CEA-R 2517 - RIETTINI André

ENTRAINEMENT DES POMPES DU CIRCUIT DE REFRIGERATION D'UN REACTEUR PAR VOLANT A EMBRAYAGE SOUS COUPLE CONTROLE.

Sommaire.- Après une étude théorique sur le mouvement de ralentissement d'une pompe centrifuge, les équations du mouvement ont été vérifiées par des essais pratiques. Pour obtenir des temps de ralentissement importants (cas des pompes de réfrigération d'un réacteur de recherche) il est nécessaire d'y adjoindre un volant d'inertie.

Pour éviter les inconvénients au démarrage, on a étudié un ensemble pompe-volant avec embrayage sous couple contrôlé. Cette solution permet de lancer progressivement le volant sans augmentation appréciable de la puissance du moteur d'entraînement.

1964 95 p.

Commissariat à l'Energie Atomique - France

CEA-R 2517 - RIETTINI André

A FLY-WHEEL DRIVE WITH CONTROLLED-TORQUE CLUTCH FOR A REACTORS COOLING CIRCUIT PUMPS.

Summary.- After a theoretical study on the slowing down of a centrifugal pump, the motion equations have been checked by means of experimental tests. In order to have important slowing down times (which is the case of the cooling pumps of a research reactor) it is necessary to add a fly-wheel.

To prevent troubles when starting, a block pump-fly-wheel with clutch under controled torque was developed. It is so possible to start the fly-wheel progressively without increasing too much power of the driving motor.

1964 95 p.

Commissariat à l'Energie Atomique - France

PREMIER MINISTRE
COMMISSARIAT A
L'ÉNERGIE ATOMIQUE

CEA-R 2517

ENTRAINEMENT DES POMPES DU CIRCUIT DE REFRIGERATION D'UN REACTEUR PAR VOLANT A EMBRAYAGE SOUS COUPLE CONTROLE

par

André RIETTINI

Rapport CEA-R 2517

1964

Ha

CENTRE D'ETUDES
NUCLEAIRES DE GRENOBLE

Les rapports du COMMISSARIAT A L'ENERGIE ATOMIQUE sont, à partir du n° 2200, en vente à la Documentation Française, Secrétariat Général du Gouvernement, Direction de la Documentation, 16, rue Lord Byron, PARIS VIIIème.

The C.E.A. reports starting with n° 2200 are available at the Documentation Française, Secrétariat Général du Gouvernement, Direction de la Documentation, 16, rue Lord Byron, PARIS VIIIème.

Rapport CEA - R 2517

CENTRE D'ETUDES NUCLEAIRES DE GRENOBLE

Service des Transferts Thermiques

ENTRAINEMENT DES POMPES DU CIRCUIT DE REFRIGERATION D'UN REACTEUR PAR VOLANT A EMBRAYAGE SOUS COUPLE CONTROLE

par

André RIETTINI

Mémoire présenté pour l'obtention du titre d'Ingénieur
au Conservatoire National des Arts et Métiers
le 9 Juillet 1963
devant le Jury d'examen présidé par le Professeur Michel CAZIN

Octobre 1964

Monsieur MONDIN, Chef du Service des Transferts Thermiques du Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble, me fait la grande amabilité de me demander de présenter aux lecteurs le travail de Monsieur RIETTINI.

Je dois à la vérité de signaler que la rédaction de telles recherches ne me paraîtrait pas avoir besoin de préface, tant en semble évident l'intérêt issu des besoins mêmes d'un service en fonctionnement (à savoir, éviter l'arrêt d'un réacteur de recherche), s'il m'était nécessaire de rappeler qu'en outre cette thèse est l'aboutissement, pour son auteur, des longues études entreprises au titre de la Promotion Supérieure du Travail et qui ont fait de lui un ingénieur. A ce propos, il me semble utile de signaler que Monsieur RIETTINI a eu le grand mérite de poursuivre des recherches dont on lira le compte-rendu, en même temps qu'il exerçait au C.E.N.G. des fonctions très prenantes et qui sont habituellement confiées à des ingénieurs. On lui saura gré de la clarté générale de l'exposé qui comporte :

- un rappel des résultats théoriques fondamentaux relatifs aux pompes et aux circuits en régime transitoire.
- la description précise d'un ensemble expérimental réalisé à échelle réduite, et des mesures dynamiques indispensables aux confrontations, toujours redoutables en mécanique industrielle, entre les résultats suggérés par le schéma retenu et ceux obtenus au laboratoire.
- l'avant projet d'un groupe électro -pompe industriel et notamment la détermination d'un des groupes de réfrigération de la pile "SILOE".

Je souhaiterais très vivement qu'au cours des travaux expérimentaux qui sont maintenant liés à mon enseignement de mécanique industrielle, mes élèves soient au fait des réalités telles que celles résumées dans cet exposé. Puisse-t-il, en outre, trouver auprès des différents services de recherches, l'intérêt que lui mérite l'enthousiasme de son auteur.

Signé : Michel CAZIN

AVANT - PROPOS

J'exprime toute ma reconnaissance à Monsieur CAZIN, Professeur au Conservatoire National des Arts et Métiers, pour l'aide bienveillante qu'il m'a prodiguée.

Le sujet de ce mémoire m'a été indiqué par Monsieur MONDIN, Chef du Service Transferts Thermiques au Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble. Qu'il trouve ici l'expression de ma très grande gratitude pour les facilités qu'il m'a accordées pour réaliser ce travail.

Mes remerciements s'adressent à tous les Agents du Service des Transferts Thermiques pour leur aide efficace et désintéressée.

SOMMAIRE

ENTRAINEMENT DES POMPES DU CIRCUIT DE REFRIGERATION D'UN REACTEUR PAR VOLANT A EMBRAYAGE SOUS COUPLE CONTROLE

Introduction

Pour les expériences en cours, il est d'une grande importance d'éviter l'arrêt d'un réacteur de recherche, les arrêts par coupure de courant sont les plus fréquents. Pour remédier à cette éventualité, il faut continuer à refroidir le coeur du réacteur pendant la durée de l'interruption (cas de pannes de courte durée : quelques secondes) ou le temps nécessaire à la mise en service d'une alimentation électrique de secours.

Compte tenu d'une légère diminution de la puissance neutronique, parfaitement admissible, la réfrigération du coeur peut continuer d'être assurée par les pompes du circuit primaire, dont on aurait augmenté l'inertie par volants.

Pour éviter tout incident de rupture de gaine pendant le ralentissement, les pompes de réfrigération doivent assurer un débit suffisant, imposé par la température maximum admissible dans le coeur.

La connaissance de la courbe de ralentissement (débit en fonction du temps) permettra de définir à chaque instant pendant le régime transitoire les températures de plaques.

Le but du présent travail a été d'étudier un ensemble électro-pompe à grande inertie répondant aux conditions de ralentissement, imposées par le réacteur et permettant d'être démarré instantanément. Pour réduire l'importance du moteur d'entrainement, le couple nécessaire à la mise en vitesse du volant, sera contrôlé.

Le plan général de cette étude peut se résumer comme suit :

I - Etude théorique de la pompe et du circuit en régime transitoire.
Etablissement des équations du mouvement.

II - Réalisation et essais d'un ensemble expérimental à échelle réduite.

III - Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux.
Conclusions.

IV - Projet d'un groupe électro-pompe de grande inertie à embrayage sous couple contrôlé.

- CHAPITRE I -

Dans une installation de pompage, à chaque instant le point de fonctionnement est défini par l'égalité des puissances fournie et absorbée du générateur (pompe) et du récepteur (circuit) ; c'est-à-dire que la hauteur manométrique de la pompe est à chaque instant égale à la hauteur du circuit.

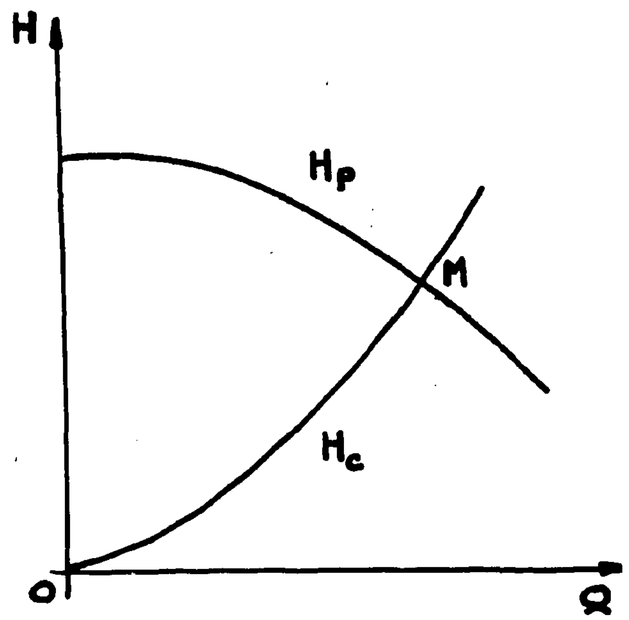


Fig. I.1

En régime établi si H_p est la caractéristique de la pompe pour la vitesse du moteur (fournie par le constructeur) et H_e celle du circuit, le point de fonctionnement M est définie par le point d'intersection de ces deux courbes. Pour une pompe bien adaptée au circuit, le point de fonctionnement doit correspondre à celui de rendement maximum.

En régime varié, cas du démarrage ou du ralentissement, la détermination du mouvement est plus complexe et nécessite l'étude en régime transitoire de la pompe et du circuit. Cette étude portera particulièrement sur les pompes centrifuges utilisées dans les installations de réfrigération des réacteurs de recherche.

I.1 - Rappel sur la théorie des pompes en régime permanent

La théorie des pompes est basée sur l'équation d'Euler :

$$H = \frac{U_s \; V_s \; \cos . \mathcal{L}_s \; - \; U_e \; V_e \; \cos . \mathcal{L}_e}{g} \qquad (I.1)$$

(cas d'un écoulement idéal où les forces de frottement sont négligées).

H = hauteur théorique ou hauteur d'Euler

V = vitesse absolue

W = vitesse relative

U = vitesse d'entraînement = ω .r

ω = vitesse de rotation du rouet

r = rayon du rouet

les indices "e" et "s" indiquent l'entrée et la sortie du rouet.

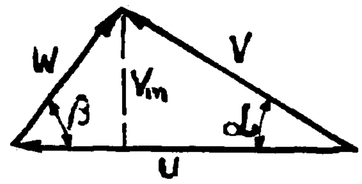


Figure 1.2

Dans le triangle des vitesses (figure 1.2)

$$V \cos \alpha = U - W \cos \beta$$

$$W = \frac{V \sin \alpha}{\sin \beta} = \frac{V_m}{\sin \beta} \qquad V \cos \alpha = U - \frac{V_m}{\operatorname{tg} \beta}$$

L'expression d'Euler peut encore s'écrire sous la forme suivante :

$$H_{Euler} = \frac{U_s^2 - U_e^2}{g} + \left(\frac{U_e \cdot V_{me}}{g \operatorname{tg} \beta_e} - \frac{U_s \cdot V_{ms}}{g \operatorname{tg} \beta_s} \right) \quad (1.2)$$

Dans le cas d'une pompe centrifuge, le fluide entre dans la roue sans composante tangentielle et l'équation d'Euler (1.2) se réduit à :

$$H_{Euler} = \frac{U_s^2}{g} - \frac{U_s V_{ms}}{g \operatorname{tg} \beta_s} \quad (1.3)$$

Dans cette équation V_{ms} est proportionnel au débit puisque Q est égal au produit de V_{ms} par l'aire de la section normale à V_{ms}. L'équation (1.3) est l'équation d'une droite qui coupe l'axe des hauteurs au point d'ordonnée $\frac{U_s^2}{g}$ et celui des V_{ms} au point d'abscisse $U_s \operatorname{tg} \beta_s$ (figure 1.3)

Pour une pompe donnée, cette droite représente la caractéristique d'Euler à vitesse constante puisque $U_s = \omega .r$

$$H_e = \frac{r_s^2 \omega^2}{g} - \frac{r_s .S. \omega.Q}{g \operatorname{tg} \beta_s} = A \omega^2 + B \omega Q \quad (1.4)$$

En réalité les angles d'Euler ne correspondent pas exactement à ceux des vitesses réelles du fluide dans la roue. Ces derniers définissent une hauteur dite "interne".

On appelle efficacité de l'aube le rapport :

$$e_a = \frac{H_{interne}}{H_{Euler}}$$

La hauteur interne n'est qu'une hauteur théorique, elle ne fait pas intervenir les pertes hydrauliques. Les pertes hydrauliques sont provoquées par :

a) le frottement à la paroi

b) les pertes par tourbillons et par décollements. Les pertes par décollements comprennent les pertes par choc et par divergence.

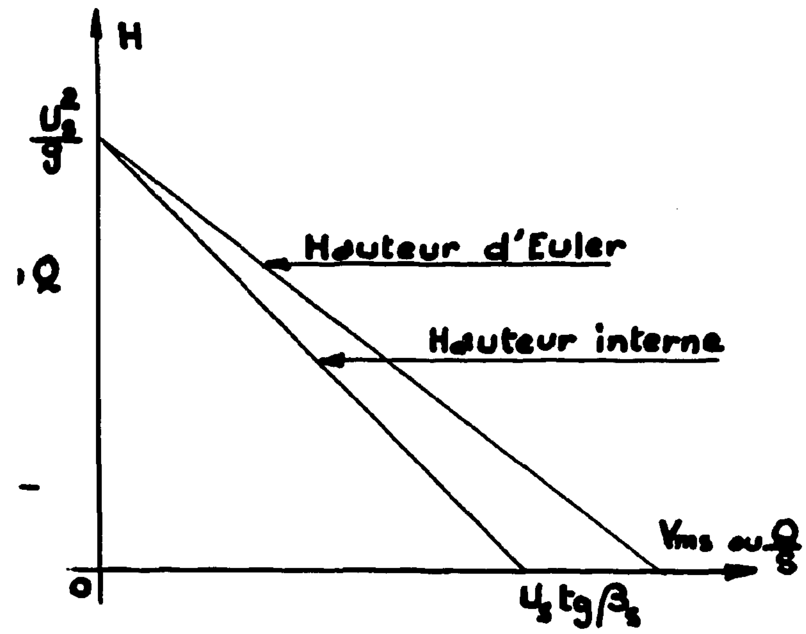


Figure 1.3

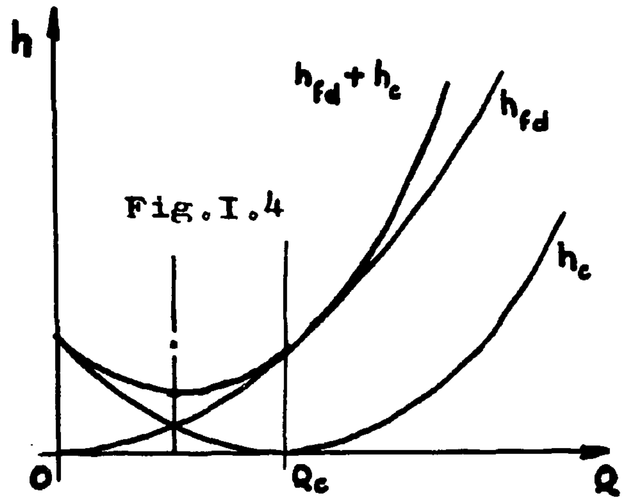
Les pertes par frottement et divergence sont de la forme : $h_{f.d} = k_1 Q^2$ (1.5)

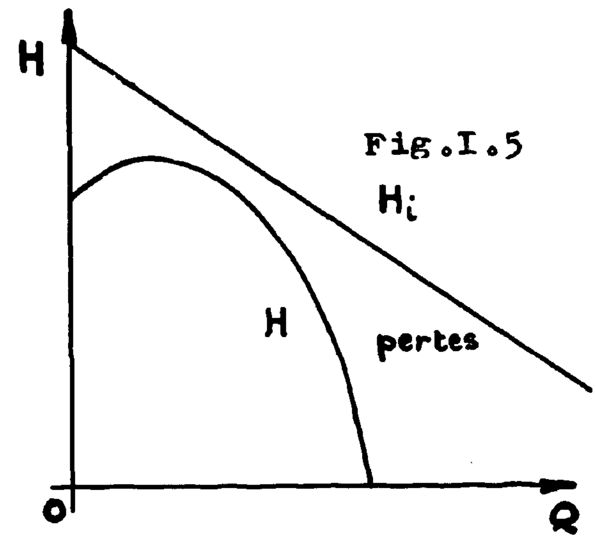
Les pertes par tourbillons et décollements sont de la forme :

$$h_c = k_2 (Q - Q_c)^2 \qquad (1.6)$$

(Q_c = débit pour lequel il n'y a pas de choc)

La représentation graphique de ces pertes est donnée par la figure 1.4





La hauteur réelle ou hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_{réelle} = H_{interne} - \Sigma \text{ pertes hydrauliques}$$

c'est-à-dire de la forme :

$$H_{réelle} = A\omega^2 + B\omega Q + CQ^2 \qquad (1.7)$$

Remarque -

En prenant, pour variable, au lieu de Q la vitesse V_{ms} qui lui est proportionnelle et en multipliant tous les termes par $\frac{g}{U_s^2}$ l'expression de la hauteur (1.7) devient :

$$\frac{gH}{U_s^2} = a + b \; \frac{V_{ms}}{U_s} + C\left(\frac{V_{ms}}{U_s}\right)^2$$

La courbe obtenue (figure 1.6) est une parabole indépendante de la vitesse U_s. Elle est unique et permet de trouver tous les régimes possibles de la pompe.

