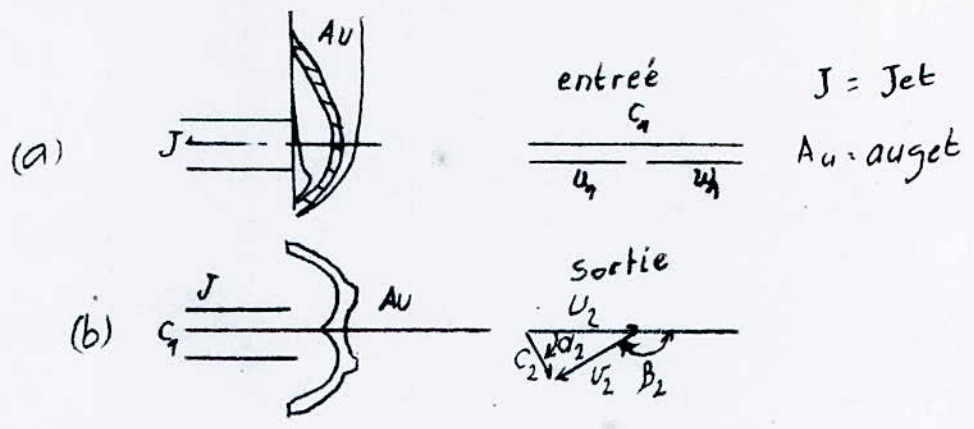


Fig. D.3 Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie des augets

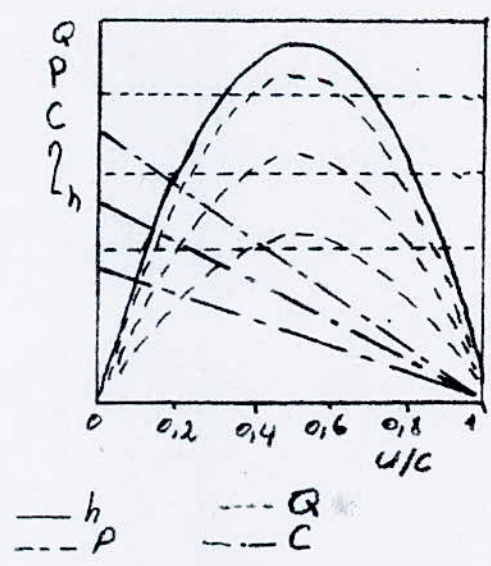


Fig. Fi.5

avec  $U_1$ , il est maximal pour  $U = 0$ , c'est-à-dire au démarrage, ce qui montre que la turbine peut démarrer facilement, il s'annule pour  $U = C_1$ , ce qui est évident, car l'auget ayant la même vitesse que le jet, celui-ci n'exerce plus d'action sur lui, ce résultat indique que la vitesse d'em-ballement de la turbine est égale à la vitesse du jet.

Le rendement est maximal pour  $U = C_1/2$ , c'est-à-dire quand la vitesse tangentielle de la turbine est égale à la moitié de la vitesse du jet.

#### 1.4 Similitude.

Connaissant les caractéristiques d'une turbine donnée (turbine modèle) (débit  $Q$ , puissance  $P$ , vitesse  $N$ , couple moteur  $C$ , fonctionnant sous une chute  $H$ ), on peut déduire les caractéristiques ( $Q'$ ,  $P'$ ,  $N'$ ,  $C'$ ,) d'une autre turbine géométriquement semblable (turbine à construire) fonctionnant sous la chute  $H'$ .

Les vitesses sont proportionnelles aux racines carrées des chutes (similitude cinématique), on peut écrire :

$$\frac{U}{U'} = \frac{ND}{N'D'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \quad \text{d'où} \quad \frac{N}{N'} = \frac{D}{D'} \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2}$$

Les débits sont égaux aux vitesses multipliées par les sections correspondantes :

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2 \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} = \frac{D}{D'} \frac{N}{N'}$$

Les rendements hydroliques étant supposés égaux, les puissances sont dans le rapport :

$$\frac{P}{P'} = \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{H}{H'} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2 \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/2}$$

si les deux turbines fonctionnent avec le même fluide.



Les couples moteurs, proportionnels aux puissances et, inversement proportionnels aux vitesses angulaires s'expriment par :

$$\frac{C}{C'} = \frac{P}{P'} \frac{N'}{N} = \left( \frac{D'}{D} \right)^3 \frac{H}{H'}$$

### 1.5. Vitesse spécifique

A partir d'une turbine donnée on peut déterminer les caractéristiques de toute une famille de turbines géométriquement semblables, alors, il vint à l'idée des hydrauliciens de définir et, de classer ces familles en fixant deux des trois caractéristiques (H,Q,N ou H,P,N) de la turbine de référence.

Le mode le plus ancien et le plus utilisé définit la turbine de référence par sa puissance égale à un cheval, et sa chute égale à un mètre, dans ces conditions la vitesse de cette turbine s'exprime à partir de la relation (1.6), après l'élimination de (D'/D) et, le remplacement de "P'" et, "h'" par l'unité :

$$N_s = NP^{1/2} H^{-5/4} \quad ; \quad \text{avec : } N_s \text{ tr/min ; } P \text{ Ch ; } H \text{ m}$$

pour les turbines Pelton :

$$N_s = 235 \frac{d}{D_p}$$

d: diamètre du jet

$D_p$  : diamètre Pelton

$$\text{et, } 3 < N_s < 36$$

Si la turbine à k injecteurs :

$$N_s(\text{turbine}) = N_s k^{1/2}$$

## I.6. Courbes topographiques

Pour permettre une comparaison aisée des modèles de différentes grandeurs, essayés sous des chutes quelconques, il est avantageux de rapporter les résultats obtenus à l'unité de chute et, à l'unité de diamètre de la roue au moyen des relations de similitudes.

Ces variables pour une turbine Pelton de diamètre  $D$  :

$$\begin{aligned}
 - \text{Vitesse réduite } N_{11} (\text{tr/min}) &= \frac{N (\text{tr/min}) \cdot D (\text{m})}{H (\text{m})^{1/2}} \\
 - \text{Débit réduit } Q_{11} (1/\text{s}) &= \frac{Q (1/\text{s})}{D (\text{m})^2 \cdot H (\text{m})^{1/2}} \\
 - \text{Puissance réduite } P_{11} (\text{kw}) &= \frac{P (\text{kw})}{D^2 (\text{m}) \cdot H^{3/2} (\text{m})} \\
 - \text{Couple réduit } C_{11} (\text{Nm}) &= \frac{C (\text{Nm})}{D^3 (\text{m}) \cdot H (\text{m})} .
 \end{aligned}$$

On représente les courbes  $Q_{11}(N_{11})$ ,  $C_{11}(N_{11})$ ,  $P_{11}(N_{11})$ , sur lesquelles on trace les lignes d'égal rendement.

-Caractéristiques  $Q_{11}(N_{11})$

Le débit d'une roue Pelton n'étant pas influencé par la vitesse de rotation, ces caractéristiques sont des droites parallèles à l'axe  $N_{11}$ . (fig.1.6)

-Caractéristiques  $P_{11}(N_{11})$

$P_{11}(N_{11})$  présente une allure parabolique (fig.1.7).

-Caractéristiques  $C_{11}(N_{11})$ .

Les caractéristiques  $C_{11}(N_{11})$  tombantes et l'allure rectiligne, donnent les couples de démarrage pour les diverses ouvertures et, les vitesses d'emballement qui représentent 1,8 fois la vitesse correspondant au rendement maximal. (fig.1.8)

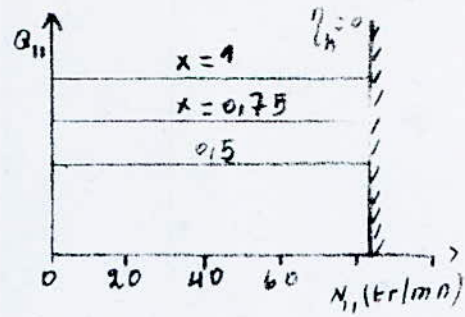


Fig. 1.6

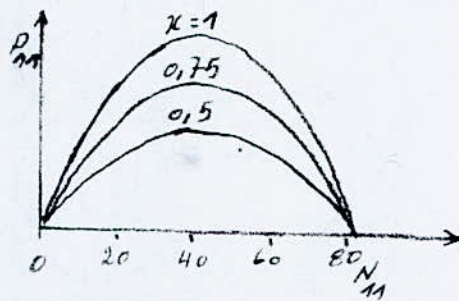


Fig. 1.7

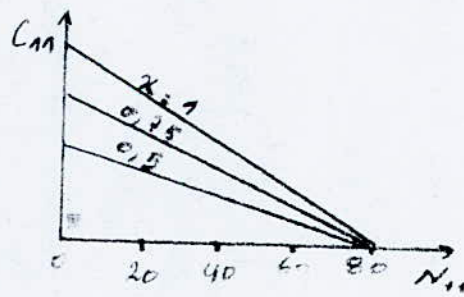


Fig. 1.8



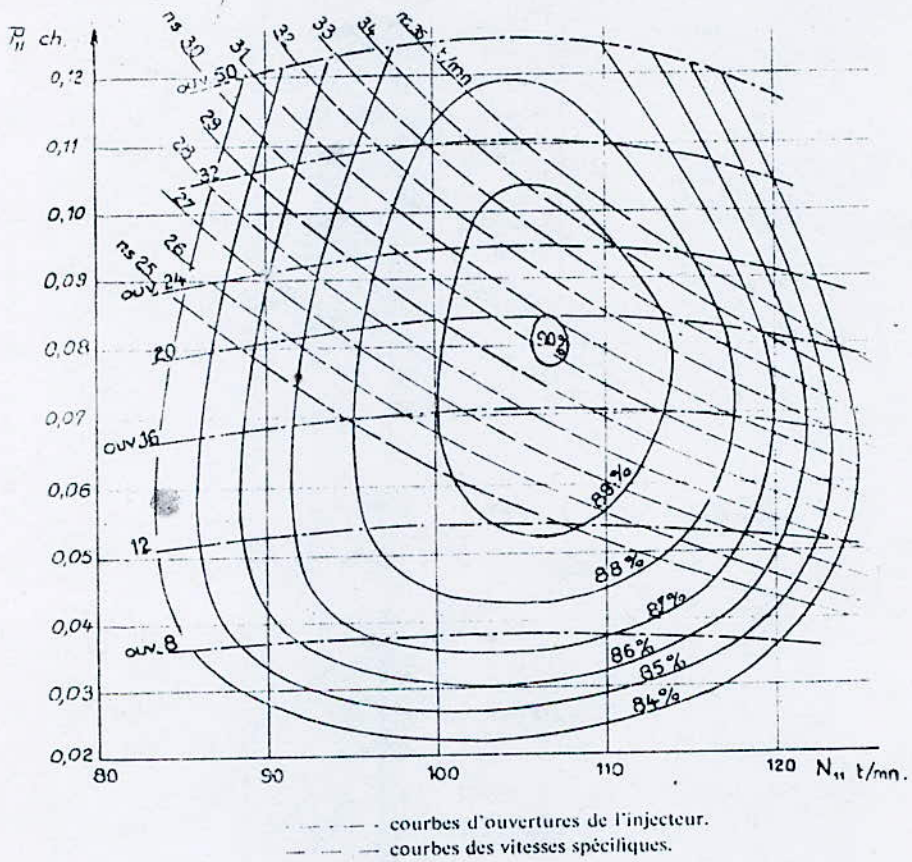


Fig 1.9 . courbes topographiques

Pour une ouverture donnée , est à la fois fonction de  $N$  et de  $P$  ou de  $N$  et de  $Q$  .

Pour éviter l'utilisation d'un troisième axe de coordonnées , il suffit de côter les courbes  $P_{11}(N_{11})$  ou  $Q_{11}(N_{11})$  en points d'égaux rendements , que l'on joint entre eux . On obtient ainsi des courbes analogues à des courbes de niveaux , d'ou le nom de diagrammes topographiques (fig1.9).

L'allure générale de la colline de du comportement de la turbine, ainsi une crête parallèle à l'axe des puissances , traduit le bon rendement à charge variable .

## CHAPITRE VI

### POINT DE FONCTIONNEMENT D'UNE TURBOPOMPESUR UN CIRCUIT

- II.1 Relations fondamentales
- II.2 Caractéristique résistante d'un circuit
- II.3 Stabilité du point de fonctionnement



## POINT DE FONCTIONNEMENT D'UNE TURBOPOMPE SUR UN CIRCUIT

### II.1 Relations fondamentales

Considérons une pompe fonctionnant en régime permanent sur un circuit déterminé (fig II.1), et appliquons la formule de Bernoulli pour le circuit d'aspiration, et de roufoulement, on obtient :

$$\frac{P_A}{\bar{\omega}} + \frac{C_A^2}{2g} + Z_0 = \frac{P_0}{\bar{\omega}} + \frac{C_0^2}{2g} + Z_0 + \xi_0 \quad (II.1)$$

$$\frac{P_3}{\bar{\omega}} + \frac{C_3^2}{2g} + Z_3 = \frac{P_R}{\bar{\omega}} + \frac{C_R^2}{2g} + Z_R + \xi_r \quad (II.2)$$

Additionnons ces deux relations ; on obtient encore :

$$\frac{P_3 - P_0}{\bar{\omega}} + \frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} + (Z_3 - Z_0) = \frac{P_R - P_A}{\bar{\omega}} + \frac{C_R^2 - C_A^2}{2g} + (Z_R - Z_A) + \xi \quad (II.3)$$

avec  $\xi$  : perte de charge de l'ensemble du circuit à l'exclusion des pertes internes à la pompe .

Le premier membre de cette égalité est la caractéristique de la pompe  $H$ , le second membre est la caractéristique résistante  $H_r$ .

Le point de fonctionnement d'une pompe sur un circuit, s'établit de façon à réaliser l'égalité entre la caractéristique de la pompe avec la caractéristique résistante, soit :

$$H = H_r$$

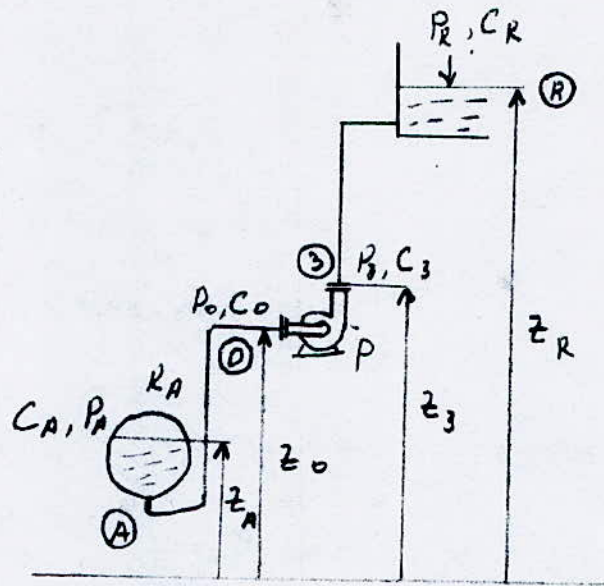


Fig .II.1

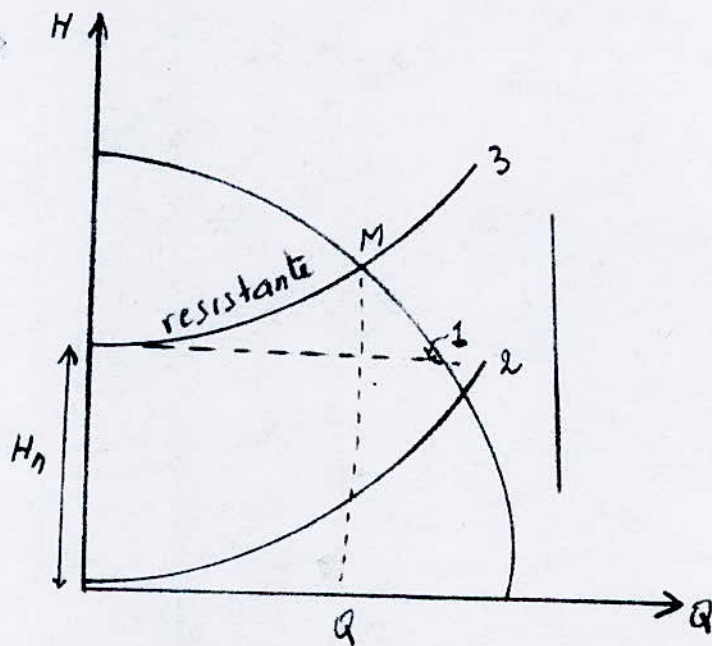


Fig .II.2

Plan  
 point caractéristique résistante, d' circuit  
 point de fonctionnement

## II.2 Caractéristique résistante d' un circuit

La caractéristique résistante du circuit est définie par la relation :

$$H_r = \frac{P_R - P_A}{\omega} + \frac{C_R^2 - C_A^2}{2g} + (Z_R - Z_A) + \sum \quad (II.3)$$

elle est donc composée :

- d'une partie statique  $(\frac{P_R - P_A}{\omega} + Z_R - Z_A)$ , indépendante du débit  $Q$ , représentée par l'horizontale 1 (figII.2)

- d'une partie dynamique  $(\frac{C_R^2 - C_A^2}{2g} + \sum)$ , fonction de  $Q$ , représentée par la parabole 2 (figII.2)

En définitive, la caractéristique de la canalisation, dite caractéristique résistante, est représentée par la parabole 3 (figII.2).

## II.3 Stabilité du point de fonctionnement

Considérons une pompe de caractéristique, représentant un maximum fonctionnant sur un circuit de caractéristique résistante, à débit nul, supérieur à celle de la pompe, c'est-à-dire, une situation pour laquelle deux points de fonctionnement, ( A et B ), sont possible (figII.3).

On peut montrer que de ces deux points, seul le point B représente un fonctionnement stable.

Pour déterminer la stabilité d' fonctionnement, on étudie ce qui se passe lorsqu'on s'écarte du point d'équilibre.

Le point B est stable, en effet, lorsque la perturbation se produit en raison d'un prélèvement brusque, et important, le niveau baisse dans le réservoir. Le point de fonctionnement vient en  $B_1$  et, le débit croit, ce qui tend à rétablir le niveau initial du réservoir, donc, le fonctionnement en B est stable.



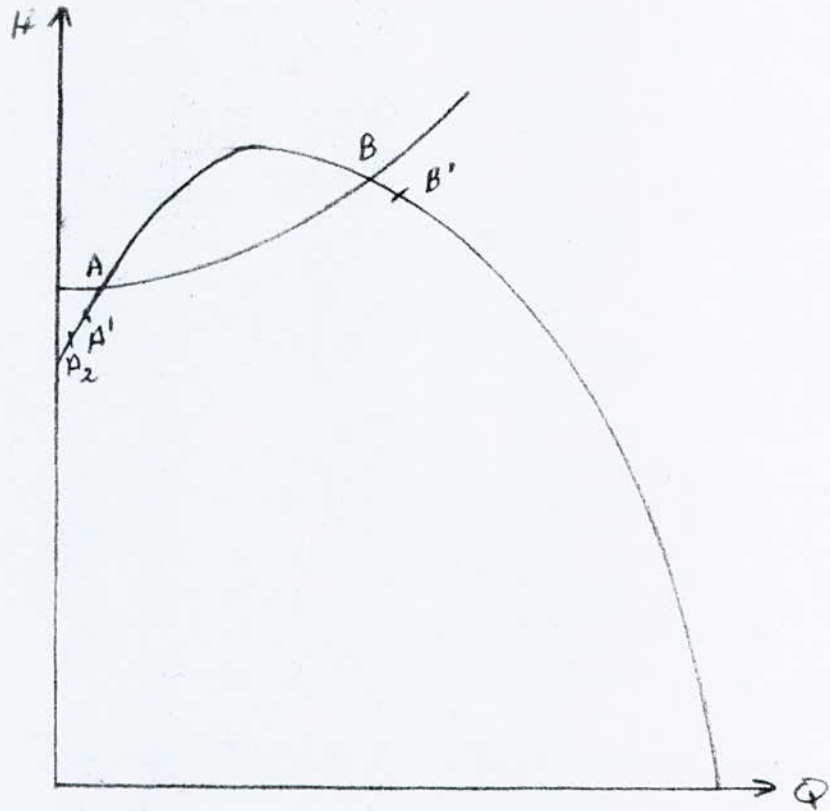


fig 11.3 . Stabilité de point de fonctionnement

Si à partir de  $A_1$ , le même phénomène se produit ; le point de fonctionnement vient en  $A_1$ , et le débit devient plus faible, ce qui contribue à faire baisser le niveau du réservoir.

Le point de fonctionnement vient en  $A_2$  dans les instants suivants et, il s'éloigne de A, donc le fonctionnement en A est instable.

On remarquera que l'existence d'un point d'équilibre instable, implique deux conditions, l'une liée à la pompe, l'autre au circuit, soit :

- la pompe doit avoir une caractéristique avec une partie ascendante
- le circuit doit avoir une caractéristique résistante définissant deux points de fonctionnement possible, ou ce qui revient au même à débit nul, la caractéristique résistante du circuit doit être supérieure à la caractéristique de la pompe.