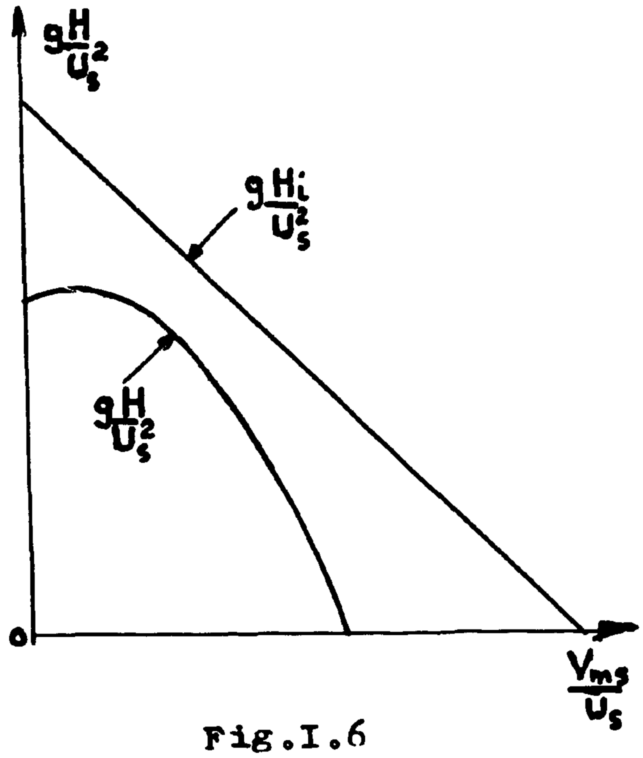


Fig.I.6

Rappelons que :

- rendement global :

$$\eta_g = \frac{\text{puissance hydraulique fournie par la pompe}}{\text{puissance absorbée sur l'arbre}}$$

- rendement hydraulique :

$$\eta_H = \frac{\text{puissance hydraulique fournie par la pompe}}{\text{puissance interne}}$$

$$\eta_H = \frac{\varpi\, Q\, H}{\varpi\, Q\, H_i} = \frac{H}{H_i} = \frac{H_i - \Sigma\, h_H}{H_i}$$

h_H : pertes hydrauliques

- rendement volumétrique :

$$\eta_V = \frac{Q}{Q + Q_f}$$

Q_f = débit de fuite

- rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{\text{puissance absorbée - puissance pertes mécaniques}}{\text{puissance absorbée}}$$

- relation générale :

$$\eta_g = \eta_H \cdot \eta_V \cdot \eta_m$$

L'analyse dimensionnelle appliquée aux pompes centrifuges a permis d'établir les constantes sous une forme sans dimension, appelées également invariants de Rateau.

- pouvoir débitant : $\Delta = \dfrac{Q}{r^2 U}$

- pouvoir manométrique : $\mu = \dfrac{g H}{U^2}$

- rendement hydraulique : η_H

- cœfficient de puissance : $\dfrac{\mathcal{P}_H}{U^3 r^2}$

- vitesse spécifique : $\omega_s = \dfrac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$

- ouverture réduite : $\varphi = \dfrac{O}{r^2}$

O ouverture du circuit = $1/R^{1/2}$

R résistance du circuit

Théorème de Rateau

A ouverture réduite constante, le débit d'une pompe varie comme sa vitesse ω , la hauteur comme ω^2, et la puissance hydraulique comme ω^3, le rendement hydraulique restant constant.

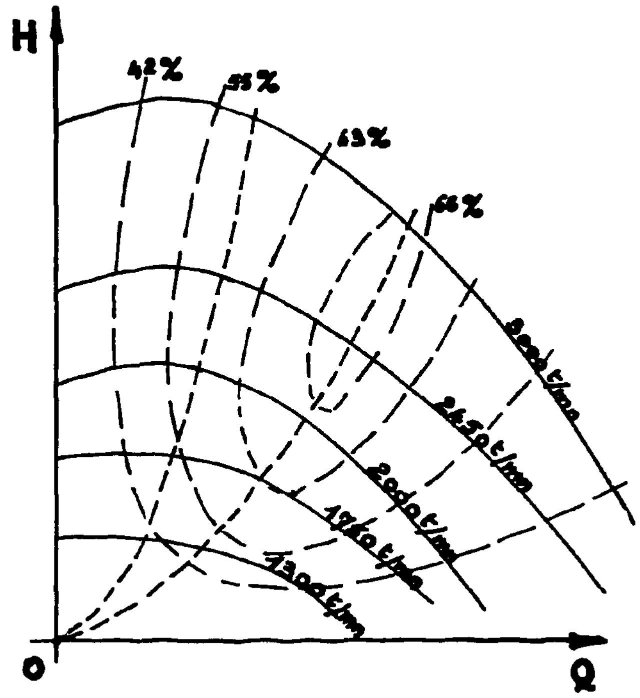


Fig.I.7

Soit la famille de courbes caractéristiques H - Q d'une pompe, d'après la loi de similitude, les courbes de même rendement hydraulique sont des paraboles, alors que celles à rendement global constant sont des courbes genre ellipse. Figure I.7.

Remarque : les lois de la similitude ne font intervenir que le rendement hydraulique et la puissance hydraulique. Pratiquement, seul le rendement global et la puissance absorbée par la pompe sont pris en considération, l'expérience montrant qu'ils diffèrent des premiers d'environ 4 %, cet écart relatif ne variant pas beaucoup d'un régime à un autre pour une machine déterminée.

Dans le cas de petites pompes, les pertes par frottement sont plus importantes relativement aux puissances engendrées et dans ce cas, on ne pourra tenir compte de la remarque précédente.

I.2 - Etude des pompes centrifuges en régime transitoire

Reprenons la théorie des pompes à sa base, c'est-à-dire, étudions le mouvement du fluide à son passage dans le rouet.

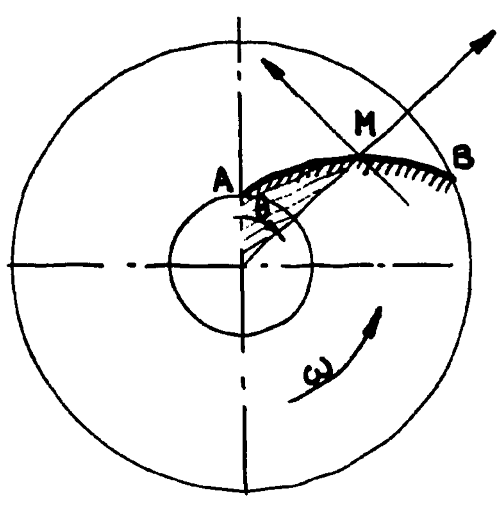


Fig.I.8

Soit M une position quelconque d'une particule fluide au contact de l'aubage AB du rouet (figure I.8), animé d'une vitesse de rotation ω.

Vitesse absolue :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

Accélération absolue :

$$\vec{\gamma}_a = \vec{\gamma}_e + \vec{\gamma}_r + 2\vec{\omega}_e \wedge \vec{W}$$

avec :
- $\vec{\gamma}_a$ accélération absolue
- $\vec{\gamma}_e$ accélération d'entraînement
- $\vec{\gamma}_r$ accélération relative
- $\vec{\omega}_e$ rotation d'entraînement

Si "m" est la masse de la particule fluide considérée

$$m\vec{\gamma}_a - m\vec{\gamma}_e - m\vec{\gamma}_r - 2m\vec{\omega}_e \wedge \vec{W} = 0$$

$m\vec{\gamma}_a$ force appliquée à la particule

$-m\vec{\gamma}_e$ force d'inertie d'entraînement

$-m\vec{\gamma}_r$ force d'inertie relative

$-2m\vec{\omega}_e \wedge \vec{W}$ force d'inertie de Coriolis

Au cours du mouvement relatif, le travail de ces forces devient :

$$\mathcal{T}_r = \mathcal{T}_a + \mathcal{T}_{ie}$$

(puisque le travail des forces de Coriolis dans le mouvement relatif est nul, $\vec{F}_{cor} \perp \vec{W}$).

avec $\mathcal{T}_a = m\vec{\gamma}_a \cdot \vec{W}$ travail des forces absolues

$\mathcal{T}_{ie} = -m\vec{\gamma}_e \cdot \vec{W}$ travail des forces d'inertie d'entraînement

La force d'inertie d'entraînement comprend :

- composante radiale : $m.\omega^2.r$
- composante tangentielle : $-m.r \dfrac{d\omega}{dt}$

(sens positifs d'après figure I.8)

Dans le mouvement relatif, le travail élémentaire de la force d'inertie d'entraînement de la particule est :

$$d\,\mathcal{T}_{ie} = m.\omega^2.r\,dr \mp m.r^2 \frac{d\omega}{dt}\,d\theta$$

Le travail de la force d'inertie d'entraînement dans le mouvement relatif entre l'entrée et la sortie du rouet est :

$$\mathcal{T}_{ie} = \left[\frac{m.\omega^2.r^2}{2}\right]_e^s \mp m\frac{d\omega}{dt}\int_e^s r^2\,d\theta$$

L'équation de Bernouilli pour le mouvement absolu est :

$$\frac{V^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gh = C^{te}$$ (les pertes de charge sont négligées)

elle exprime que l'énergie se conserve.

Dans le cas du mouvement relatif, l'équation de Bernouilli peut être appliquée à condition de tenir compte du travail des forces d'inertie d'entraînement dans le mouvement relatif.

$$\left[\frac{W^2}{2}+\frac{P}{\rho}+gh\right]_e^s = \left[\frac{\omega^2 r^2}{2}\right]_e^s \mp \frac{d\omega}{dt}\int_e^s r^2 d\theta$$

$\omega . r = U$

$$\left[\frac{W^2 - U^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gh\right]_e^s = \mp \frac{d\omega}{dt}\int_e^s r^2\, d\theta \qquad (1.9)$$

Dans le triangle des vitesses (fig. 1.9) on a :

$$W^2 - U^2 = V^2 - 2U.V_u$$

L'équation (1.9) devient :

$$\left[\frac{V^2}{2}+\frac{P}{\rho}+gh - U.V_u\right]_e^s = \mp \frac{d\omega}{dt}\int_e^s r^2 d\theta$$

Le théorème de Bernouilli appliqué au circuit donne :

$$H = \left[\frac{V^2}{2.g} + \frac{P}{\varpi} + h\right]_e^s$$

L'équation (1.9) peut finalement s'écrire :

$$H = \left[\frac{U V_u}{g}\right]_e^s \mp \frac{d\omega}{dt}\,\frac{1}{g}\int_e^s r^2 d\theta \qquad (1.10)$$

elle représente l'expression de la hauteur théorique de la pompe.

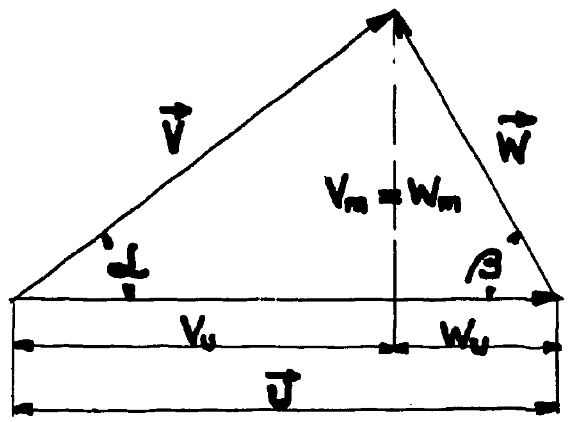


Fig.I.9

En régime établi ω = Cte d'où $\frac{d\omega}{dt} = 0$

$$H = \frac{U_s V_{us} - U_e V_{ue}}{g}$$

on retrouve l'équation d'Euler.

D'après le triangle des vitesses, remplaçons V_u par $V_u = U - W_u = U - \frac{V_m}{tg\beta}$ dans l'équation (1.10).

$$H = \frac{U_s^2 - U_e^2}{g} + \frac{U_e V_{me}}{g \operatorname{tg} \beta_e} - \frac{U_s V_{ms}}{g \operatorname{tg} \beta_s} \mp \frac{1}{g} \frac{d\omega}{dt} \int_{\theta e}^{\theta s} r^2 \, d\theta \qquad (1.11)$$

En remarquant que

$$U = \omega r \qquad V_m = \frac{Q}{S}$$

l'expression de H devient :

$$H = A\omega^2 + B\omega Q + D \frac{d\omega}{dt}$$

En tenant compte des frottements (de la forme CQ^2) l'expression de la hauteur réelle de la pompe peut se mettre sous la forme suivante :

$$H_{réelle} = A\omega^2 + B\omega Q + CQ^2 + D \frac{d\omega}{dt}$$

<u>Influence du terme complémentaire sur la hauteur de refoulement</u> .

L'expression $\int r^2 \, d\theta$ représente l'aire hachurée sur la figure I.8, elle ne dépend donc que du rouet et sa valeur est constante pour une pompe donnée. Pour des pompes géométriquement semblables le terme $\frac{1}{g}\int_e^s r^2 \, d\theta$ varie comme le carré du rapport de similitude. D'après la loi de similitude, la hauteur varie également comme le carré du rapport de similitude. Il en résulte qu'en régime transitoire, dans l'expression de la hauteur, la valeur relative du terme $\frac{1}{g}\int_e^s r^2 \, d\theta$ soit $\frac{1}{gH}\int_e^s r^2 \, d\theta$ est constante pour toutes les pompes géométriquement semblables.

En anticipant sur le chapitre suivant, pour la pompe utilisée dans nos essais avec un ralentissement moyen $\frac{d\omega}{dt} \simeq 7,5 \text{ r/s}^2$ la valeur du terme complémentaire correspondant est :

$$\frac{1}{g} \frac{d\omega}{dt} \int_e^s r^2 \, d\theta = 0,43 \, . \, 10^{-2} \, . \, m$$

La valeur relative de ce terme dans l'expression de la hauteur est :

$$\frac{D \frac{d\omega}{dt}}{H} \simeq 0,05 \, \%$$

(erreur négligeable devant la précision des appareils de mesure)

Ce calcul montre que pour des conditions de fonctionnement semblables à celles emandées aux pompes du circuit primaire d'un réacteur, le terme complémentaire a peu d'influence ur la hauteur de refoulement de la pompe.

En conclusion, pour la mise en équation du mouvement de la pompe nous formulerons l'hypothèse suivante :

> " Pour une pompe en mouvement transitoire, les lois de similitude restent valables ".

1.3 - Etude du circuit en régime transitoire -

Le régime n'étant pas permanent, le théorème de Bernouilli ne peut s'appliquer. Etudions le mouvement du fluide dans la tuyauterie en considérant un volume élémentaire compris ntre deux sections voisines (figure 1.10).

ρ : masse spécifique

ϖ : poids spécifique

Les forces agissant sur le volume lémentaire considéré sont :

1 - Forces de pression

p : pression du fluide dans la section S

sur la face d'entrée

$$pS$$

sur la face de sortie

$$- pS - S \frac{\partial p}{\partial s} - p \frac{\partial S}{\partial s} \; ds$$

sur la face latérale

$$p \frac{\partial S}{\partial s} \; ds$$

Résultante des forces de pression :

$$- S \frac{\partial p}{\partial s} \; ds$$

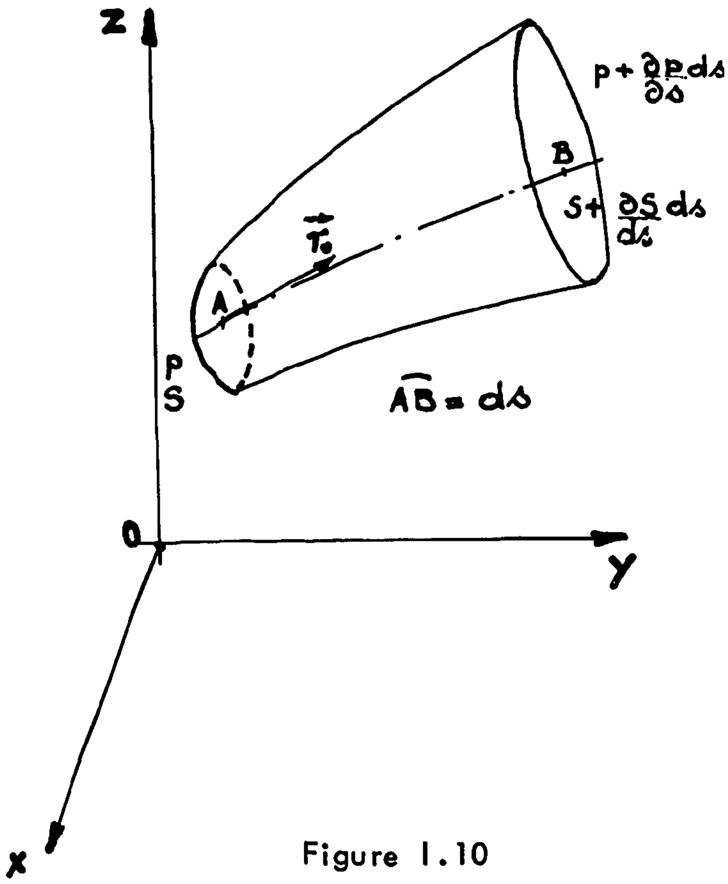


Figure 1.10

2 - Forces de pesanteur -

Si $\vec{\tau}_o$ est le vecteur unitaire de la tangente à la ligne méridienne

$$\vec{\tau}_o \left| \begin{array}{l} dx / ds \\ dy / ds \\ dz / ds \end{array} \right. \qquad m\vec{g} \left| \begin{array}{l} X = 0 \\ Y = 0 \\ Z = -\varpi S ds \end{array} \right.$$

Projection sur la ligne méridienne de la résultante des forces de pesanteur :

$$\vec{mg} \cdot \vec{\tau}_o = -\varpi S\, dz$$

3 - Forces d'inertie -

V : vitesse moyenne du fluide dans la section

$\vec{n}_o$: vecteur unitaire de la normale

R : Rayon de courbure

$$-m\vec{\gamma} = -\rho S ds \frac{d\vec{V}}{dt} \qquad \vec{V} = V.\vec{\tau}_o$$

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{dV}{dt}\vec{\tau}_o + V \frac{d\vec{\tau}_o}{dt} = \frac{dV}{dt}\vec{\tau}_o + \frac{V^2}{R}\vec{n}_o$$

seul le premier terme $\frac{dV}{dt}\vec{\tau}_o$ intervient dans le mouvement, et comme

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial s}\frac{ds}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} = V.\frac{\partial V}{\partial s} + \frac{\partial V}{\partial t}$$

la projection sur la ligne méridienne de la résultante des forces d'inertie est :

$$-\rho S ds \left(V \frac{\partial V}{\partial s} + \frac{\partial V}{\partial t} \right)$$

4 - Forces de frottement -

Elles sont de la forme $- K \frac{V^2}{2g} . S . \varpi$

pour une tuyauterie rectiligne : $- \frac{\Delta V^2 . S . ds . \varpi}{2g \quad D}$

pour un obstacle quelconque : $\quad -\dfrac{\xi V^2 \, S.\,\omega}{2g}$

Entre deux sections S_1 et S_2 les forces de frottement sont :

$$-\sum_1^2 K_i \, \varpi \frac{V^2}{2g} \, . \, S_i$$

Le volume élémentaire de fluide considéré est en équilibre sous l'action de ces forces et nous pouvons écrire :

$$-S \frac{\partial p}{\partial s} ds - \varpi \, S \, dz - \frac{\varpi}{g} S \, ds \left(V . \frac{\partial V}{\partial s} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) - \frac{K V^2 \varpi . S ds}{2 g D} = 0$$

en divisant par : $-\omega . S$

$$\frac{1}{\varpi} \frac{\partial p}{\partial s} ds + dz + \frac{1}{g} \left(V \frac{\partial V}{\partial s} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) ds + \frac{K V^2 ds}{2 g D} = 0$$

Pour une longueur du circuit finie comprise entre les sections S_1 et S_2 on a :

$$\frac{1}{\varpi} \int_1^2 dp + \int_1^2 dz + \frac{1}{g} \int_1^2 V \, dV + \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{\partial V}{\partial t} ds + \sum_1^2 \frac{K V^2}{2 g} = 0$$

$$\left[\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\varpi} + z \right]_1^2 + \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{\partial V}{\partial t} ds + \sum_1^2 \frac{K V^2}{2g} = 0 \qquad (1.11)$$

En mouvement permanent $\dfrac{\partial V}{\partial t} \quad 0$ et

$$\left[\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\varpi} + z \right]_1^2 + \sum_1^2 \frac{K V^2}{2g} = 0$$

on retrouve l'équation de Bernouilli généralisée.

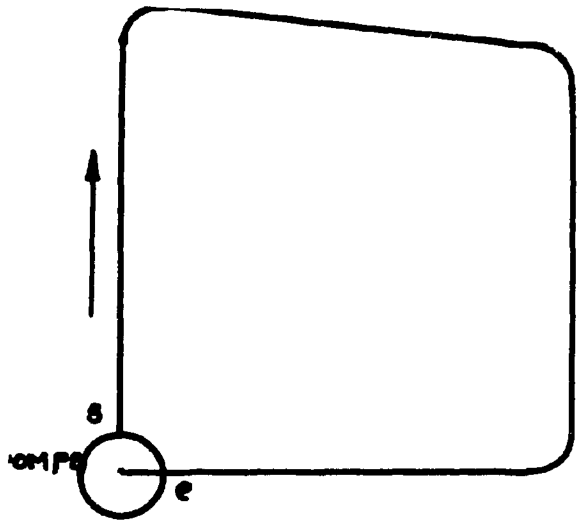


Figure I.11

Considérons le circuit complet y compris la pompe (figure I.11).

La hauteur de refoulement de la pompe est donnée par :

$$H = \left[\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\varpi} + z \right]_e^s$$

Si Q est le débit volumique instantané

$$V = \frac{Q}{S} \qquad \frac{\partial V}{\partial t} = \frac{1}{S} \; \frac{\partial Q}{\partial t}$$

($\frac{\partial Q}{\partial t}$ indépendant de s)

L'équation (I.11) devient :

$$H = \frac{1}{g} \sum_s^e \frac{L_i}{S_i} \cdot \frac{dQ}{dt} + \frac{1}{g} \sum_s^e \frac{K_i}{2\, S_i^{\,2}} \cdot Q^2 \qquad (I.12)$$

$$H_{Pompe} = \mathcal{L} \, \frac{dQ}{dt} + \beta Q^2 \qquad (I.13)$$

en posant :

$$\mathcal{L} = \frac{1}{g} \sum \frac{L_i}{S_i}$$

$$\beta = \frac{1}{g} \sum \frac{K_i}{2\, S_i^2}$$

I.4 - Mise en équation du mouvement de ralentissement -

I.4.1 - Equation du mouvement de la pompe -

Pour toutes les pièces mécaniques en mouvement (rouet, volant, rotor du moteur), le théorème du moment cinétique donne :

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_m - M_r$$

I : moment d'inertie des parties tournantes

M_m : moment du couple moteur

$-M_r$: moment du couple résistant

Lors du ralentissement, le couple moteur est nul

$$I \frac{d\omega}{dt} = - M_r$$

Le couple résistant de l'ensemble tournant comprend :

a) couple résistant de la pompe, mesuré à l'arbre :

$$- M = \frac{\varpi Q H}{\omega \rho}$$

si ρ : rendement global de la pompe

b) couple des frottement des paliers et de l'air sur le volant : $- M_f$

$$I \frac{d\omega}{dt} = - M - M_f \qquad (1.14)$$

Introduisons les nombres sans dimension suivants :

$$\nu = \frac{\omega}{\omega_o} \qquad m = \frac{M}{M_o} \qquad m_f = \frac{M_f}{M_o}$$

(ω_o, M_o étant les valeurs correspondantes au point de fonctionnement nominal).

L'équation (1.14) devient :

$$\frac{d\nu}{dt} = - \frac{M_o}{I\omega_o} (m + m_f) \qquad (1.15)$$

En considérant la pompe indépendamment du circuit et en négligeant le couple de frottement le temps nécessaire à la mise en vitesse ω_o lorsqu'un couple moteur constant M_o lui est appliqué, a pour valeur :

$$t = \frac{I\omega_o}{M_o} \Big[\nu \Big]_o^1 = \frac{I \omega_o}{M_o}$$

Appelons T_p le temps de lancement de la pompe et introduisons le dans l'équation (1.15) :

$$\frac{d\gamma}{dt} = - \frac{1}{T_p} \; (m + m_f)$$

$$\frac{d\gamma}{d\,\frac{t}{T_p}} = - \; (m + m_f) \qquad (1.16)$$

avec

$$\gamma = \frac{\omega}{\omega_o} \qquad T_p = \frac{I\,\omega_o}{M_o}$$

$$m = \frac{M}{M_o} \qquad m_f = \frac{M_f}{M_o}$$

1.4.2 - <u>Equation du circuit</u> —

D'après la théorie précédente, l'équation du circuit est :

$$H = \mathcal{L} \; \frac{dQ}{dt} + \beta\, Q^2$$

avec

$$\mathcal{L} = \frac{1}{g} \; \sum \frac{L_i}{S_i} \qquad \beta = \frac{1}{g} \; \sum \frac{K_i}{2\, S_i}$$

Le terme βQ^2 est la perte de charge du circuit, posons

$$\beta Q^2 = H_f$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{\mathcal{L}} \; (H - H_f) \qquad (1.17)$$

Remarquons qu'au point de fonctionnement nominal on a : $H_f = H_o$, d'où :

$$\beta = \frac{H_o}{Q_o^2}$$

Introduisons les nombres sans dimension suivants :

$$q = \frac{Q}{Q_o} \qquad \nu = \frac{\omega}{\omega_o} \qquad h = \frac{H}{H_o} \qquad h_f = \frac{H_f}{H_o}$$

L'équation (I.17) devient :

$$\frac{dq}{dt} = \frac{H_o}{\mathcal{L}\, Q_o} \,(h - h_f) \qquad (I.18)$$

En considérant un circuit idéal c'est-à-dire sans frottement, le temps nécessaire pour obtenir le débit Q_o lorsqu'une charge constante H_o lui est appliquée, a pour valeur :

$$t = \frac{\mathcal{L}\, Q_o}{H_o} \Big[q \Big]_o^1 = \frac{\mathcal{L}\, Q_o}{H_o}$$

car dans ce cas $h = 1$, $h_f = 0$

Appelons T_c le temps de mise en débit du circuit, et introduisons le dans l'équation (I.18).

$$\frac{dq}{d\,\frac{t}{T_c}} = h - h_f$$

En reprenant le terme h_f sous sa forme primitive

$$h_f = \frac{H}{H_o} = \beta Q^2 = q^2$$

l'équation du circuit devient :

$$\frac{dq}{d\,\frac{t}{T_c}} = h - q^2 \qquad (I.19)$$

avec

$$q = \frac{Q}{Q_o} \qquad T_c = \frac{Q_o}{g\, H_o} \sum \frac{L_i}{S_i}$$

$$h = \frac{H}{H_o}$$

1.4.3 - Système d'équations du mouvement -

Les équations différentielles (1.16) et (1.19) de la pompe et du circuit peuvent s'écrire en faisant intervenir le temps de lancement du circuit T_c dans la première :

$$\frac{d\nu}{d\frac{t}{T_c}} = -\frac{T_c}{T_p}(m + m_f)$$

$$\frac{dq}{d\frac{t}{T_c}} = h - q^2 \qquad (1.20)$$

avec $T_p = \frac{I\omega_o}{M_o}$ $\qquad T_c = \frac{Q_o}{gH_o}\sum\frac{L_i}{S_i}$

$$m = \frac{M}{M_o} = \frac{\varpi QH\omega_o\rho_o}{\omega\rho\varpi Q_o H_o} = \frac{q \times h}{\nu \times i} \qquad i = \frac{\rho}{\rho_o}$$

A ces deux équations en ν, q, h, i, t, il faut ajouter les courbes caractéristiques de la pompe qui définissent en fonction de q et ν les valeurs de h et i correspondantes.

Caractéristique

Les courbes H - Q à vitesse constante peuvent être présentées comme nous l'avons fait remarquer au paragraphe (1.1), par une courbe unique : (Fig. 1.6).

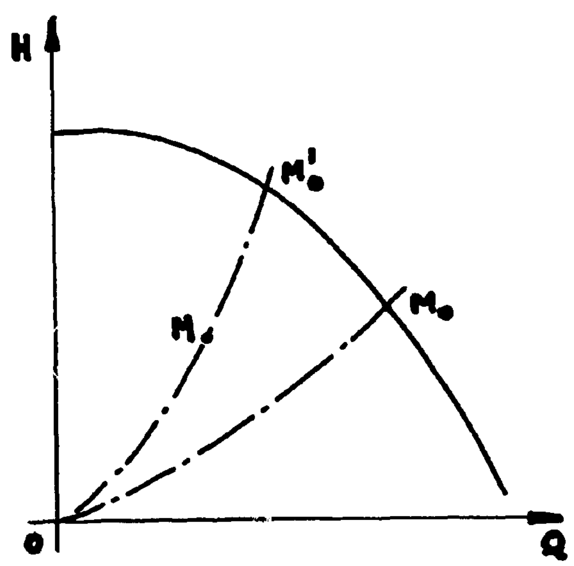


Fig.I.12

Soit M_o le point de fonctionnement nominal H_o, Q_o, ω_o, η_o. Pour un point M quelconque H, Q, ω, η les lois de similitude permettent de déterminer pour une même ouverture du circuit, le point correspondant M'_o situé sur la caractéristique à vitesse ω_o (figure 1.12)

$$\frac{H}{H'_o} = \left(\frac{\omega}{\omega_o}\right)^2 \qquad \frac{Q}{Q'_o} = \frac{\omega}{\omega_o}$$

En se rapportant au point M_o pour introduire les nombres sans dimension :

$$\frac{Q}{Q_o} = \frac{Q}{Q'_o} \cdot \frac{Q'_o}{Q_o} = \frac{\omega}{\omega_o} \cdot \frac{Q'_o}{Q_o}$$

$$\frac{q}{\gamma} = \frac{Q'_o}{Q_o} \qquad \frac{h}{\gamma^2} = \frac{H'_o}{H_o}$$

On pourra donc, à partir de la caractéristique à vitesse constante, déterminer la courbe $\frac{h}{\gamma^2}$ —— $\frac{q}{\gamma}$ (figure 1.13).

Courbe du rendement global

En général, le constructeur fournit avec la courbe caractéristique $H - Q$ à vitesse constante, celle du rendement global établie pour cette vitesse, parfois le réseau de courbes du rendement global constant (figure 1.7).