## CHAPITRE III .

### DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

#### III.1 Schéma

##### III.1.1 Nomenclature

#### III.2 Description et fonctionnement

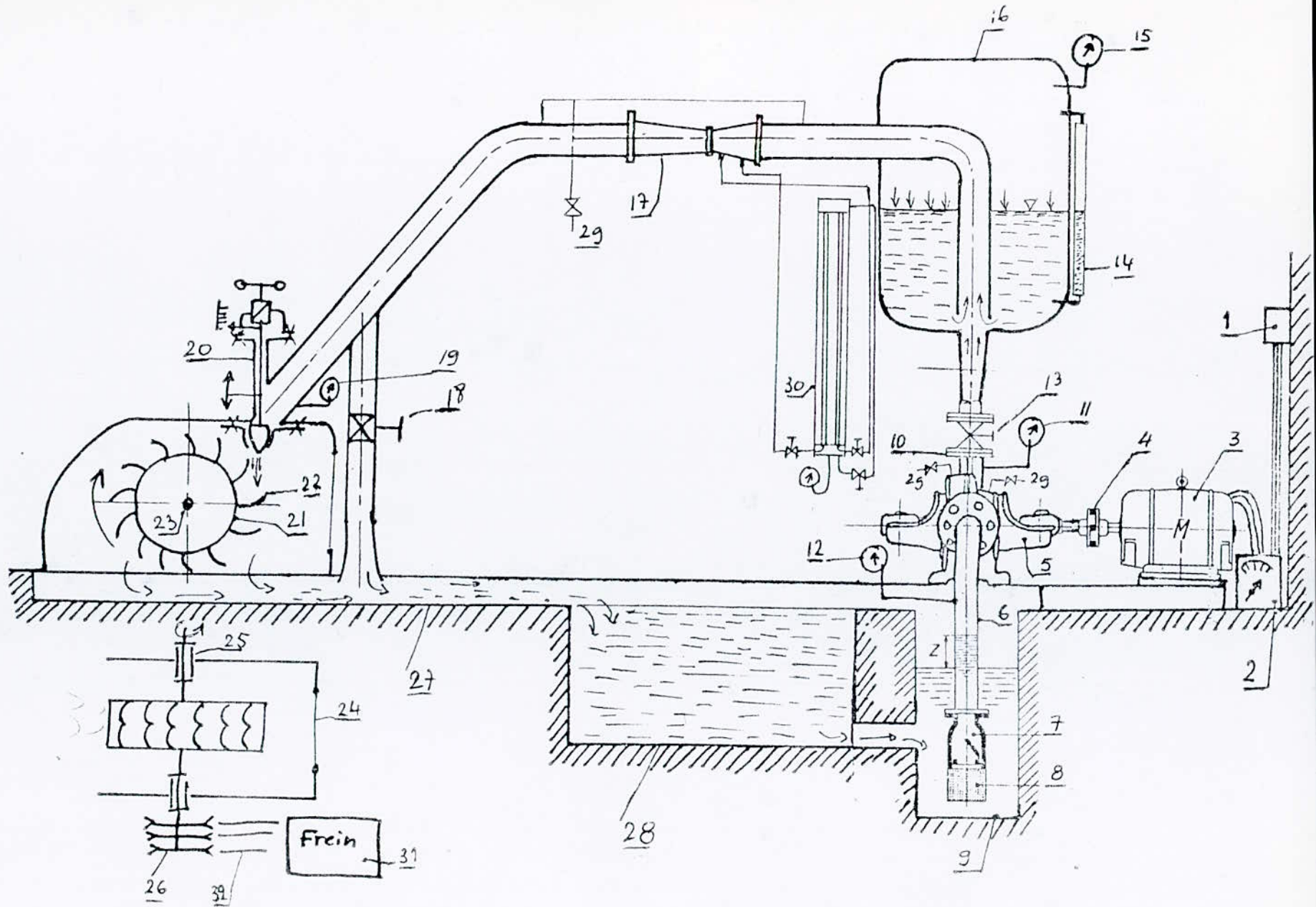
##### III.2.1 Turbine Pelton

##### III.2.2 Pompe centrifuge

##### III.2.3 Citerne avec coussin d'air

##### III.2.4 Venturi et tube manométrique





III.1 Schéma

## III.1.1 Nomenclature

- 1- Alimentation en courant électrique
- 2- Rhéostat de démarrage
- 3- Moteur électrique asynchrone triphasé
- 4- Accouplement élastique
- 5- Pompe centrifuge
- 6- Conduite d'aspiration
- 7- Caplet de pied
- 8- Crépine
- 9- Chambre de pompage
- 10- Conduite de refoulement
- 11- Manomètre de refoulement
- 12- Manomètre d'aspiration
- 13- Vanne de décharge
- 14- Niveau mètre
- 15- Manomètre de la citerne
- 16- Citerne avec coussin d'air
- 17- Venturi
- 18- Vanne de dérivation
- 19- Manomètre d'entrée de la turbine
- 20- Injecteur ( pointeau )
- 21- Roue Pelton
- 22- Augets
- 23- Arbre de la roue
- 24- Fenêtre de visualisation
- 25- Paliers
- 26- Poulie multigorges
- 27- Canal de fuite
- 28- Chambre de tranquillisation de l'eau

- 27- Canal de fuite
- 28- Chambre de tranquillisation de l'eau
- 29- Purge d'air
- 30- Tube manométrique pour le venturi
- 31- Courroies trapeoidales



### III.2. Description et fonctionnement

#### III.2.1. Turbine Pelton

La machine comporte une seule roue à un seul jet, avec un axe horizontal. L'énergie à l'entrée de la turbine est transformée entièrement en énergie cinétique dans le distributeur, l'eau sort de l'injecteur à la pression atmosphérique sous forme de veine libre.

L'admission de l'eau est assurée par une buse, placée dans le plan de la roue, directement à la sortie de la conduite d'amenée d'eau.

Le jet de cette tuyère est tangent au cercle moyen des aubes.

Le réglage du débit s'effectue manuellement par le système vis-écrou, par le déplacement de l'aiguille dans l'injecteur, de manière à réduire la section de sortie de la buse.

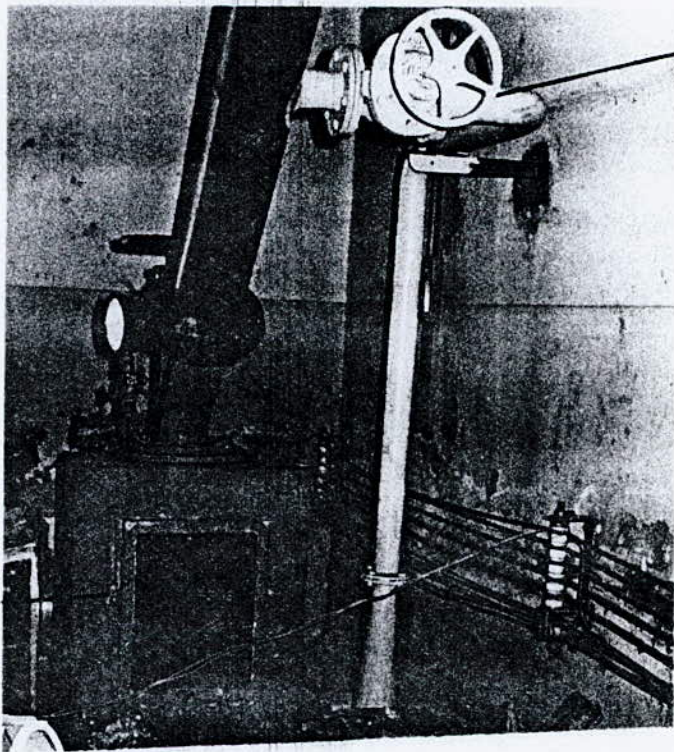
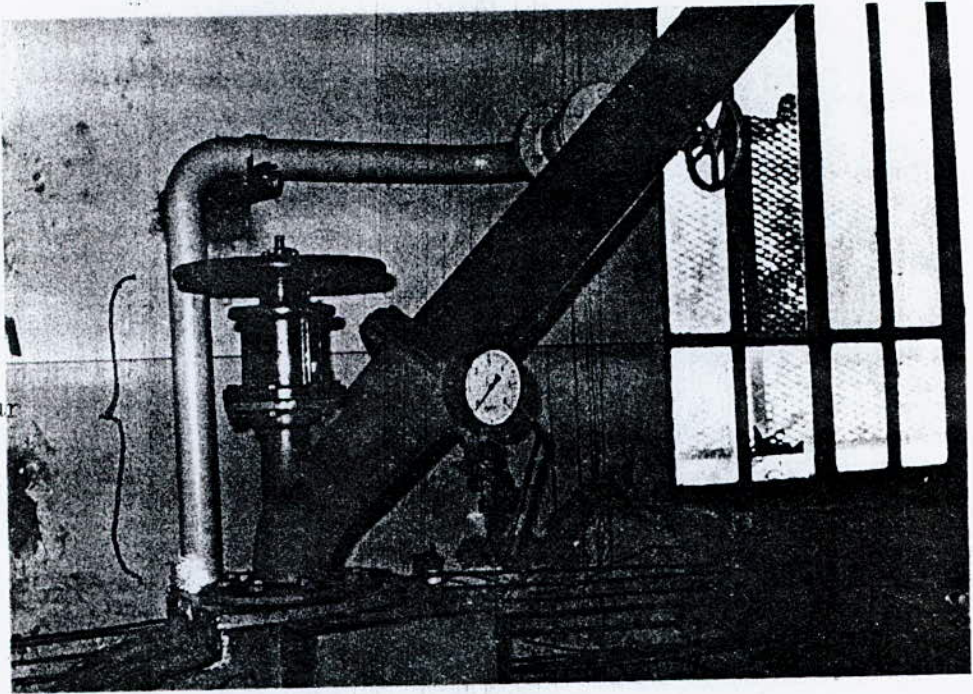
La roue porte 16 augets rapportés en forme de deux cuillères symétriques par rapport à une arête centrale placée dans le plan de symétrie du jet. Ces cuillères dévient le jet du plan de la roue et après son travail dans les augets, l'eau n'a plus qu'une vitesse restante relativement faible qui est évacuée dans le bache qui, enveloppe l'ensemble.

#### III.2.2. Pompe centrifuge (type PFP 32)

C'est une pompe horizontale, à un étage, avec une roue centrifuge à deux ouïes opposées, assurant la symétrie de l'afflux du liquide dans la roue, de cet effet la poussée axiale est presque entièrement équilibrée.

La roue est clavetée sur l'arbre, et serrée par un collet dont il est à son tour serrée par un écrou cylindrique. Le mobil soutenu par deux paliers convenablement lubrifiés.

Distributeur



Vanne de  
dérivation

FigIII.1

Turbine Pelton



Le corps de la pompe comporte une conduite d'aspiration à entrée latérale, dirigée dans le sens horizontal, et une volute de refoulement avec patte de fixation.

Cette pompe est montée symétriquement sur le fond et, la volute par deux paliers à coussinets lisses identiques.

La pompe porte comme accessoires une crépine, montée à l'origine de la tuyauterie d'aspiration, empêchant l'irruption dans la pompe, à l'intérieur de la crépine, il y a un clapet de pied qui facilite l'amorçage, en retenant l'eau dans la conduite d'aspiration et, dans la pompe.

Une vanne de décharge montée directement sur la bride de refoulement, elle permet de régler le débit de la pompe.

Cette pompe est commandée par un moteur électrique triphasé asynchrone, par accouplement direct.

### III.2.3. Citerne avec coussin d'air

Son rôle est de régulariser la pression dans la conduite en aval de la pompe

### III.2.4. Vanne de dérivation

Son rôle est d'adapter la pompe qui travaille dans une zone déterminée.

### III.2.4. Venturi et tube manométrique

Le venturi mesure le débit dans les conduites forcées, il est composé d'un convergent et d'un divergent coniques. C'est un système déprimogène, car il engendre une dépression du liquide. En mesurant cette dépression à l'aide d'un tube manométrique (différentiel), il s'en déduit le débit fourni par la pompe.

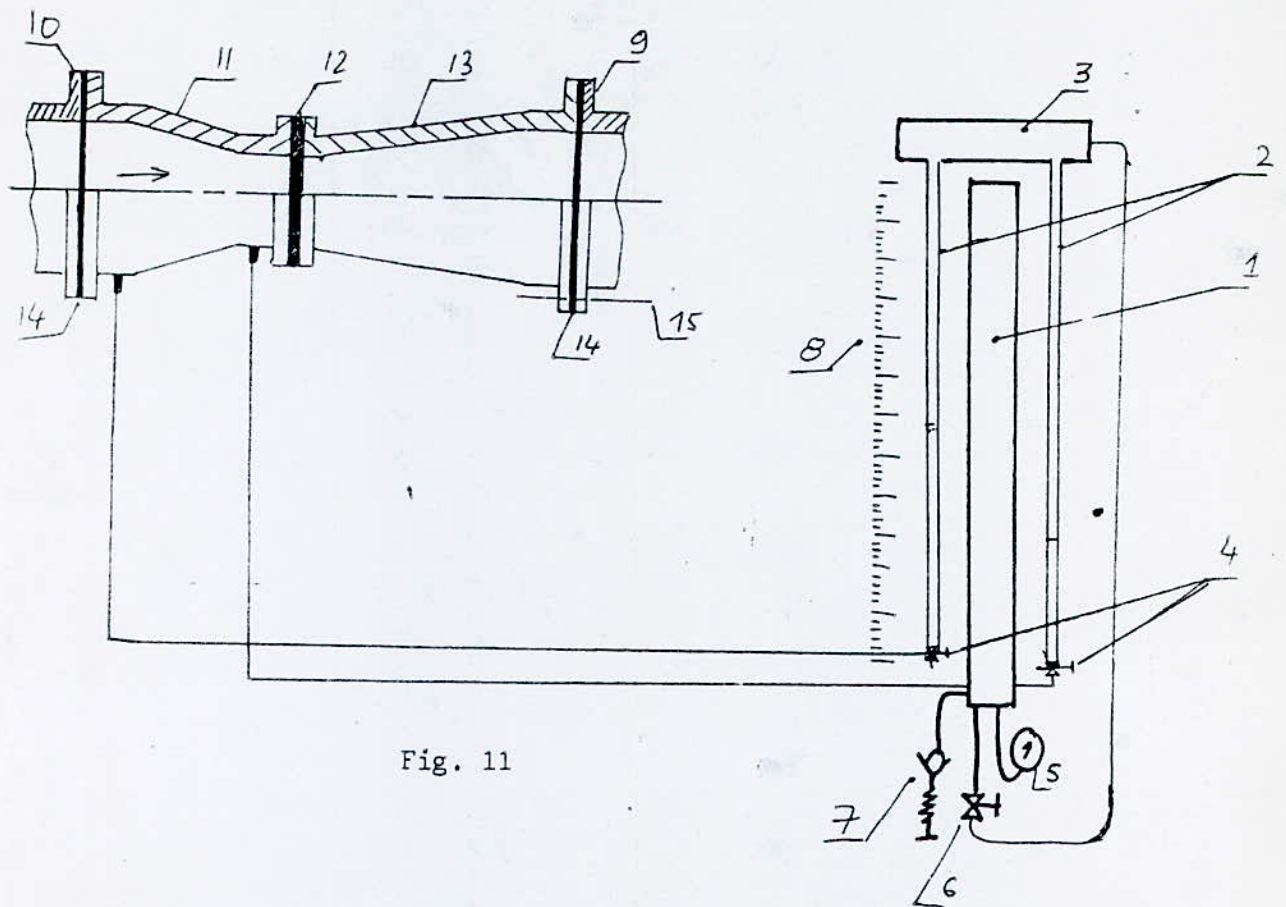


Fig. 11

- 1 - Tube d'air comprimé
- 2 - Tube en verre
- 3 - Réservoir de communication
- 4 - Robinets à 2 voies
- 5 - Manomètre
- 6 - Robinet d'air comprimé
- 7 - Valve de remplissage
- 8 - Règle graduée, de lecture
- 9 - Conduite en aval du venturi
- 10 - Joint d'étanchéité
- 11- Tube conique convergent (entrée)
- 12- Joint d'étanchéité spécial
- 13- Tube conique divergent (sortie)
- 14- Joint d'étanchéité
- 15- Boulons d'assemblage.



## CHAPITRE IV

### MESURE DE LA PUISSANCE

- IV.1 Généralités sur les freins
- IV.2 Types de freins
- IV.3 Choix du frein pour la turbine Pelton
- IV.4 Description du dynamo-frein
- IV.5 Caractéristiques du dynamo-frein
- IV.6 Mode d'accouplement
- IV.7 Mesure de la vitesse de rotation
- IV.8 Travaux effectués

## MESURE DE LA PUISSANCE

### IV.1. Généralité sur les frein

Les freins sont des appareils destinés à absorber l'énergie mécanique développée par un moteur et ,ils donnent également un moyen pour mesurer le couple dévelommé par ce moteur .

Le principe de ces appariels est le frein de **Brony** , qui est constitué par deux sabots en bois , embrassant une poulie .

Ils sont reliés par des tiges de fer filttées, et des écrous qui permettent de les serrer plus ou moins fortement contre la poulie (figIV.1) .

L'un de ces sabots porte un prolongement à l'extrimitéduquelle est fixé " un plateau de balance . Cet appariel est équilibré par adjonction d'un contre -poids réglable , de telle façon que son centre de gravite soit sur la vertical passant par le centre de la poulie , en potision d'équilibre le bras de levier est horizontal .

Imaginons que les sabots auant été désserrés , on met le moteur en marche , puis on serre convenablement .

La poulie tournante , tend à entrainer le frein dans le même sens ,on place dans les plateaux ,des poids ,jusqu'àla rétablissement de l'horizontal du frein .

Dans ces conditions , le couple developpé sur la poulie du moteur est équilibré par le couple produit par les poids .

Le couple appliqué au frein , par suite le couple développé sur la poulie , est égal à :

$$C \text{ (N.m) } = G \text{ (N) } \cdot l \text{ (m) } \quad ; \quad G : \text{ valeur du poids d'équilibrage}$$

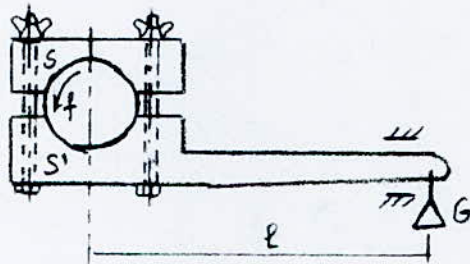
$$l : \text{ longueur du bras du frein}$$

La puissance du moteur est donnée par :

$$P = C \omega = \frac{2\pi G \cdot l \cdot N}{60} = \frac{\pi \cdot N \cdot G \cdot l}{30} \quad ; \quad N: \text{ tr/min}$$

$$C: \text{ N m}$$

Cette puissance est toute entière transformée en chaleur , dû aux frottements de la poulie sur le sabot du frein .



#### IV.2. Types de freins

Les différents types de freins qui fonctionnent suivant le même principe de Prony sont :

- frein mécanique
- frein hydraulique
- frein électrique

#### IV.3. Choix du frein pour la turbine Pelton

Dans notre laboratoire ( labo-moteur ) , on a trouvé un frein électrique , type dynamo -frein , totalement abandonné , et après plusieurs observations faites , on a constaté que ce frein peut être destiné pour faire les essais sur notre turbine , et cela pour des différentes raisons citées ci-dessous:

- L'axe de la turbine et l'axe de la machine coïncident
- Le système de fixation du frein coïncide avec celui de la turbine
- Le mode de couplage est le même (par courroie)
- On a trouvé les courroies dans notre laboratoire .

#### IV.4. Description du dynamo - frein

Le frein est composé de deux génératrices identiques à courant continu, peuvent être couplées en parallèle .

Les carcasses des deux machines sont liées entre et oscillent sur deux paliers ( les axes des deux génératrices et , l'axe des paliers se trouvent dans le même plan ) , pendant l'essai , l'axe de la turbine est relié à l'axe des paliers .

La partie oscillante équilibrée porte un levier dont l'extrémité est équipée d' un plateau destiné à recevoir les poids d'équilibrage du poulpe .

Lorsque les génératrices sont entraînées par la turbine à essayer , et , qu'elle débitent le courant qu'elle produisent , sur une résistance d'absorption , refroidie par un ventilateur .

La carcasse oscillante , de l'ensemble des deux génératrices , tend à tourner sous l'influence du couple électromagnétique , qui est précisément égal à celui de l'arbre moteur .

On fait varier le couple de freinage exercé par la dynamo-frein , en agissant sur la puissance électrique fournie ( action sur l'excitation et sur le récepteur ) ; cela équivaut à serrer plus ou moins les mâchoires du frein de Prony .

La machine fonctionne en génératrice à excitation indépendante , ce-ci pour éliminer les problème d'amorçage .Cela nécessite une source de courant continu qui n'est pas disponible dans notre laboratoire .