Si P_a : puissance absorbée par la pompe

P_f : puissance perdue par pertes mécaniques

rendement hydraulique :

$$\eta_H = \frac{\varpi Q H}{\varpi Q H_i} = \frac{\varpi Q H}{P_a - P_f}$$

Les pertes mécaniques comprennent :

Pertes par frottement dans les paliers

$$P_p = a\,\omega + b\,\omega^2$$

pertes par frottement du disque dans le fluide

$$P_d = c\,\omega^3$$

d'où

$$P_f = P_p + P_d$$

En introduisant cette expression dans celle de r_H

$$r_H = \frac{\varpi Q H}{P_a - (a\omega + b\omega^2 + c\omega^3)}$$

$$\frac{1}{r_H} = \frac{P_a - (a\omega + b\omega^2 + c\omega^3)}{\varpi Q H} = \frac{P_a}{\varpi Q H} - \frac{a\omega + b\omega^2 + c\omega^3}{\varpi Q H} = \frac{1}{\rho} - \frac{a\omega + b\omega^2 + c\omega^3}{\varpi Q H}$$

D'après les lois de similitude " pour une même ouverture du circuit, le point de fonctionnement de la pompe, pour différentes vitesses décrit une parabole caractéristique du circuit, le rendement hydraulique étant constant ".

Si Q, H, ω, ρ sont les valeurs des débit, hauteur, vitesse, rendement global, pour un point de fonctionnement quelconque et Q_o, H_o, ω_o, ρ_o celles du point de fonctionnement nominal

$$\frac{1}{\rho_o} - \frac{a\omega_o + b\omega_o^2 + c\omega_o^3}{\varpi Q_o H_o} = \frac{1}{\rho} - \frac{a\omega + b\omega^2 + c\omega^3}{\varpi Q H}$$

comme $Q = Q_o \dfrac{\omega}{\omega_o}$ et $H = H_o \left(\dfrac{\omega}{\omega_o}\right)^2$ et pour un point de fonctionnement hors de la caractéristique du circuit

$$\rho = \frac{\rho'_o}{1 + \left[\mathcal{L}\left(\frac{1}{\nu^2} - 1\right) + \beta\left(\frac{1}{\nu} - 1\right)\right]\rho'_o \frac{\nu^3}{q \cdot h}} \qquad (1.21)$$

ρ'_o : rendement global au point M'_o sur la caractéristique à vitesse ω_o (figure 1.12)

$$\mathcal{L} = \frac{a\omega_o}{\varpi Q_o H_o} \qquad \beta = \frac{b\omega_o^2}{\varpi Q_o H_o} \qquad \nu = \frac{\omega}{\omega_o}$$

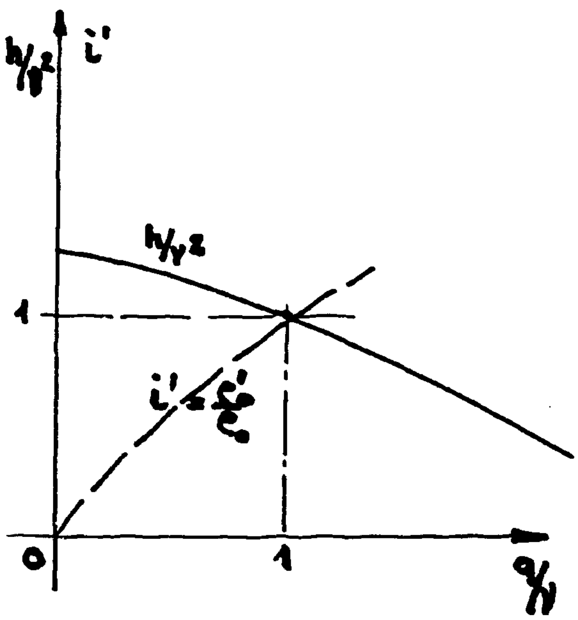


Figure 1.13

Nous pouvons déterminer la courbe de :

$$i' = \frac{\rho'_o}{\rho_o} \quad \text{en fonction de} \quad \frac{Q}{Q_o}$$

c'est-à-dire :

$$i' \quad \text{en fonction de} \quad \frac{q}{\nu}$$

(figure 1.13).

Pour un point de fonctionnement quelconque :

$$i = \frac{\rho}{\rho_o} = \frac{\rho}{\rho'_o} \cdot \frac{\rho'_o}{\rho_o}$$

$$= \frac{i'}{1 + \left[\alpha\left(\frac{1}{\nu^2} - 1\right) + \beta\left(\frac{1}{\nu} - 1\right)\right]\rho_o \frac{\nu^3}{qh}}$$

Remarque -

Pour la détermination des coefficients α et β il suffit de connaître deux points de fonctionnement à ouverture constante du circuit, mais à vitesses différentes.

M_o : point de fonctionnement nominal ρ_o, ν_o
M_1 : à même ouverture du circuit qu'en M_o ρ_1, ν_1
M_2 : " " " " " ρ_2, ν_2

L'application pour ces deux points de la formule :

$$\rho = \frac{\rho_o}{1 + \left\{\alpha\left(\frac{1}{\nu^2} - 1\right) + \beta\left(\frac{1}{\nu} - 1\right)\right\}\rho_o}$$

donne

$$\alpha = \frac{K_2 Y_1 - K_1 Y_2}{Y_1 X_2 - Y_2 X_1}$$

$$\beta \cdot \frac{K_1 X_2 - K_2 X_1}{Y_1 X_2 - Y_2 X_1} \qquad (1.22)$$

en posant :

$$X_1 = \frac{1}{\vartheta_1^2} - 1 \qquad Y_1 = \frac{1}{\vartheta_1} - 1 \qquad K_1 = \frac{\rho_o - \rho_1}{\rho_1 \; \rho_o}$$

$$X_2 = \frac{1}{\vartheta_2^2} - 1 \qquad Y_2 = \frac{1}{\vartheta_2} - 1 \qquad K_2 = \frac{\rho_o - \rho_2}{\rho_2 \; \rho_o}$$

1.4.4 - Intégration du système d'équations

Equations (1.20)

Caractéristique - courbe $\frac{h}{\vartheta 2} \longleftrightarrow \frac{q}{\vartheta}$

Rendement - courbe $i' = \frac{\rho'_o}{\rho_o} \longleftrightarrow \frac{q}{\vartheta}$

On résoudra ce système en intégrant pas à pas.

Conditions initiales :

$t_o = 0 \qquad \vartheta_o = 1 \qquad q_o = 1 \qquad h_o = 1 \qquad i'_o = 1$

On considère, qu'au départ, pendant un petit intervalle de temps Δt le débit reste constant $q_1 = q_o = 1$

$$\Delta t \longrightarrow t_1 = t_o + \Delta t$$

$$\Delta \vartheta_1 = -\left(\frac{q_o \, h_o}{\vartheta_o . i_o} + m_f\right)\frac{\Delta t}{T_c} = -(1 + m_f)\frac{\Delta t}{T_c} \longrightarrow \vartheta_1 = \vartheta_o + \Delta\vartheta_1$$

$$\Delta q_1 = 0 \longrightarrow q_1 = q_o = 1$$

$$\left(\frac{q}{\vartheta}\right)_1 = \frac{q_1}{\vartheta_1} \longrightarrow \left(\frac{h}{\vartheta 2}\right)_1 \longrightarrow h_1 = \left(\frac{h}{\vartheta 2}\right)_1 \vartheta_1^2$$

$$\left(\frac{q}{\vartheta}\right)_1 = \frac{q_1}{\vartheta_1} \longrightarrow i'_1 - i_1 = \frac{i'_1}{1 + \left[\alpha\left(\frac{1}{\vartheta 2} - 1\right) + \beta\left(\frac{1}{\vartheta} - 1\right)\right] \rho_o \frac{\vartheta_1^3}{q_1 h_1}} \qquad i_1$$

$$\Delta t \longrightarrow t_2 = t_1 + \Delta t$$

$$\Delta \nu_2 = -\left(\frac{q_1 h_1}{\nu_1 i_1} + m_f\right)\frac{\Delta t}{T_c} \longrightarrow \nu_2 = \nu_1 + \Delta \nu_2$$

$$\Delta q_2 = h_1 - q_1^2 \longrightarrow q_2 = q_1 + \Delta q_2$$

$$\left(\frac{q}{\nu}\right)_2 = \frac{q_2}{\nu_2} \longrightarrow \left(\frac{h}{\nu^2}\right)_2 \longrightarrow h_2 = \left(\frac{h}{\nu^2}\right)_2 \nu_2^2$$

$$\left(\frac{q}{\nu}\right)_2 = \frac{q_2}{\nu_2} \longrightarrow i'_2 \text{ — } i_2 = \frac{i'_2}{1 + \left[\alpha\left(\frac{1}{\nu^2} - 1\right) + \beta\left(\frac{1}{\nu} - 1\right)\right] \rho_0 \frac{\nu_2^3}{q_2 h_2}} \qquad i_2$$

.... etc ...

L'intégration est longue, pour obtenir une bonne précision, il faut prendre un Δt très petit. Avec une machine à calculer électronique, cette méthode devient beaucoup plus pratique. Nous en vérifierons ultérieurement la validité.

1.4.5 - Méthodes simplifiées -

Pour un avant-projet, alors que les courbes sont souvent mal connues, la méthode précédente a peu d'intérêt. Une méthode moins précise mais plus rapide sera préférée, elle permettra de déterminer la loi du ralentissement avec une approximation suffisante.

Si l'on ne tient pas compte de l'inertie du circuit, la deuxième équation du système (1.16) n'intervient plus et nous avons : $q = \nu$ $\quad h = \nu^2$. De plus, le rendement global ρ peut être considéré comme constant : $i = 1$

La première équation du système (1.16)

$$\frac{d\nu}{dt} = - \frac{1}{T_p}(m + m_f)$$

avec

$$m = \frac{q\,h}{\nu . i} = \nu^2$$

devient :

$$\frac{d\mathcal{V}}{dt} = -\frac{1}{T_p}\left(\mathcal{V}^2 + m_f\right) \qquad (1.23)$$

$$dt = -T_p \frac{d\mathcal{V}}{\mathcal{V}^2 + m_f}$$

Intégrons en considérant les conditions initiales $\mathcal{V}_o = 1$ $t_o = 0$ et le frottement $m_f = Cte$

$$t = \frac{T_p}{\sqrt{m_f}}\left[\text{Arc tg}\,\frac{\mathcal{V}}{\sqrt{m_f}}\right]_1^{\mathcal{V}} = \frac{T_p}{\sqrt{m_f}}\left(\text{Arc tg}\,\frac{1}{\sqrt{m_f}} - \text{Arc tg}\,\frac{\mathcal{V}}{\sqrt{m_f}}\right) \qquad (1.24)$$

ou

$$\mathcal{V} = \sqrt{m_f}\;.\;\text{tg}\left[(K - t)\,\frac{\sqrt{m_f}}{T_p}\right] \qquad (1.25)$$

avec $K = \dfrac{T_p}{\sqrt{m_f}}\ \text{Arc tg}\,\dfrac{1}{\sqrt{m_f}} = \dfrac{I\,\omega o}{M_o\,\sqrt{m_f}}\ \text{Arc tg}\,\dfrac{1}{\sqrt{m_f}}$

Lorsque le frottement est négligeable $m_f = 0$ l'équation (1.23) devient :

$$dt = -T_p \frac{d\mathcal{V}}{\mathcal{V}^2}$$

L'intégration de cette expression en tenant compte des conditions initiales devient :

$$t = T_p\left(\frac{1}{\mathcal{V}} - 1\right) \qquad (1.26)$$

ou

$$\mathcal{V} = \frac{T_p}{t + T_p} \qquad (1.27)$$

Cette dernière expression permettra de déterminer très rapidement l'inertie des pièces en rotation pour obtenir le débit Q nécessaire au bout du temps t .

$q = \dfrac{Q}{Q_o}$ et avec les hypothèses que nous avons faites $q = \mathcal{V}$

$$I = \frac{M_o}{\omega_o}\;\frac{q\,.\,t}{1 - q} \qquad (1.28)$$

- CHAPITRE II -

Les méthodes de calcul, avancées au chapitre précédent ne sont valables que si les résultats auxquels elles conduisent, correspondent avec suffisamment de précision aux résultats expérimentaux.

Un ensemble expérimental à échelle réduite permettra de vérifier la validité de ces méthodes. Pour cette étude expérimentale où interviennent des phénomènes transitoires, quoique de variations assez lentes, est nécessaire un appareillage de mesure spécial, capable d'enregistrer les valeurs des différents paramètres pendant toute la durée du ralentissement.

II.1 - Description du dispositif expérimental -

Cet ensemble à petite échelle conçu pour reproduire le phénomène du ralentissement des pompes de réfrigération d'un réacteur, comprend essentiellement :

- un groupe électro-pompe avec son volant d'inertie et son appareillage de mesure
- un circuit hydraulique avec ses appareils de mesure

II.1.1 - Groupe électro-pompe

Cet ensemble représenté par la figure II.1 se compose d'un chassis en acier permettant de brider rigidement, et d'aligner les différents éléments · moteur, volant, couplemètre et pompe. Il permet la prise directe du moteur (montage de la figure) et également d'obtenir des vitesses de rotation de la pompe, différentes de celles du moteur, en adaptant un renvoi par poulies et courroies.

Moteur :

asynchrone, triphasé ⅄ 220 V - Δ 380 V à cage d'écureuil
marque : Normacem - type : Meut 90 a^2
puissance : 1,45 kW (2 ch)
vitesse : 2.840 t/mn

(c'est le moteur adapté normalement à la pompe).