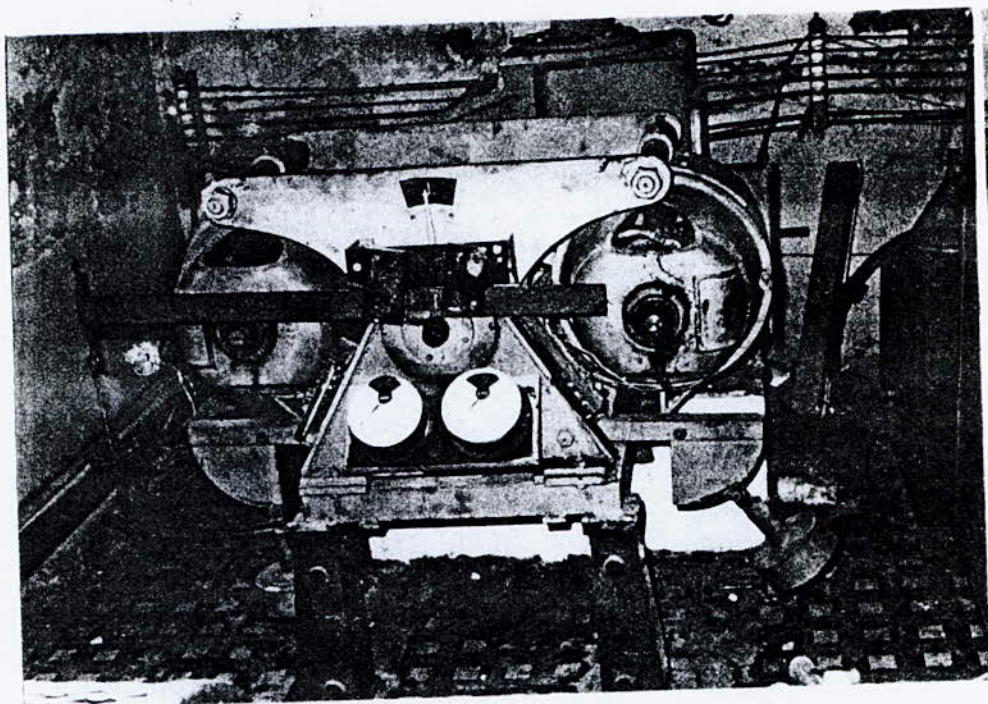


Fig. 11.1. dynamo frein

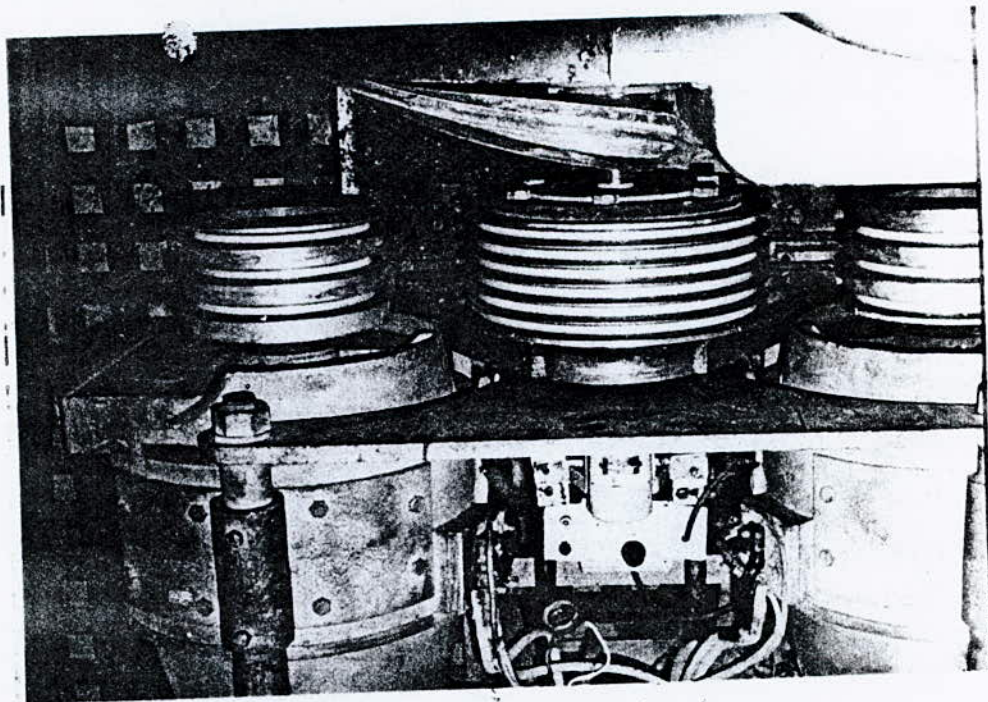


Fig. 11.2 Accouplement de la turbine avec  
le dynamo frein

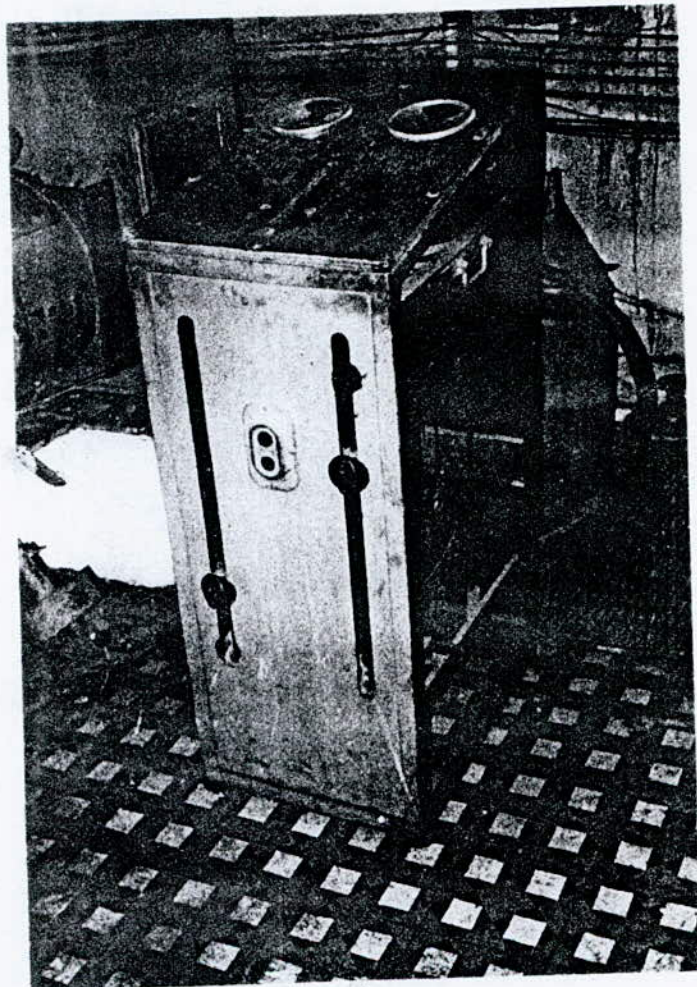


Fig. 14-3

Cellulose dextatation



Pour cela , j'ai utilisé un pont redresseur et un transformateur abaisseur.

La cellule d'excitation comporte :

- un rhéostat de champ : pour faire varier le courant d'excitation dans l'enroulement inducteur .
- Potentiomètre pour régler la tention au bornes de l'inducteur .

Le réglage du courant et de la tention , se fait par déplacement des deux curseurs.

#### IV.5. Caractéristiques du dynamo-frein

Les caractéristiques de chaque génératrice du dynamo-frein , sont données par le constructeur :

- puissance = 8 KW
- vitesse max = 1500tr/min
- courant max = 90 A
- tention max = 120 V

#### IV.6. Mode d'accouplement

L'accouplement de la turbine avec le dynamo-frein est assuré par six courroies trapézoïdes .

La poulie sur l'arbre de la turbine comporte six gorges , cependant chaque génératrice a une poulie de trois gorges sur son arbre .

La poulie de la turbine se trouve entre les deux poulies des deux génératrices , et dans le même plan , de telle façon que les courroies sont montées alternativement entre la turbine et les deux génératrices .

Signalons enfin que le diamètre de la poulie sur l'arbre de la turbine est le double du diamètre de la poulie sur l'arbre de chaque génératrice.

#### IV.7. Mesure de la vitesse de rotation

pour mesurer la puissance de la turbine , il est indispensable de connaître la vitesse de rotation de l'arbre de celle-ci .

La vitesse de rotation de l'arbre de la turbine peut être mesurer au moyen d'un compte + tours ,et d'un chronographe , ce qui permet de déterminer la vitesse de rotation moyenne pendant la durée de mesure .

La mesure directe de la vitesse de rotation s'effectue au moyen du tachymètre mécanique ,et électrique .

Pour notre turbine on utilise un tachymètre électrique (qui existe au labo-moteur ) , qui est appliqué directement sur l'arbre de la turbine .

Par l'intermédiaire d'un voltmètre , on peut lire la vitesse de rotation .

La constante du tachymètre est égale à :

$$a = 0,06 \text{ V.tr}$$

donc :  $N (\text{tr/min}) = a . v$

ou  $v$  : tention lue sur le voltmètre

#### IV.8. Travaux effectués

Avant de citer les travaux effectués , je signale que ce travail m'a pris la plus part du temps du semestre ,car je n'avais ni catalogue , ni notice, ni documents ,concernant l'utilisation de ce dynamofrein .

a- aux niveaux des génératrices

- nettoyage , gréssage des paliers
- changement et isolation des cables électriques
- vérification des bobines ( induit , inducteur )
- accouplement du dynamo-frein avec la turbine



## b- cellule d'excitation

- nettoyage
- vérification des cables
- montages électriques avec le dynamo-frein

## c- alimentation du dynamo-frein

- j'ai trouvé une difficultés serieuses pour l'alimentation électrique de la machine, car elle fonctionne en génératrice à excitation indépendante , ceci pour éliminer les problèmes d'amorssage, ce qui nécessite une source de courant continu , qui n'est pas disponible dans le laboratoire.

pour cela , j'ai utilisé un pont redresseur dans le but de transformer entièrement le courant alternatif , en courant continu, et un transformateur abaisseur , car la machine ne peut suppoter une tention élevée, pour cela j'ai fait des essais sur l'ensemble afin de determiner la tension de mandée qui est égale à 24Volts

## d- résistance d'absorption

Le dynamo-frein a besoin d'une résistance d'absorption, pour que les génératrices fonctionne en charge , or que cette résistance n'exciste plus , j'étais obligé de la constuire avec des fils de résistances de chauffage , de telle manière qu'elle absorbe une puissance de 10 KW au maximum ; cette puissance peut être varier en utilisant des interrupteurs .

## e- tachymètre électrique

- nettoyage
- vérification de la bobine
- accouplement avec l'arbre de turbine .

## CHAPITRE V

### ESSAIS PRELIMINAIRES ET PLAGE DE FONCTIONNEMENT

- V.1 Introduction
- V.2 Detection des pannes
- V.3 Travaux effectués
- V.4 Mesure du débit fourni par la pompe
- V.5 Caractéristique de la pompe
- V.6 Réglage de la pompe
- V.7 Determination du plage de fonctionnement
- V.8 Essais préliminaires sur le frein

## ESSAIS PRELIMINAIRES ET PLAGE DE FONCTIONNEMENT

### V.1. Introduction

Le banc a été mis en marche le semestre passé , mais, il lui manquait quelques détails , pour cela on été ramené à faire des essais préliminaires qui ont pour but de

- détecter les pannes dans le banc et , les réparer
- déterminer les caractéristiques de la pompe
- déterminer la plage de fonctionnement du banc à l'aide des caractéristiques de la pompe et , du frein .

### V.2. Détection des pannes

En mettant la en marche après avoir fermé l'injecteur de la turbine , et, en faisant varier le débit fourni par celle-ci , en agissant sur la vanne de dérivation ; on remarque les phénomènes suivant :

1 - le manomètre d'aspiration de la pompe indique la valeur de de - 250 mmHg , quand la pression dans la citerne est inférieure à 1 bar . Si on augmente la pression dans la citerne jusqu'à 1,5 bars , le manomètre d'aspiration garde l'ancienne valeur pour quelques instants puis chute brusquement à - 500 mmHg.

A ce moment le débit fourni par la pompe devient négatif , ce qui entraîne une forte augmentation de l'indication du manomètre d'aspiration vers

la valeur zéro .

Durant cette dernière période on entend des vibrations sonores , qui durent jusqu'à la décharge complète de la citerne . En fin la pompe tourne à vide.

2 - on ne peut lire aucune indication sur le manomètre différentiel (venturi) , à cause du mouvement aléatoire du niveau d'eau .

3 - des fuites remarquables , au niveau de la capote de la turbine .

4- le manomètre à l'amont de l'injecteur ne fonctionne pas.

### V.3 Travaux effectués

#### V.3.1. Aux niveaux des appareils de mesures

- démontage de tout les manomètres
- changement du manomètre d'aspiration de la pompe
- étalonnage des autres manomètres
- débouchement de la prise de pression à l'amont de l'injecteur ;
- manomètre différentiel (venturi) : j'ai passé beaucoup de temps en essayant de la réparer , mais , sans avoir de bonnes résultats , alors j'étais obligé de la changer par un autre en mercure .

#### V.3.2. Au niveau de la pompe

J'ai constaté que le phénomène déjà observé sur la pompe , est dû aux causes suivantes :

- bouchonnement de la crépine et de la conduite d'aspiration .
- la pompe aspire de l'air aux niveaux des presse-étroups .

Pour résoudre ces problèmes , j'ai effectué les travaux suivants :

- nettoyage de la chambre de pompage de tous corps étrangé .
- démontage difficile de la conduite d'aspiration et , , de la



- démontage difficile de la conduite d'aspiration et , de la crépine qui se trouve dans la chambre de pompage
- remontage (après nettoyage) de la conduite d'aspiration et , de la crépine
- remplissage de la chambre de pompage
- démontage des presses -étroupes et, assurance d'étanchet

#### V.4 Mesure du débit fourni par la pompe

On utilise un venturi pour mesurer le débit dans les conduites forcées. Il est composé d'un convergent et , d'un divergent coniques . C'est un système déprimogène , car il engendre une dépression du liquide .

En mesurant cette dépression , on déduit le débit fourni par la pompe .

Appliquons le théorème de Bernoulli entre les deux sections AB et , CD, il vient , en affectant l'indice 0 , les quantités relatives à AB et , l'indice 1 pour CD :

$$Z_0 + P_0/\bar{\omega} + V_0^2/2g = Z_1 + P_1/\bar{\omega} + V_1^2/2g$$

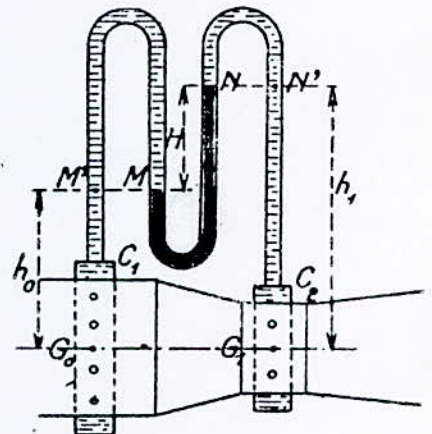
L'axe del'appariel est horizontal , par suite :

$$Z_0 = Z_1$$

D'autre part :

$$V_0 = Q/S_0 \quad ; \quad \text{et} \quad V_1 = Q/S_1$$

$$\text{donc : } (P_0 - P_1)/\bar{\omega} = \frac{Q^2}{2g} \cdot \left( \frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_0^2} \right)$$



en appellant H la dépression  $(P_0 - P_1)/\bar{\omega}$ , exprimée en hauteur d'eau

$$Q = k \cdot (\Delta h)^{1/2}$$

$$\text{ou } k = \left[ \frac{29}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 - 1} \right]^{1/2} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}$$

A.N.  $d_0 = 150 \text{ mm}$ .

$$d_1 = 82 \text{ mm.}$$

donc,  $Q = 0,0511 (\Delta h)^{1/2}$ .  $\Delta h$ : mètre,

et  $\Delta h$  est exprimée en hauteur d'eau et,  $\Delta H$ , lue sur le différentiel en hauteur de mercure.

On peut établir la relation entre les deux hauteurs en écrivant :

$$P_M = P_N + \bar{\omega}_m \Delta H \quad ; \quad \bar{\omega}_m : \text{ poids volumique du mercure}$$

mais,  $P_M = P_{M'} = P_0 - \bar{\omega} h_0$

et,  $P_N = P_{N'} = P_1 - \bar{\omega} h_1 = P_1 - (h_0 + \Delta H)$

IL en résulte:

$$P_0 - \bar{\omega} h_0 = P_1 - \bar{\omega} h_0 - \bar{\omega} \Delta H + \omega_m \Delta H$$

$$\text{ou } \frac{P_0 - P_1}{\bar{\omega}} = \Delta H \left( \frac{\omega_m}{\bar{\omega}} - 1 \right)$$

$$\text{et, comme } \frac{\omega_m}{\bar{\omega}} = 13,6 \quad ; \quad \Delta h = 12,6 \Delta H.$$

$$\text{Donc } Q \text{ (m}^3/\text{s)} = 0,1814 \cdot (\Delta H \text{ (m)})^{1/2}.$$

### V.5 Caractéristique de la pompe

On peut déterminer la caractéristique de la pompe  $H=f(Q)$ , à vitesse nominale, en agissant sur la vanne de dérivation pour faire varier le débit de la pompe (injecteur de la turbine étant fermé).

Le débit fourni par la pompe est mesuré à l'aide d'une tuyère de venturi et d'un différentiel ; la hauteur d'élévation lue directement sur le manomètre de la citerne.

les résultats obtenus sont rangés dans le tableau ci dessous :

H(m)	7,5	12,5	15,5	19	25	27	28,5	29
$\Delta H$ (mm)	77	70	65	61	47	44	41	34
$Q$ (m <sup>3</sup> /h)	181,2	172,7	166,49	161	142	137	132	120,4

La courbe  $H=f(Q)$  est parabolique, la partie achurée est la zone de stabilité de la pompe à la vitesse de rotation  $N_n = 1450 \text{tr/min}$ , la hauteur d'élévation maximale est  $H = 30 \text{ m}$ .

Si on ferme la vanne de dérivation, la pompe refoule l'eau directement dans la citerne à coussin d'air, et le débit dans le circuit est nul.

Lorsque la hauteur sera égale à  $30 \text{ m}$ , on remarque que la pompe perd son équilibre et fonctionne dans la zone d'instabilité.



# Caractéristique de la pompe

$$H = f(Q)$$

Echelle :  $\begin{matrix} \uparrow 2m \\ \rightarrow 4 m^3/h \end{matrix}$

$\uparrow H(m)$

30

20

10

120

140

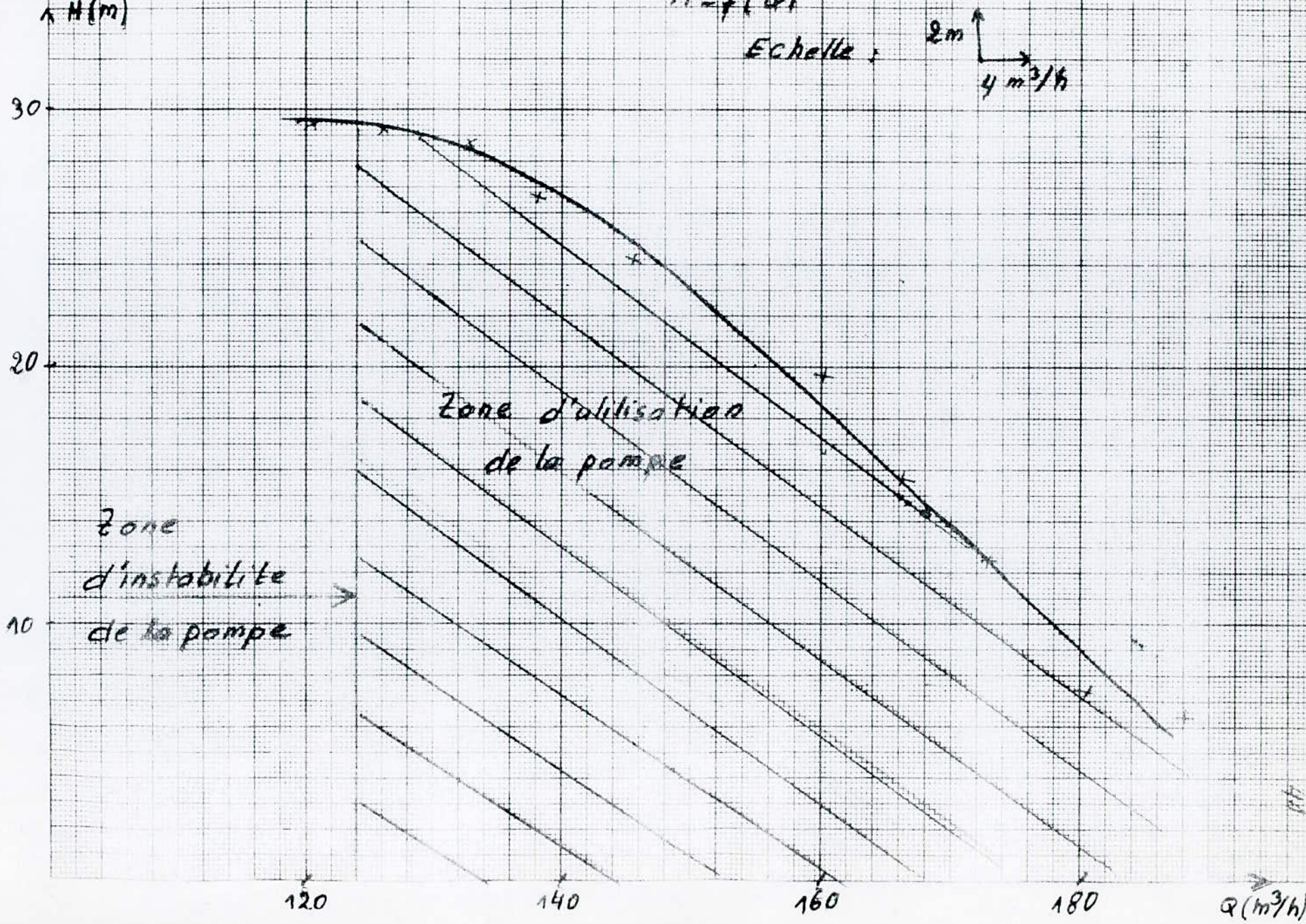
160

180

$\rightarrow Q(m^3/h)$

Zone d'altération de la pompe

Zone d'instabilité de la pompe





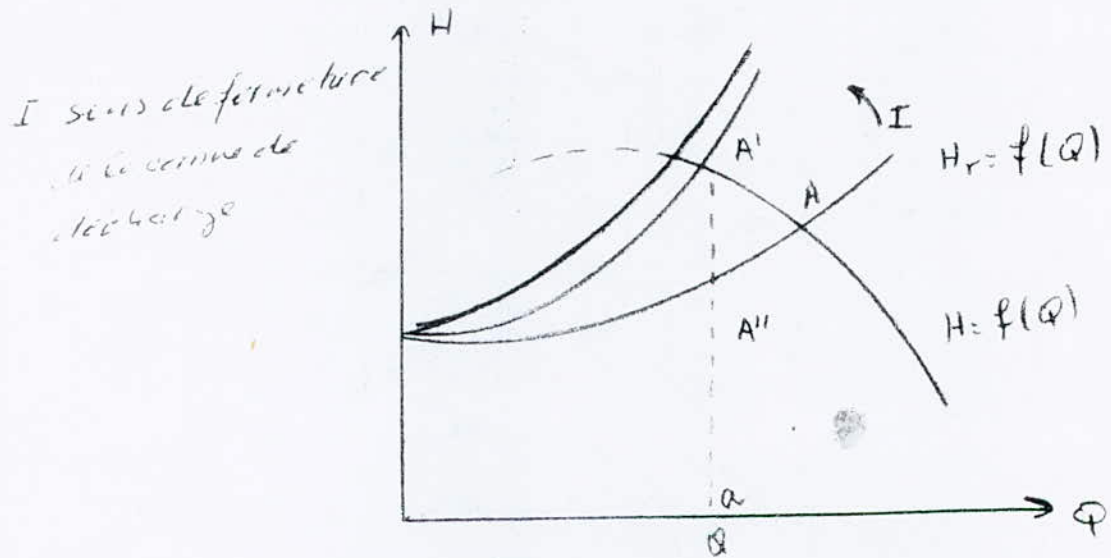


Fig 5 1 réglage de la pompe

## V.6. Réglage de la pompe

Le réglage de la pompe consiste à adapter son débit à la valeur demandée dans le circuit, en gardant un fonctionnement stable.

Le réglage du débit peut se faire par action hydraulique sur la vanne de décharge, qui permet de créer un laminage amenant le point de fonctionnement de A en A'', au débit réduit Q'. La hauteur utile aA' fournie par la pompe est divisée en deux parties:

- aA' : la hauteur qui assure la circulation du débit Q' dans le circuit
- A''A' : la hauteur qui correspond à la perte par étranglement dans la vanne de décharge.

## V.7. Détermination du plage de fonctionnement à l'aide des caractéristiques du frein

La vitesse de rotation du frein est donnée par le constructeur, elle égale à 1500 tr/min, cette vitesse correspond à celle de rotation de la turbine qui est égale à 750 tr/min, pour cela, on ne peut pas dépasser cette valeur pendant les essais sur la turbine.

La chute maximale est déterminée à la vitesse maximale de rotation, on a

$$U = D_p \cdot N_{emb} / 60 ; \text{ et } U/C_1 = 1 ; D_p : \text{diamètre Pelton} = 442 \text{ mm}$$

ou  $N_{emb}$  : vitesse d'emballlement, c'est la vitesse maximale de la turbine  
d'où

$$C_1 = D_p \cdot N_{emb} / 60 ; \text{ A.N. } C_1 = 17,36 \text{ m/s}$$

$$\text{or } C_1 = \varphi (2gH)^{1/2} \quad \text{donc } ; H = (C_1 / \varphi)^2 \cdot 1/2g$$

ou  $\varphi$  : coefficient de vitesse = 0,97



Donc :  $H_{\max} = 16,32 \text{ m}$  , à l'essai  $H_{\max} = 19 \text{ m}$

#### V.8. Essais préliminaires sur le frein

On remarque pendant le fonctionnement à charge maximale de la turbine que , le courant fourni par le dynamo-frein est de l'ordre de quelques milli-ampères , et la tension est de l'ordre de 2 volts, c'est-à-dire que toute la puissance fournie par la turbine est utilisée pour éliminer les pertes de frottements , et de ventilations dans le dynamo-frein . A cause de cet effet on n'a pas besoin de la résistance de charge , et on varie le couple exercé sur la turbine par la cellule d'excitation donc, le dynamo-frein travaille comme un frein mécanique .

CHAPITRE VI .

ESSAIS SUR LA TURBINE

- VI.1 But des essais
- VI.2 Préparation des essais
- VI.3 Principe des essais
- VI.4 Calculs
- VI.5 Tableaux
- VI.6 Interprétation des courbes

## ESSAIS SUR LA TURBINE

### VI.1. But des essais

Il s'agit d'établir expérimentalement les caractéristiques de la turbine Pelton . Pour faire cela , aux six ouvertures de l'injecteur , on tracera les courbes de la puissance , du couple , et , du rendement en fonction de la vitesse de rotation .

A partir de ces courbes de puissances , qui correspondent aux différentes ouvertures , on déduit les courbes d'égaux rendements , qui s'appellent courbes en colline de la machine .

### VI.2. Préparation des essais

- mettre en service la pompe centrifuge, après avoir fermé l'injecteur .
- vérifier que le frein électrique est en ordre de marche .
- ouvrir légèrement le distributeur , durant quelques minutes , à l'aide du volant de commande , afin d'évacuer l'air contenu dans la conduite d'amenée . refermer le distributeur .
- purger le manomètre à l'amont de l'injecteur .
- purger le venturi .



### VI.3. Principe des essais

#### VI.3.1. Turbine à vide

- démonter les courroies qui couplent la turbine avec le frein .
- ouvrir l'injecteur d'une ouverture donnée sur le curseur .  
règler la vanne de décharge afin d'obtenir la chute désirée  
(1,7 bars sur le manomètre de pression à l'amont de l'injecteur),  
la vanne de dérivation étant fermée .
- mesurer :
  - $v$  : la tension sur le voltmètre du tachymètre .
  - $H$  : la lecture du manomètre différentiel .