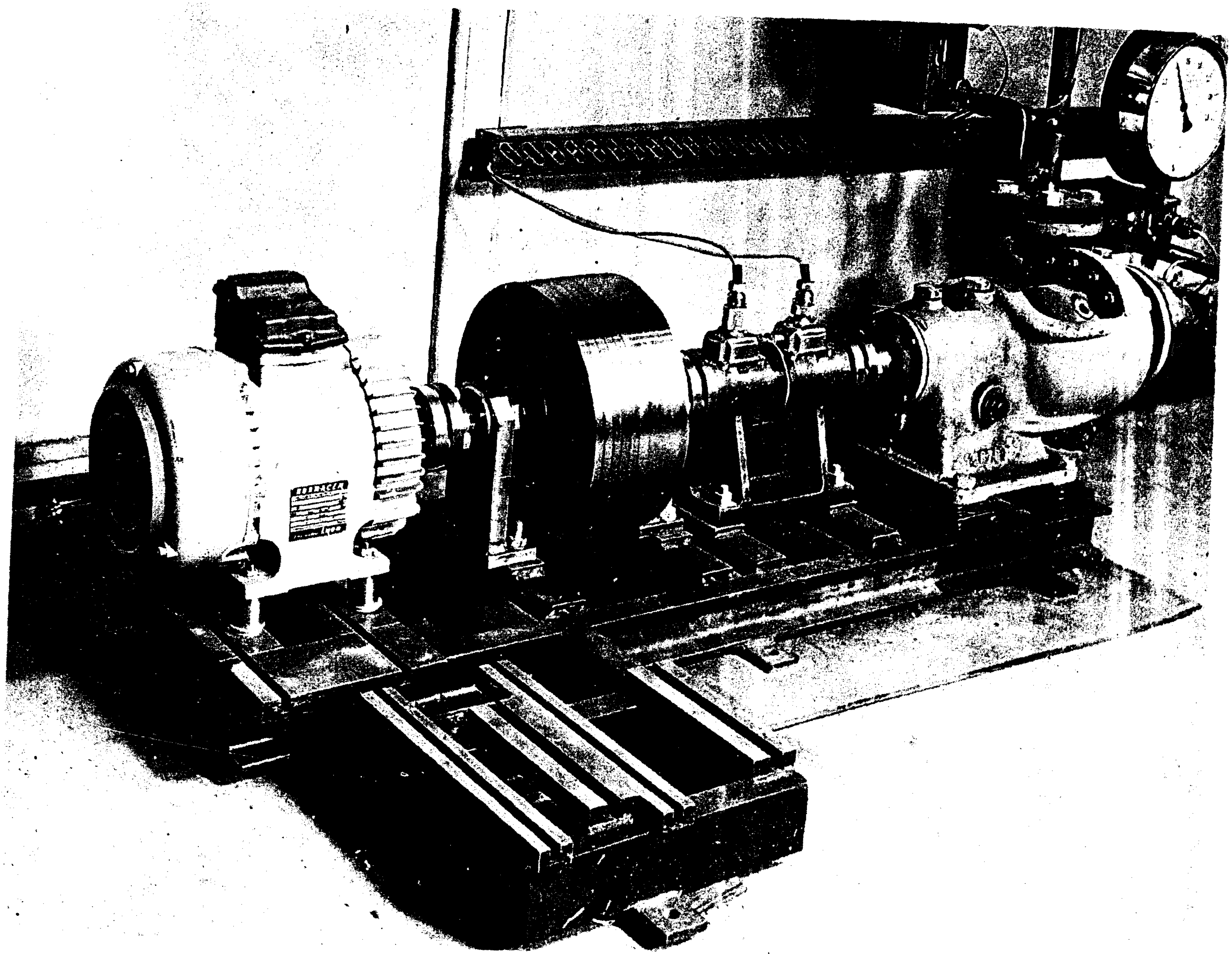
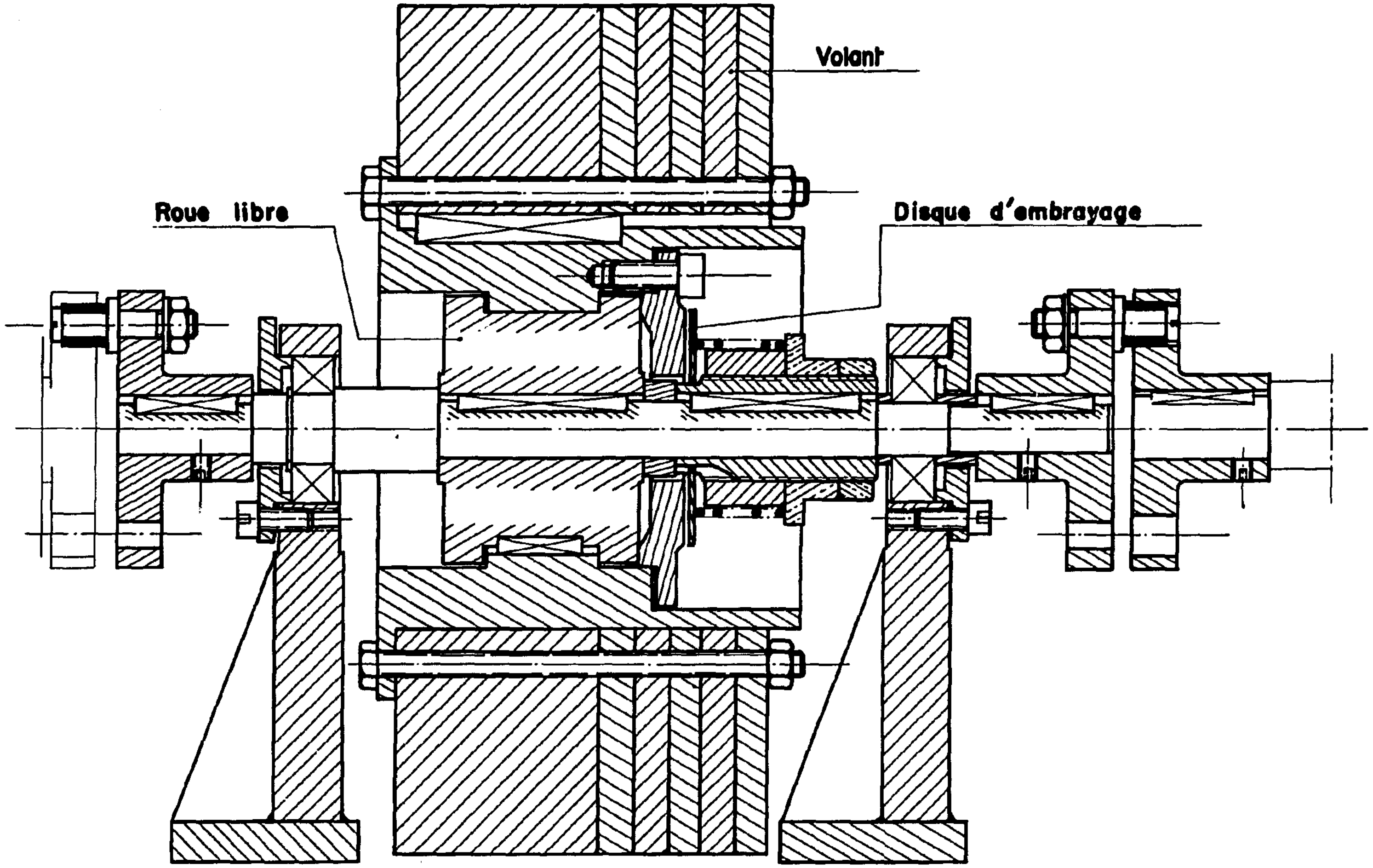


Figure II - 1



ENSEMBLE DU VOLANT D'INERTIE

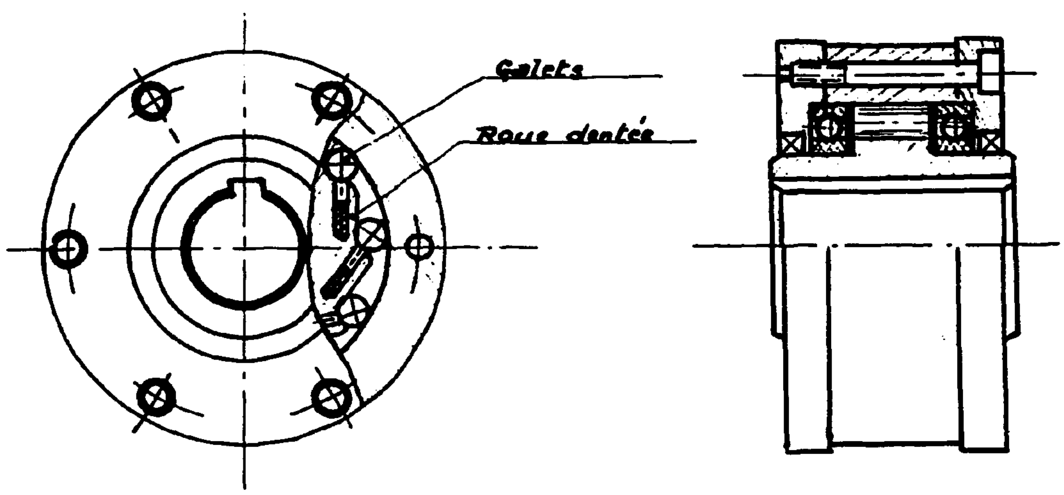
Figure II - 2

Volant d'inertie : (figure II.2)

Pour permettre le lancement de la pompe, indépendamment du volant, celui-ci est monté sur roue-libre. Le volant est lancé progressivement par l'intermédiaire d'un embrayage à friction, dont le couple peut être réglé de manière à ne pas charger au démarrage le moteur au-delà de sa capacité.

L'embrayage à friction se compose d'un disque en bronze, solidaire du volant et d'un disque en acier, coulissant et entraîné par l'arbre moteur. Un ressort de tension, réglable, agit sur ce dernier disque qui crée par frottement le couple d'entraînement du volant.

La roue-libre est du type à galets et roue dentée (figure II.3).
marque : Bolentz & Schäfer
couple maximum : 4 mkg



Roue-libre Figure II.3

Tout cet ensemble est monté sur deux paliers à roulements à billes.

Fonctionnement : Au démarrage, l'arbre d'entraînement relié directement au moteur, prend sa vitesse très rapidement, alors que le volant, entraîné par l'intermédiaire de la friction prend sa vitesse progressivement. Au ralentissement, l'arbre principal n'est plus entraîné par le moteur, mais par le volant dont la grande inertie permet d'entretenir plus longuement le mouvement.

Couplemètre : (figure II.4)

Cet appareil, situé entre le volant et la pompe, est un dynamomètre de torsion. Il permet de transmettre à un enregistreur, simultanément, la mesure de la vitesse de rotation et du couple résistant du récepteur. La partie mécanique de l'appareil, comprend essentiellement, deux plateaux à fenêtres, liés élastiquement par une barre de torsion (figure II.5), ces deux plateaux étant solidaires, l'un de l'arbre moteur, l'autre de l'arbre récepteur. Sous l'action d'un couple résistant, le déplacement angulaire relatif de ces deux plateaux est donné par la formule :

$$\theta = \frac{C \cdot L}{G \cdot I}$$

avec

- θ : déplacement angulaire des plateaux
- C : couple résistant
- L : longueur de la barre de torsion
- G : module d'élasticité
- I : moment d'inertie polaire de la barre

le taux de travail maximum de la barre est :

$$\tau_{max} = \frac{C}{I/V}$$

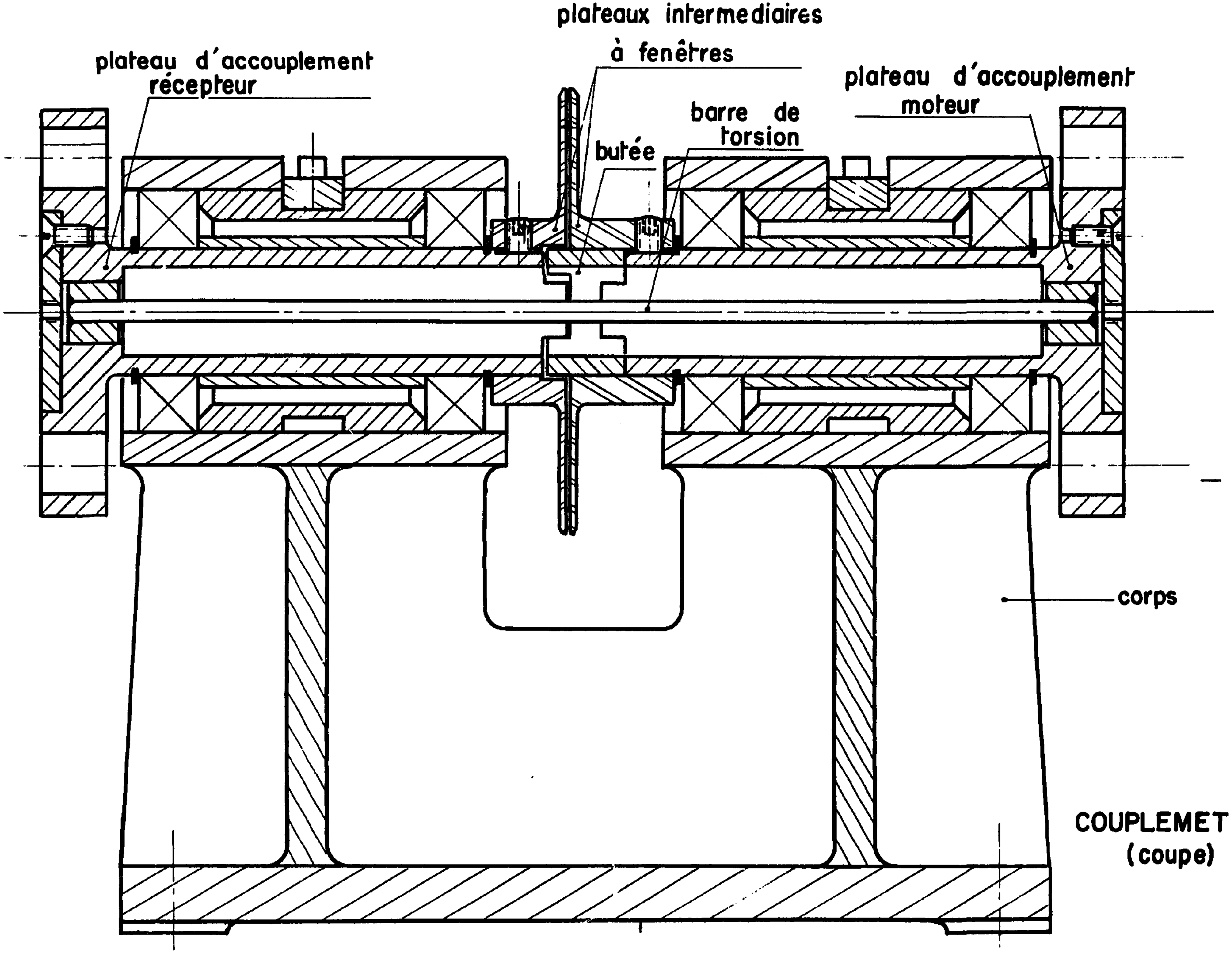
Pour une bonne précision, il faut qu'au couple résistant C corresponde un déplacement angulaire θ appréciable. D'après les formules ci-dessus, cette condition est obtenue, sans toutefois dépasser la limite élastique du métal constituant la barre, en donnant à celle-ci une grande longueur L.

Dans l'appareil utilisé, la barre de torsion est constituée par une tige cylindrique en acier à ressort, de longueur 200 mm, aux extrémités de laquelle ont été brasés deux cubes en acier mi-dur, glissant juste dans les plateaux d'accouplement moteur et récepteur.

Si "d" est le diamètre de la barre de torsion utilisée, on aura :

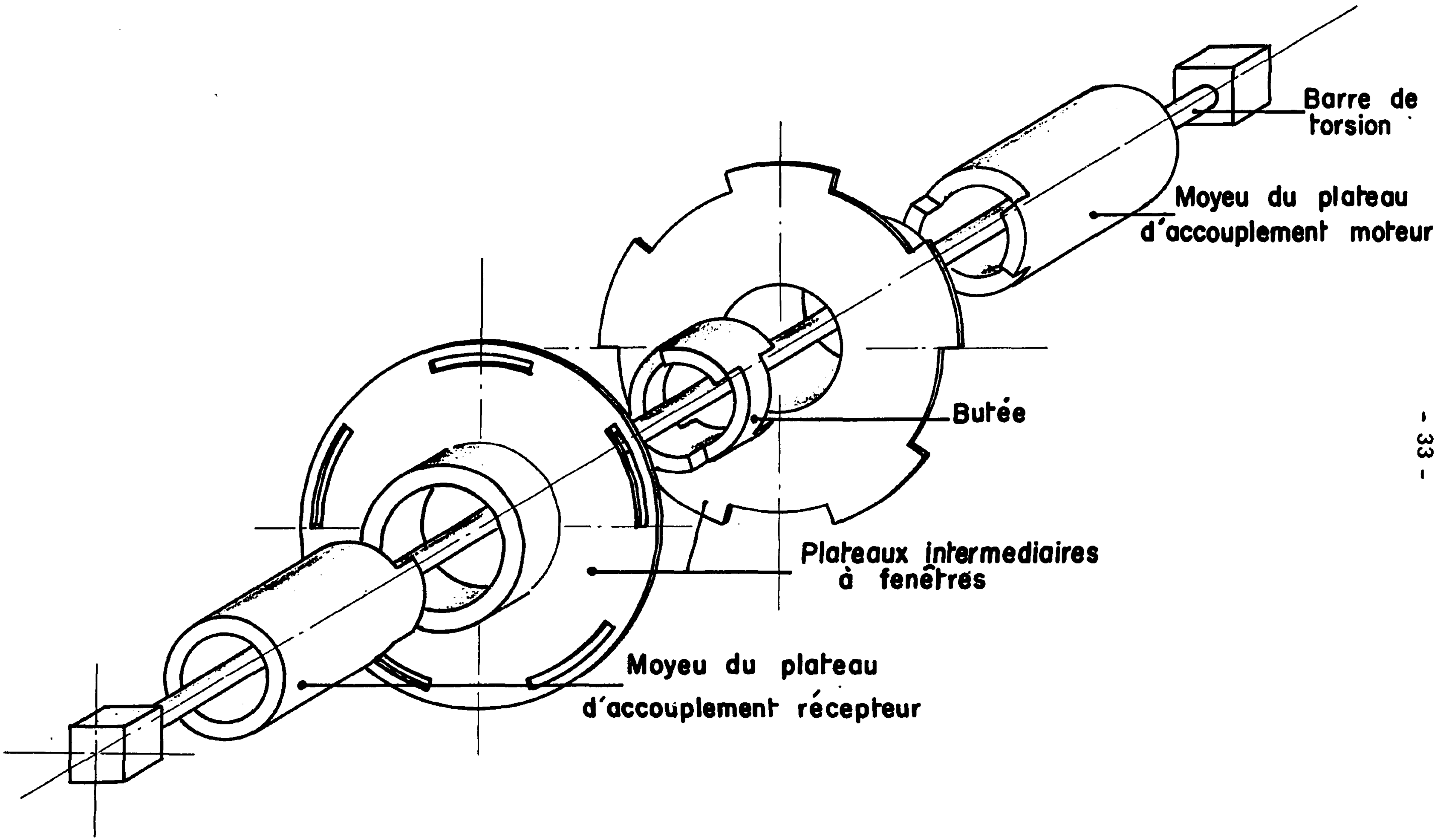
$$\tau_{max} = \frac{16\,C}{\pi\, d^3} \simeq 5\,\frac{C}{d^3}$$

$$\theta = \frac{32}{\pi}\,\frac{C \cdot L}{G \cdot d^4} \simeq 10\,\frac{C \cdot L}{G \cdot d^4}$$



COUPLEMETRE
(coupe)

Figure II - 4



COUPLEMETRE (principe)

Figure II - 5

Pour éviter, par suite des forces d'inertie, de dépasser la limite élastique du métal, il a été prévu un limiteur de torsion de la barre (figure II.5). Les plateaux à fenêtres comprennent chacun cinq encoches égales de 36°. Pour un couple nul, la disposition des plateaux, est telle que leurs fenêtres ne se correspondent pas, l'ensemble présente alors des fenêtres de longueur nulle.