Ces conditions correspondent au fonctionnement à vide de la turbine ,  
pour une ouverture donnée .

VI.3.2. Répéter les mêmes opérations et, mesurer pour différentes ouvertures  
de l'injecteur , en agissant , pour chaque ouverture , sur la vanne de  
décharge afin d'opérer à chute constante sur la turbine .

#### VI.3.3. Turbine chargée

- monter les courroies qui couplent la turbine avec le frein .
- ouvrir l'injecteur d'une ouverture donnée . Régler la vanne de  
décharge afin d'avoir la chute désirée . La vanne de dérivation  
étant fermée .
- pour une charge donnée de la turbine , équilibrer le frein en  
disposant des poids  $G$  dans le plateau jusqu'à la réalisation de  
l'équilibre du bras .

- pour chaque valeur du couple , mesurer :
  - $G$  : le poids qui assure l'équilibre du frein .
  - $v$  : la tension sur le voltmètre du tachymètre .
  - $\Delta H$ : la lecture du manomètre différentiel - constante pour une ouverture donnée - .

VI.3.4. Répéter les opérations - citée dans le paragraphe VI.3.1 - et mesurer pour différentes ouvertures de l'injecteur , en agissant , pour chaque ouverture , sur la vanne de décharge afin d'opérer à chute constante .

Remarque :

On ne travaille pas sur la chute nominale dans les essais , car , le frein ne supporte que la vitesse de 750 tr/min de la turbine .

## VI.4. Calculs

Pour chaque ouverture de l'injecteur , et , pour chaque point d'essai , on calcule :

- 1 - le débit  $Q$  , en fonction de la lecture faite au manomètre différentiel :

$$Q \text{ (l/s)} = 181,4 (\Delta H \text{ (m)})^{1/2} .$$

- 2 - la chute sur la turbine est la somme :

- de la valeur lue sur le manomètre de pression à l'amont de l'injecteur , après sa transformation en mètre d'eau :

$$H \text{ (m)} = 1,02 \cdot 10^5 \cdot P \text{ (bar)} / \dots ; P = 1,7 \text{ (bar)}$$

$H$  ( constante pour chaque ouverture et charge ) = 17,676 m .

- de  $V^2/2g$  ; dans la conduite d'amenée à la gauche de la prise du manomètre à l'amont de l'injecteur :

$$V \text{ (m/s)} = Q \text{ (m}^3\text{/s)} / S \text{ (m}^2\text{)} = 4 Q / d^2$$

$d$  (diamètre de la conduite d'amenée) = 150 mm .

$$V/2g = 163,2 Q \text{ (m}^3\text{/s)}$$

- de la différence de côte entre la prise du manomètre et l'axe de la roue :

$$Z = 400 \text{ mm}$$

d'ou la chute nette sur la turbine :

$$H_n = (P/\rho g) + (V^2/2g) + Z$$



3- le couple :

$$C \text{ (N.m)} = G \text{ (Kg)} \cdot g \cdot l \text{ (m)} .$$

l : la longueur du bras du levier du frein = 0,625 m .

4- la vitesse de rotation :

$$N \text{ (tr/min)} = a \text{ (V.tr/min)} \cdot v \text{ (Volt)} .$$

a (constante du tachymètre) = 0,06 V.tr/min .

5- la puissance :

$$P \text{ (W)} = C \text{ (N.m)} \cdot \omega \text{ (rd/s)} \quad ; \quad \omega = \pi N \text{ (tr/min)} / 30$$

6- le rendement :

$$\frac{C \text{ (N.m)} \cdot \omega \text{ (rd/s)}}{H \text{ (m)} \cdot Q \text{ (m}^3\text{/s)}}$$

Toutes les mesures sont consignées dans les tableaux suivants

VI.5.

Ouverture : 9 .  $\Delta H = 1,4 \text{ cm}$ .  $H = 18,151 \text{ m}$  .  $Q = 0,021462 \text{ m}^3/\text{s}$  .

M (Kg )	N (tr/min)	(rd/s )	C (N.m)	P (W )	
0,85	600	2,82	5,21	327,45	8,57
2	510	53,40	12,26	654,9	17,14
2,3	430	45,03	14,1	635	16,62
2,95	340	35,6	18,09	643,99	16,85
3,5	260	27,23	21,46	584,28	15,29
4,2	190	19,90	25,75	512,37	13,41
4,5	72	7,54	27,59	203,03	5,44

VI. . Ouverture = 17 .  $\Delta H$  = 2,9 . H = 18,231 m. Q = 0,030889 m<sup>3</sup>/s .

M (Kg)	N (tr/min)	(rd/s)	C (N.m)	P (W)	
1,5	640	67,02	9,196	616,38	11,16
2,85	590	61,78	17,47	1079,63	19,542
4,15	500	52,36	25,44	1332,28	24,12
5,35	360	37,69	32,80	1236,61	22,38
6	230	24,09	40,47	974,65	17,64
7,1	160	16,76	43,53	729,4	13,2
7,3	130	13,61	44,75	609,32	11,03



VI.

Ouverture = 25 .  $\Delta H = 18,2961 \text{ m}$  .  $Q = 0,036728 \text{ m}^3/\text{s}$  .  $H = 18,2961 \text{ m}$

M (Kg )	N (tr/min)	(rd/s )	C ( N.m )	P (W )	
0,95	710	74,35	5,82	433,07	6,57
1,5	680	71,21	9,2	654,9	9,93
2,8	600	62,831	17,167	1078,67	16,36
3,7	570	59,69	22,68	1354,11	20,54
4,6	510	53,40	28,20	1506,23	21,85
5,45	400	49,89	33,92	1399,7	21,23
6,3	335	35,08	38,62	1355,07	20,56
7	280	29,32	42,91	1258,44	19,09

VI . Ouverture = 34 .  $\Delta H_1 = 5,6 \text{ cm}$  .  $Q = 0,042924 \text{ m}^3/\text{s}$  .  $H = 18,37 \text{ m}$

M (Kg )	N (tr/s )	(rd/s)	C (N.m)	P (W )	
3	650	68,06	18,39	1252,02	16,18
4	610	63,88	24,53	1566,63	20,24
5	550	67,59	30,66	1765,67	22,81
5,35	530	55,5	32,80	1320,57	23,53
6	500	52,35	36,75	1926,19	24,89
6,6	422	44,19	40,47	1788,3	23,11
7,4	360	37,69	45,37	1710,4	22,104

V .

Ouverture = 42 .  $\Delta H.$  = 6,2 cm . H = 18,4 m . Q = 0,04516 m<sup>3</sup>/s .

M(Kg)	N(tr/min)	(rd/s)	C(N.m)	P(W)	
29,50	690	72,26	18,09	1306,92	16
4,9	600	62,82	30,04	1887,67	23
6,15	510	53,40	37,7	2013,87	24,7
8	370	38,74	49,05	1900,5	23,3
6,95	490	51,31	42,61	2186,54	26,8
9,3	280	29,32	57,02	1671,93	20,49
10,6	175	18,33	64,37	1179,79	14,46
2	420	75,39	12,26	924,57	11,3

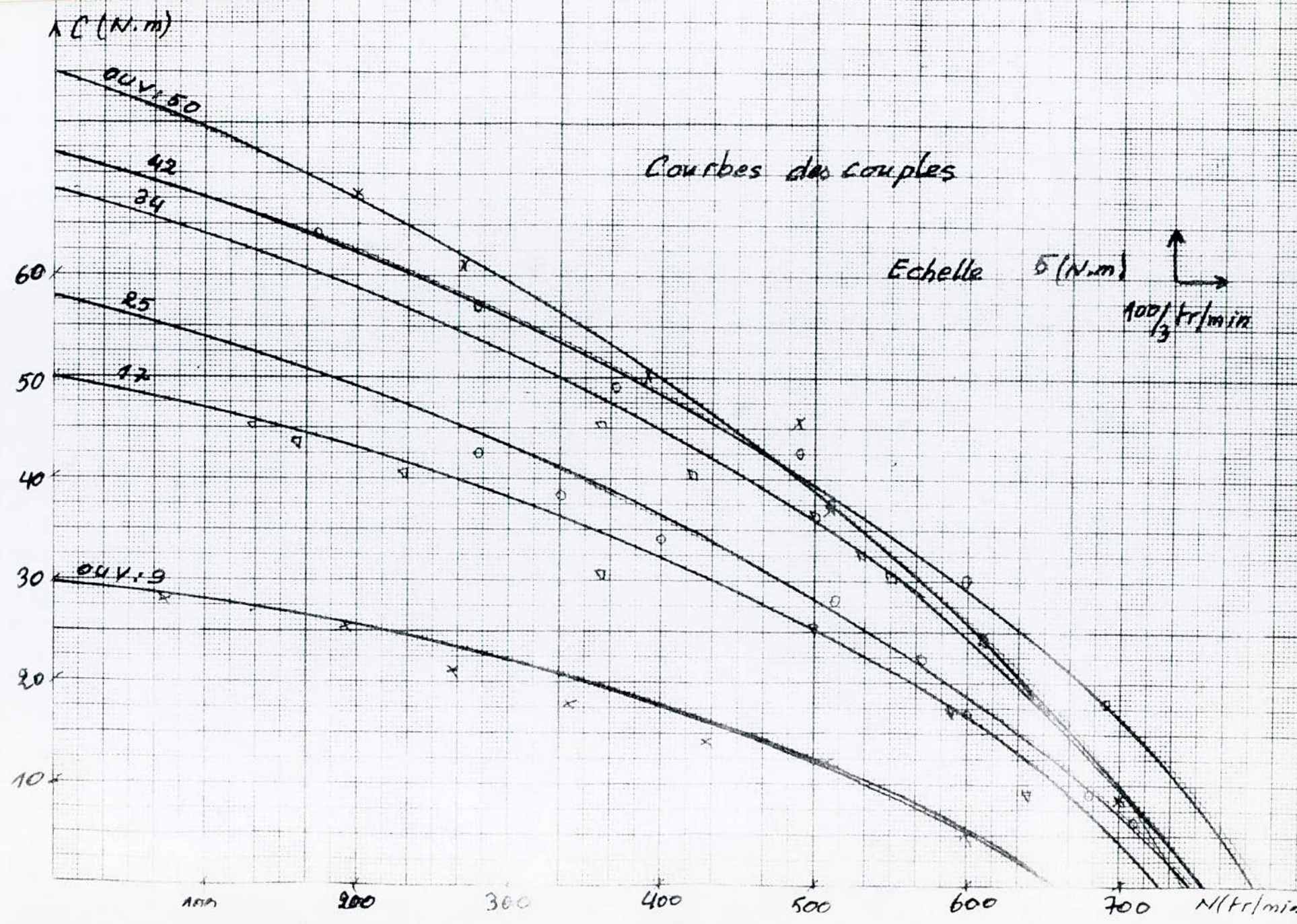


Ouverture = 50 .  $\Delta H = 7,1 \text{ cm}$  .  $H = 18,457 \text{ m}$  .  $Q = 0,048332 \text{ m}^3/\text{s}$

M (Kg )	N(tr/min)	(rd/s)	C(N.m)	P(w)	
1,430	700	73,3	877	6427	7,34
4,050	610	63,88	24,83	1586,22	18,13
6,05	530	55,5	37,09	2058,77	23,53
7,5	490	51,31	45,98	2369,58	26,96
8,2	390	40,84	50,27	2053,32	23,46
10	270	28,27	61,31	1733,57	19,81
11,15	200	20,94	68,36	1431,8	16,36



# Courbes des couples





Courbes des puissances

échelle

200 W

400/3 tr/min

P (W)