A cette partie mécanique, est associé un capteur, constitué d'une cellule photo-électrique et sa lampe excitatrice situées de part et d'autre des plateaux à fenêtres (figure II.1). Selon l'ouverture des fenêtres, la cellule reçoit de la lumière pendant un temps plus ou moins long. La lampe excitatrice est alimentée en courant filtré (figure II.6).

Principe de fonctionnement : Sous l'action du couple résistant, le déplacement angulaire des disques détermine une ouverture de fenêtres proportionnelle à ce couple.

Pendant la rotation, le capteur donne un signal périodique, dont la fréquence est proportionnelle à la vitesse de rotation, et dont le rapport cyclique est lui-même proportionnel au couple mécanique.

Les signaux obtenus sont transmis à un ensemble électronique amplificateur et intégrateur (figures II.7 - II.8 - II.9), qui fournit des courants continus, de tensions proportionnelles à la vitesse de rotation et au couple. (d'après note TT n° 124)

Ces courants sont envoyés sur des galvanomètres enregistreurs :

Méci (10 mV)

Rapidgraph Sefram (scripteur P 640)

Caractéristiques : Il a été prévu cinq barres de torsion de diamètres :

2 - 2,5 - 3 - 3,5 - 4 mm

permettant la mesure de couples de :

20 à 400 mm.kg

courbes d'étalonnage (figure II.10)

La méthode d'étalonnage sera décrite en annexe.

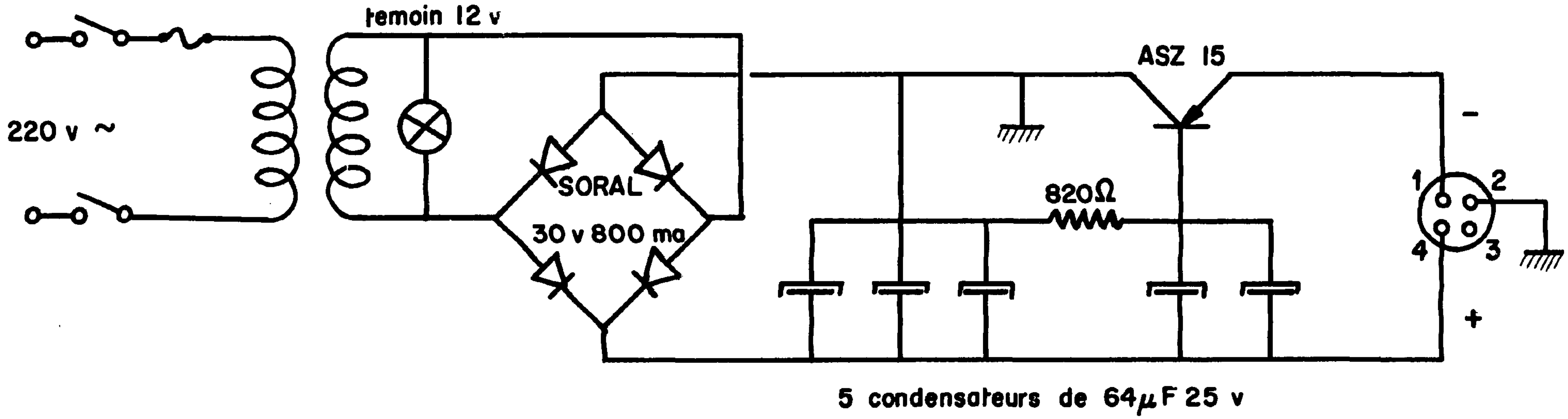
La plage de mesure pour la rotation est de :

0 à 3 000 t/mn

Pompe : (figure II.11)

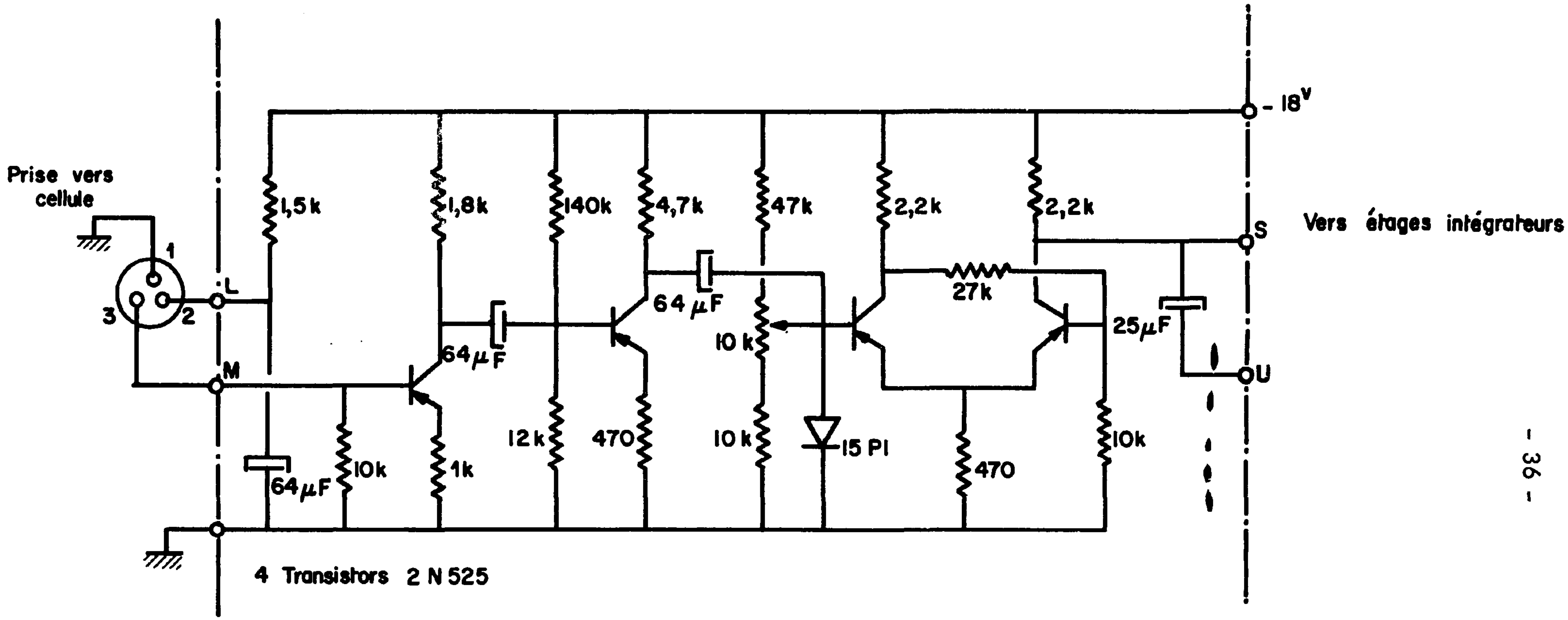
Pompe centrifuge à un étage

à presse-étoupe



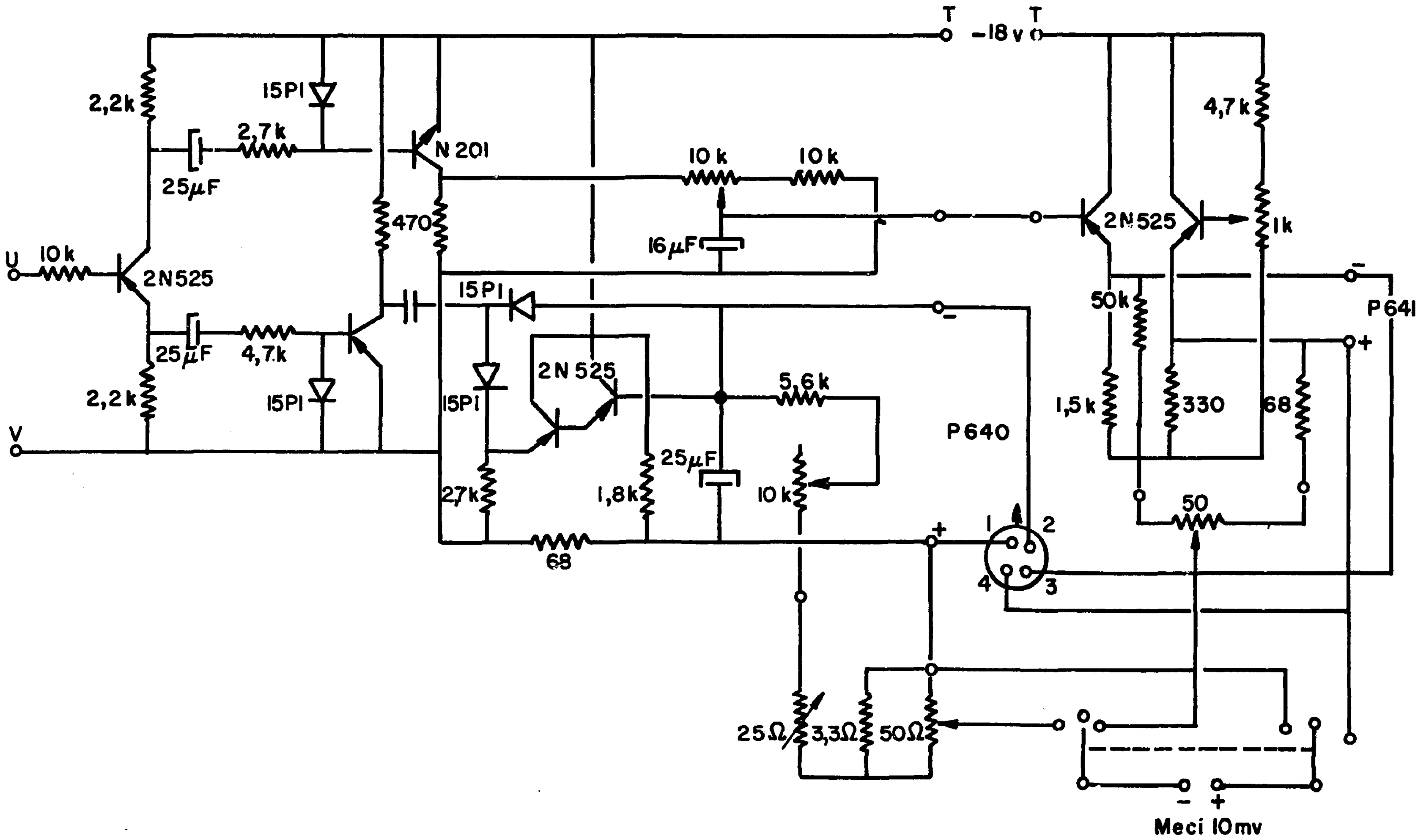
ALIMENTATION FILTREE DE LA LAMPE

Figure II - 6



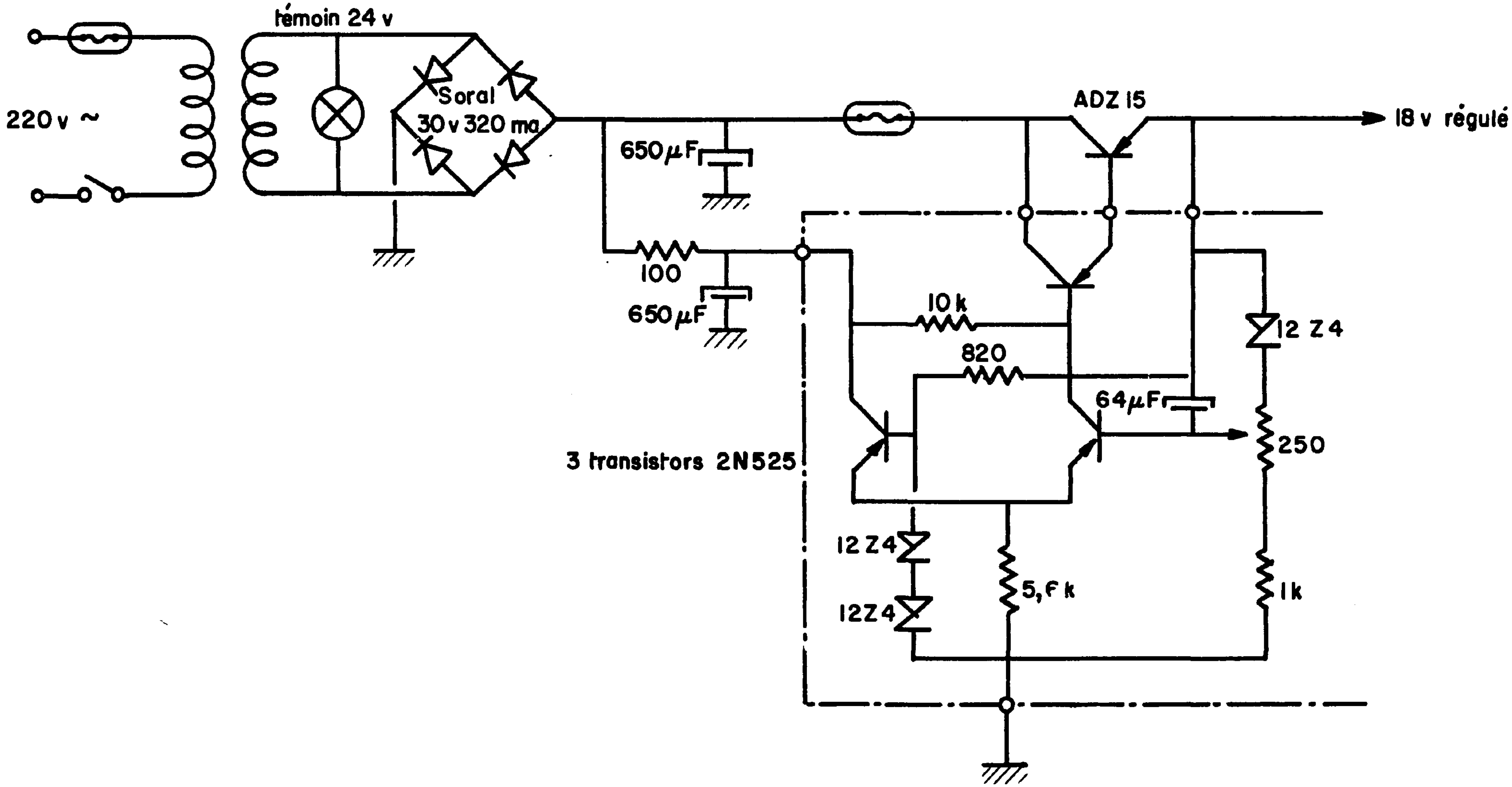
AMPLIFICATEUR ET MISE EN FORME

Figure II - 7



CIRCUITS INTEGRATEURS ET DE SORTIES

Figure II - 8



ALIMENTATION STABILISEE

Figure II - 9

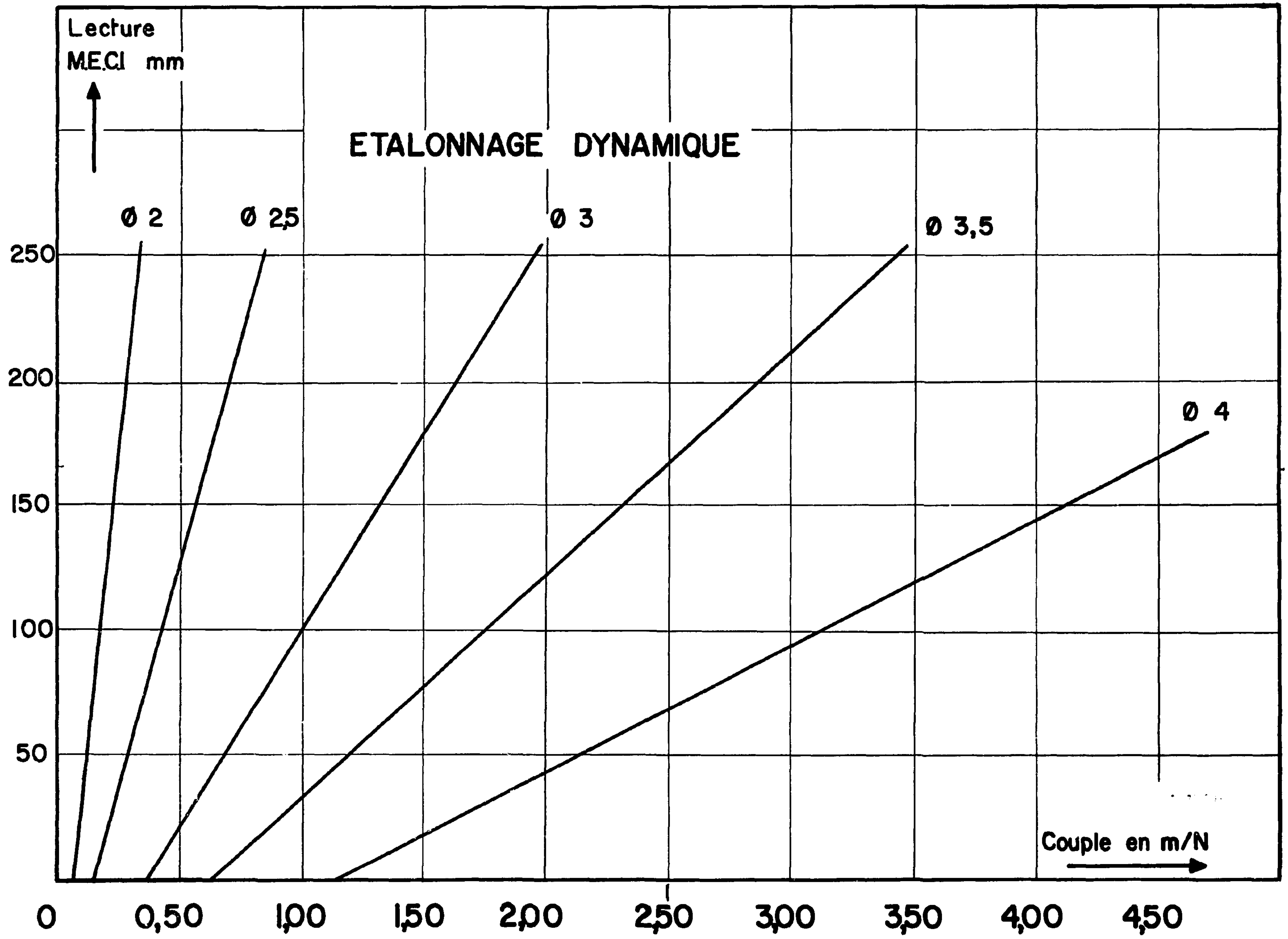
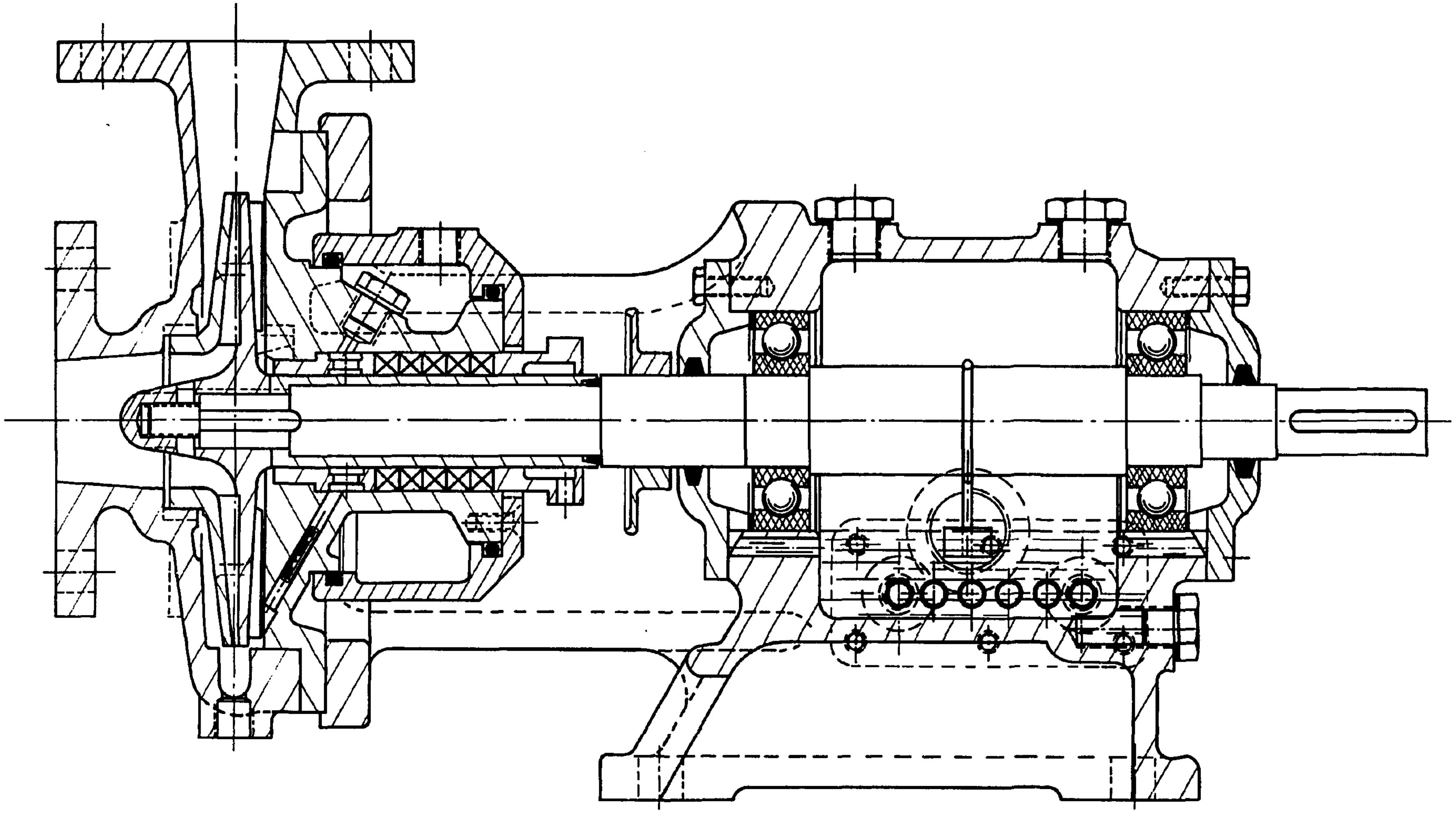

Lecture
M.E.C.I mm
ETALONNAGE DYNAMIQUE
Ø 2
Ø 2,5
Ø 3
Ø 3,5
Ø 4
250
200
150
100
50
0
0,50
1,00
1,50
2,00
2,50
3,00
3,50
4,00
4,50
Couple en m/N

Figure II - 10



Pompe PFYFFER
Type : "NOVIX" 40-15

Figure II - 11

marque : Pfyffer - type : Novix 40-15
hauteur manométrique : 19,1 m
débit : 1,85 l/s
vitesse de rotation : 2.850 t/mn
diamètre d'aspiration : 40 mm
diamètre de refoulement : 30 mm
turbine : diam. 150 mm. (figure II.12)

Rouet de la pompe Ø 150 mm

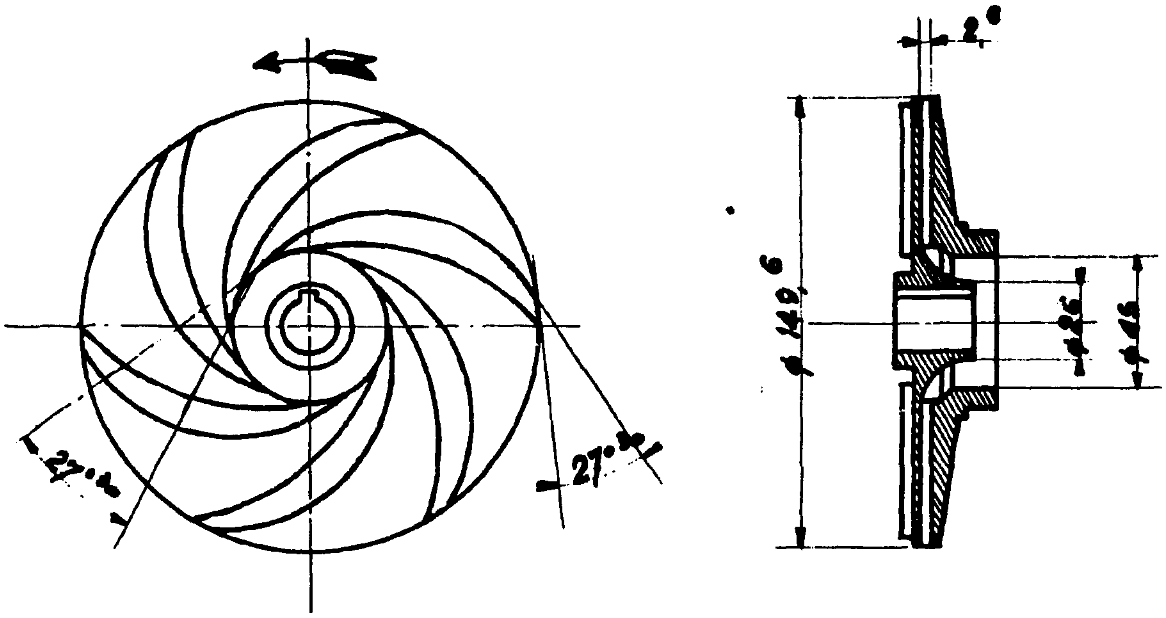


Figure II.12

II.1.2 - Circuit hydraulique

L'ensemble du circuit hydraulique (figure II.14) comprend un bac en charge, alimentant une boucle fermée. Cette boucle est une tuyauterie en acier inoxydable de diamètre intérieur 40 mm, sur laquelle sont montés : une vanne de réglage (robinet à soupape en acier inoxydable, orifice 40 mm, marque : Gachot), une purge à la partie haute du circuit et l'appareillage de mesure.

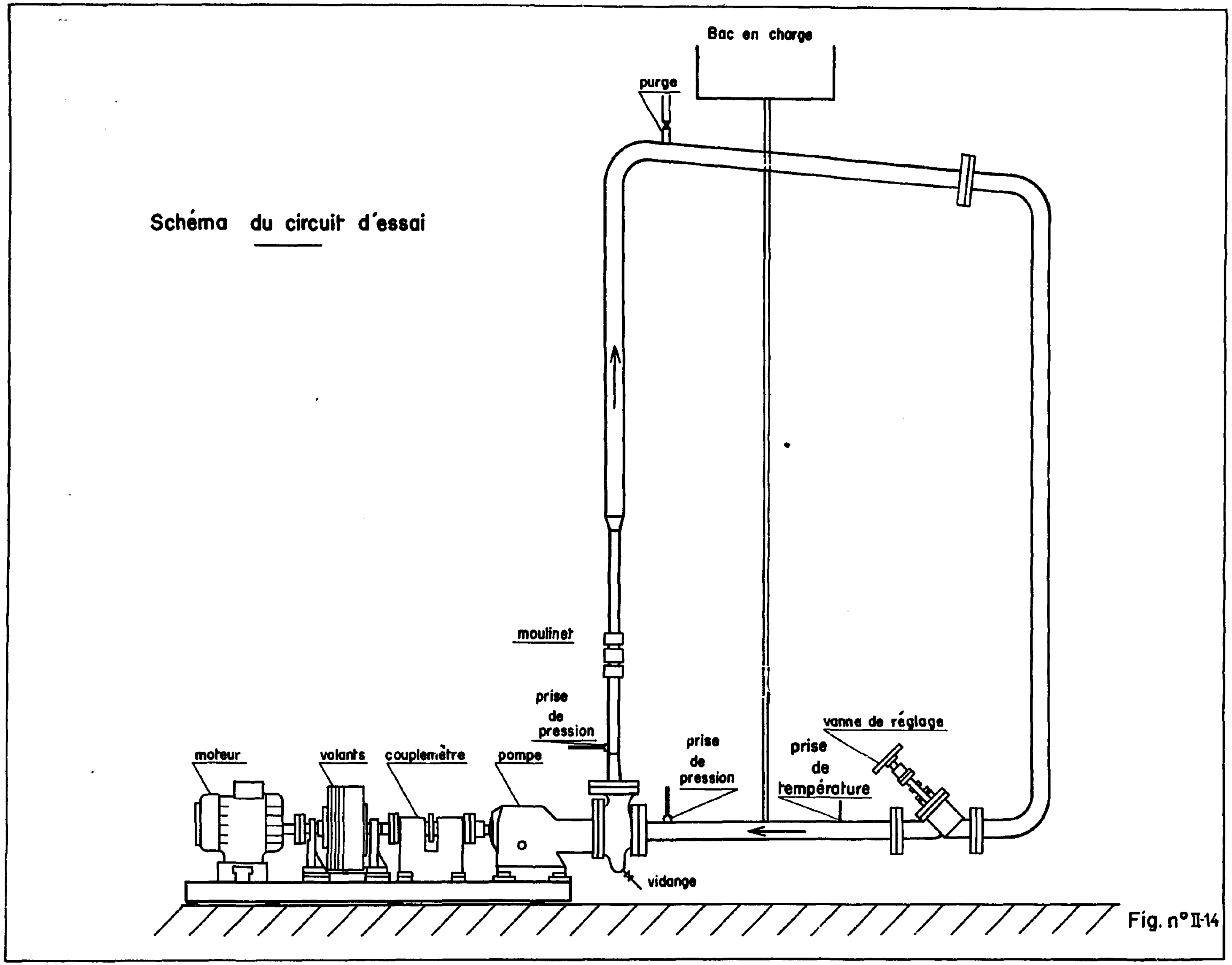


Schéma du circuit d'essai
Bac en charge
purge
moulinet
prise de pression
moteur
volants
couplemètre
pompe
prise de pression
prise de température
vanne de réglage
vidange
Fig. n° II-14

Figure II - 14

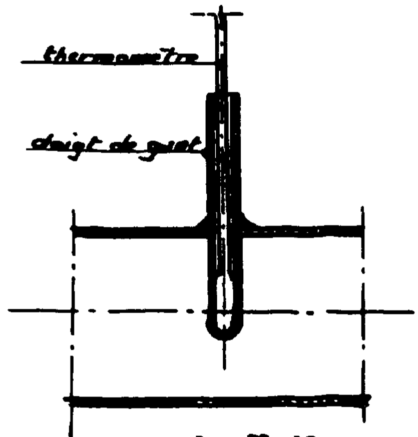


Fig II.13

Mesure de la température -

Par thermomètre à mercure plongé dans un loigt de gant rempli de pétrole. Ce doigt est un tube en ıcier inoxydable soudé sur la tuyauterie comme le représente a figure II .13

Mesure des pressions -

Deux prises de pression situées très près de la pompe , en amont et en aval , sont oudées sur la tuyauterie du circuit. Ces prises représentées par la igure II.15 comportent un canal de 1 mm de diamètre et de longueur 5 d = 5 mm. Elles sont reliées chacune par une tuyauterie en acier noxydable de 6 x 8 , à un manomètre métallique et à un capteur de pression Baudoin.