500

100

100

200

300

400

500

600

700

tr/min

PUY: 50

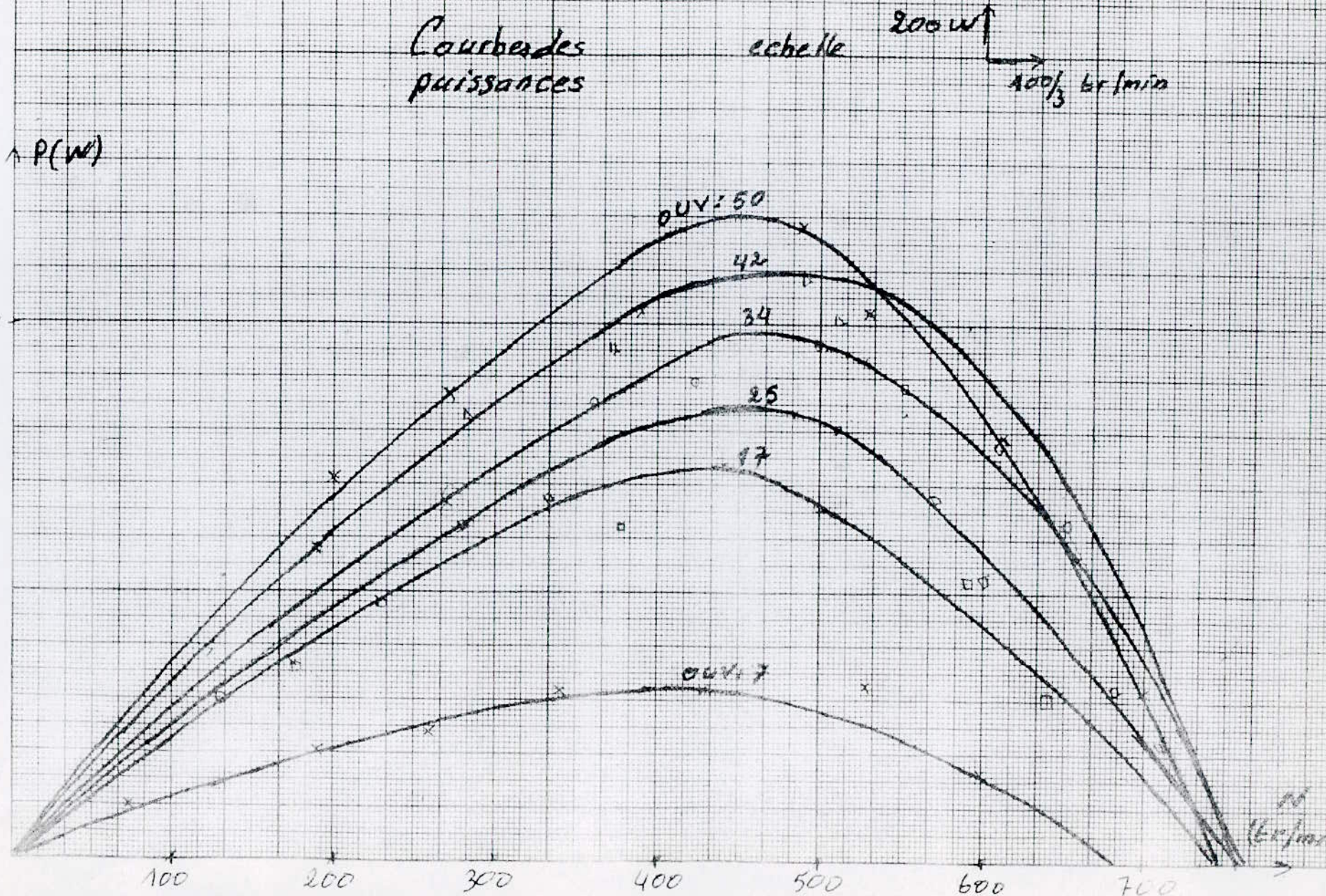
42

34

25

17

PUY: 7





Courbes des rendements

échelle:  $\frac{100}{3}$  %

$\uparrow$  (7)

20

10

U

100

200

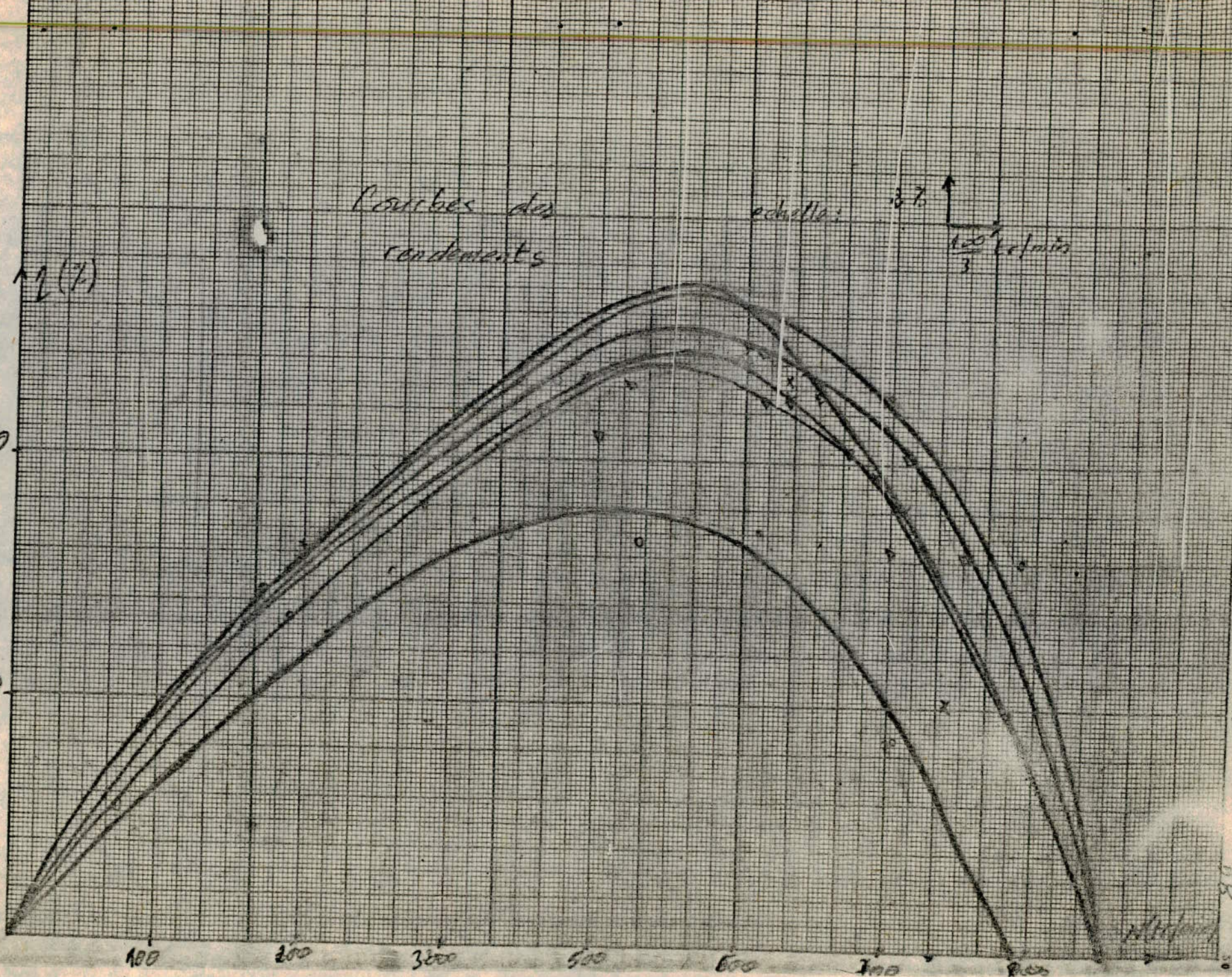
300

500

600

700

800





## IV.6.1. Courbes de couple

### IV.6.1.1. Courbes de couple

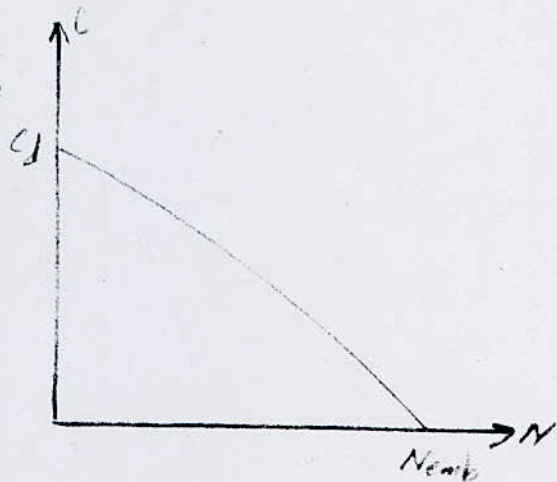
La courbe du couple en fonction de la vitesse de rotation, comme il apparaît sur la figure contre, n'est pas linéaire, mais parabolique, cette

courbe coupe les axes en deux points

- sur l'axe des vitesses c'est-à-dire à couple nul, le point d'intersection définit la vitesse d'emballement  $N_{\text{enb}}$

- sur l'axe des ordonnées, nous définissons le couple à vitesse nulle,

ce couple est le couple de démarrage  $C_d$ .



Lorsque la position de l'injecteur varie, le couple varie proportionnellement au débit.

Les vitesses d'emballements obtenues pendant les essais, sont à peu près constantes, quelle que soit l'ouverture de l'injecteur, ce qui implique que la vitesse d'emballement est en fonction de la chute nette sur la turbine, et que les pertes sont négligeables.

pour l'ouverture 9 on remarque que la vitesse d'emballement est très inférieure à la vitesse d'emballement des autres ouvertures, ce qui est dû à l'accoissement des frottements à la périphérie du jet, car l'injecteur est très fermé.

### VI.6.2 Courbes de puissance

Les courbes des puissances ont une forme parabolique, et varient proportionnellement avec la variation du débit. La vitesse correspondant à la puissance maximale, est inchangée, et reste constante pour les ouvertures.

On remarque que la courbe de puissances de l'ouverture maximale coupe les courbes de puissances des autres ouvertures - à grande vitesse - car l'écoulement de l'eau est mal effectué dans les augets, qui sont très petites.

### VI.6.3. Courbe de rendement

Les courbes de rendement et, de puissance ont la même forme à l'échelle. Le maximum du rendement varie proportionnellement avec l'augmentation du débit.

Le rendement de la machine à l'ouverture 9 est très petit, à cause de l'accroissement des frottements à la périphérie du jet car, l'injecteur est très fermé.

Le bon fonctionnement de la turbine, à l'intervalle de vitesse entre 430 et 500 tr/min qui correspond à l'intervalle de 0,53 à 0,66 de la vitesse d'emballement, le rendement est maximal dans cet interval.

On remarque que le rendement de la turbine est très petit, par rapport aux rendements des turbines hydrauliques car, on ne travaille pas à la chute nominale de la turbine.



## CONCLUSION

On a choisi et installé un frein électrique et, on a fait quelques réparations et des petites modifications sur l'installation .

Des essais effectués sur le banc ont permis de déterminer les caractéristiques de la pompe et, de la turbine .

La pompe perdra sa stabilité si , l'injecteur de la turbine et la vanne de dérivation sont fermés .

Le frein électrique n'a pas besoin d'une résistance de charge car, il fonctionne comme un frein mécanique .

La chambre de pompage doit être bien couvrir pour la protéger de la poussière et de tous corps étranger .

## BIBLIOGRAPHIE

M . SI

M . S EDILLE - Turbo-machines hydrauliques et thermiques , tome II  
1969 MASSON & CIE

A . T TROSKOLANSKI - Les turbopompes  
EYRODLES

A . FOUILLE - Electrotechnique à l'usage des ingénieurs , tome III  
1980 DUNOD

M . BELLIER & A . GALICHON - Machines électriques  
1983 DELAGRAVE

TECHNIQUE DE L'INGENIEUR

B 460 - B 461 +B 474