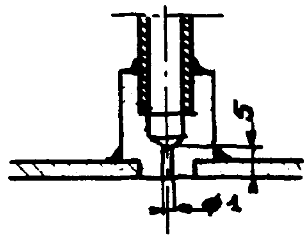


Fig.II.15

Ce capteur de pression est un traducteur électrique à potentiomètre. L'organe sensible est un tube de Bourdon, en acier inoxydable dont la déformation, sous l'effet de la pression transmet par l'intermédiaire d'un système de leviers, un mouvement de translation au curseur d'un potentiomètre (figure II.16).

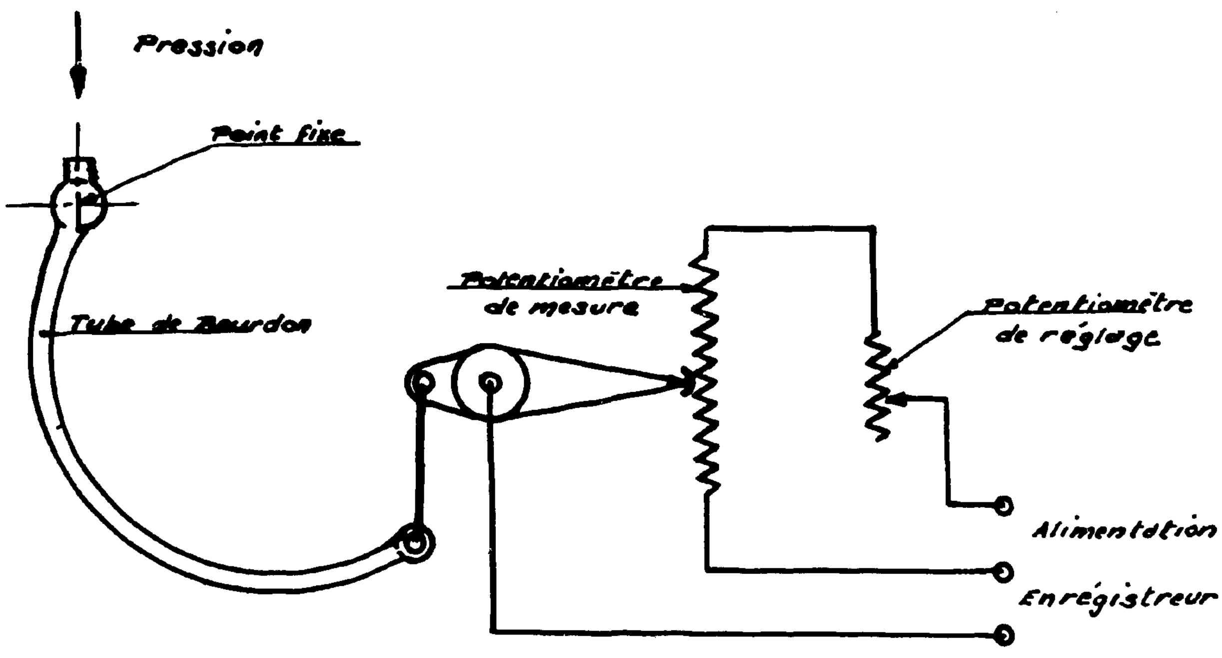


Fig.II.16

Ce potentiomètre est alimenté en courant redressé et filtré. Le courant de sortie du capteur passe dans des résistances ajustables , permettant de régler la sensibilité du scripteur de l'enregistreur. L'alimentation et l'adaptation de ces capteurs à l'enregistreur constituent un ensemble dont le schéma est représenté par la figure II.17.

Cet appareil a été conçu pour le fonctionnement simultané de quatre capteurs.

(d'après note TT/60-132)

En amont de la pompe :

manomètre métallique 0 - 1 hpz

capteur Baudoin - type 613 H 0 - 6 hpz

En aval de la pompe :

manomètre métallique 0 - 3 hpz

capteur Baudoin - type 613 H - 1 hpz 4 hpz

Les prises de pression sont situées avec une différence de niveau de $\Delta h = 0,160$ m.

Mesure du débit -

Par un moulinet Fischer & Porter de diamètre 1", constitué d'une hélice à quatre aimants.

Débit maximum : 3,5 l/s

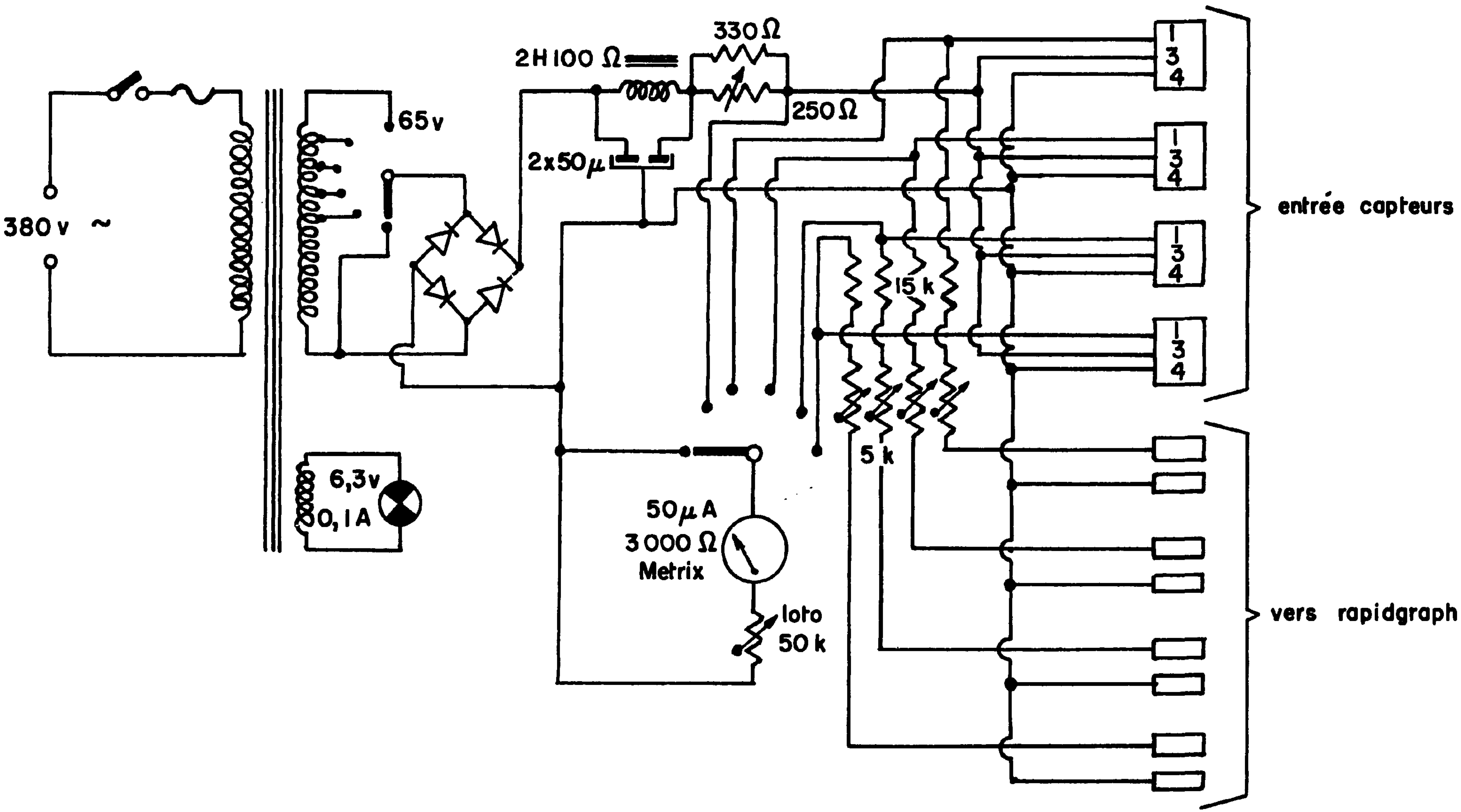
Ce moulinet est relié à un fréquencemètre, dont le galvanomètre permet la lecture directe. Cet appareil a été prévu pour l'enregistrement sur Rapidgraph. Il comprend un amplificateur, un circuit de mise en forme, un circuit intégrateur, une alimentation stabilisée, un galvanomètre de lecture et des circuits d'adaptation pour attaque des différents enregistreurs. Schéma de câblage (figure II.18 - II.19 - II.20)

(d'après note TT n° 114)

Courbe d'étalonnage du moulinet (figure II.21). Cet étalonnage a été effectué par pesée.

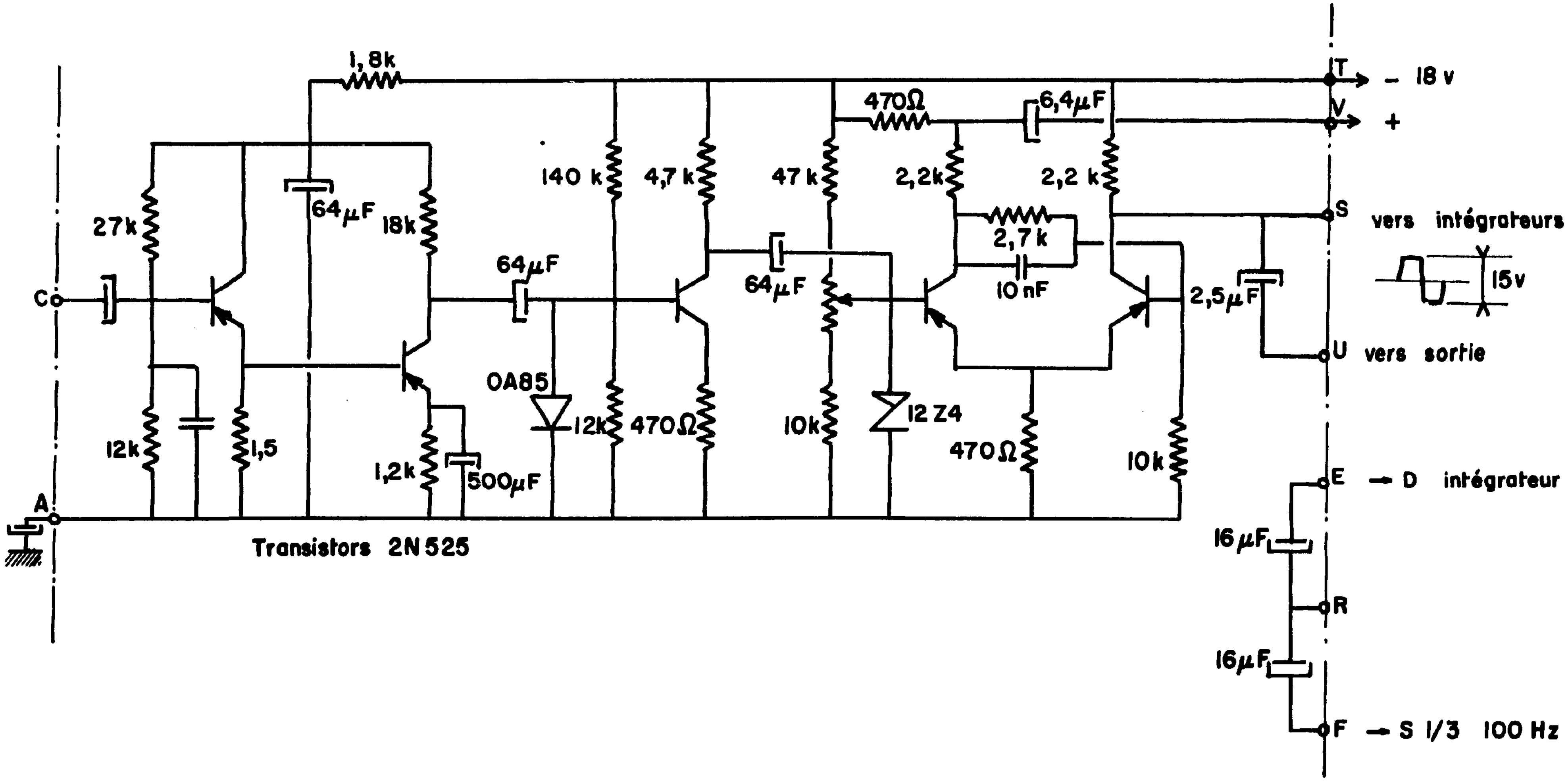
En résumé, cet ensemble expérimental comporte un appareillage de mesure, permettant d'enregistrer simultanément, en fonction du temps :

- la vitesse de rotation de la pompe
- le couple résistant de la pompe
- le débit du fluide dans le circuit
- les pressions du fluide à l'aspiration et au refoulement de la pompe



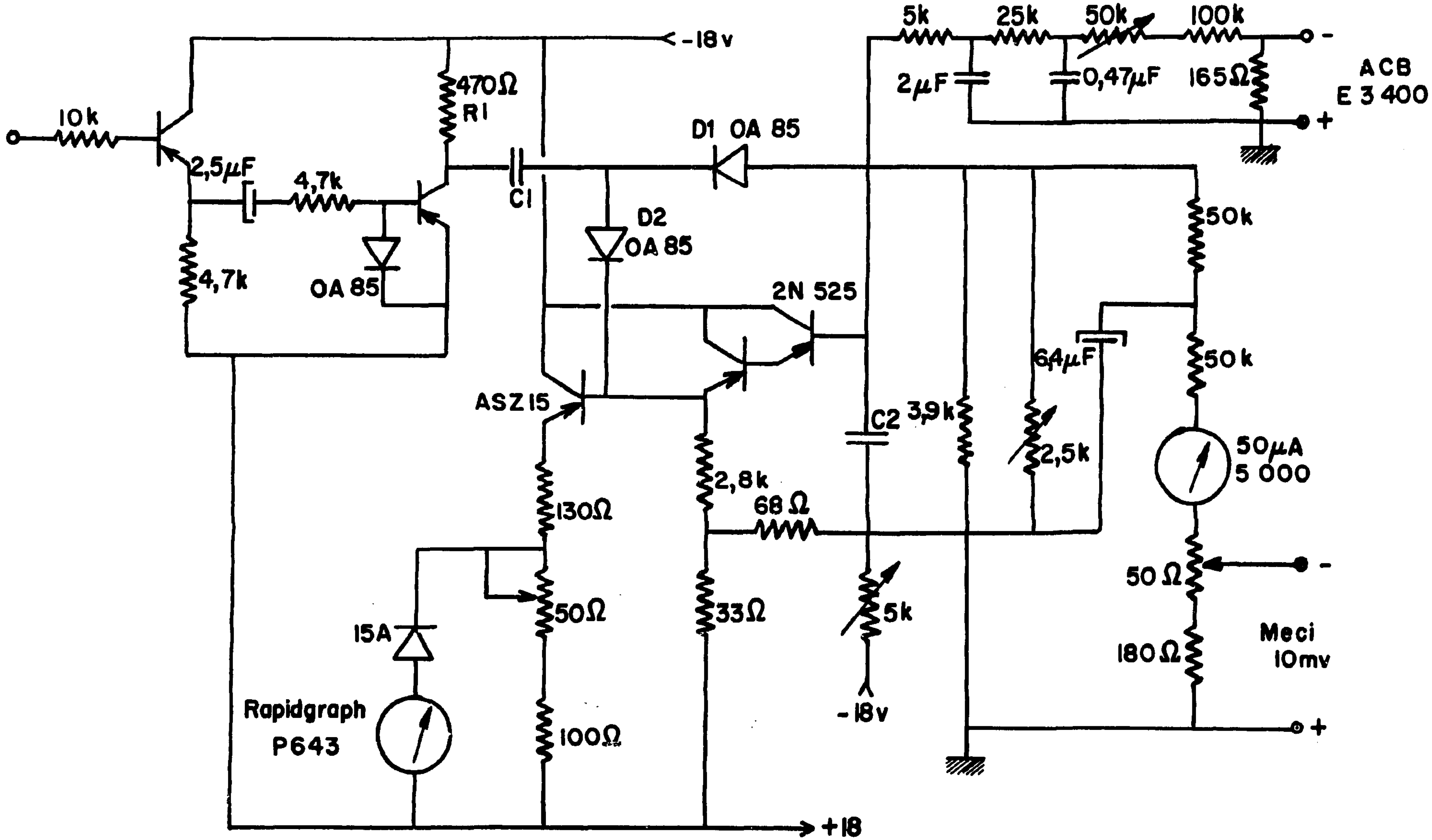
ALIMENTATION DES CAPTEURS ET ADAPTATION SUR ENREGISTREUR

Schéma de principe



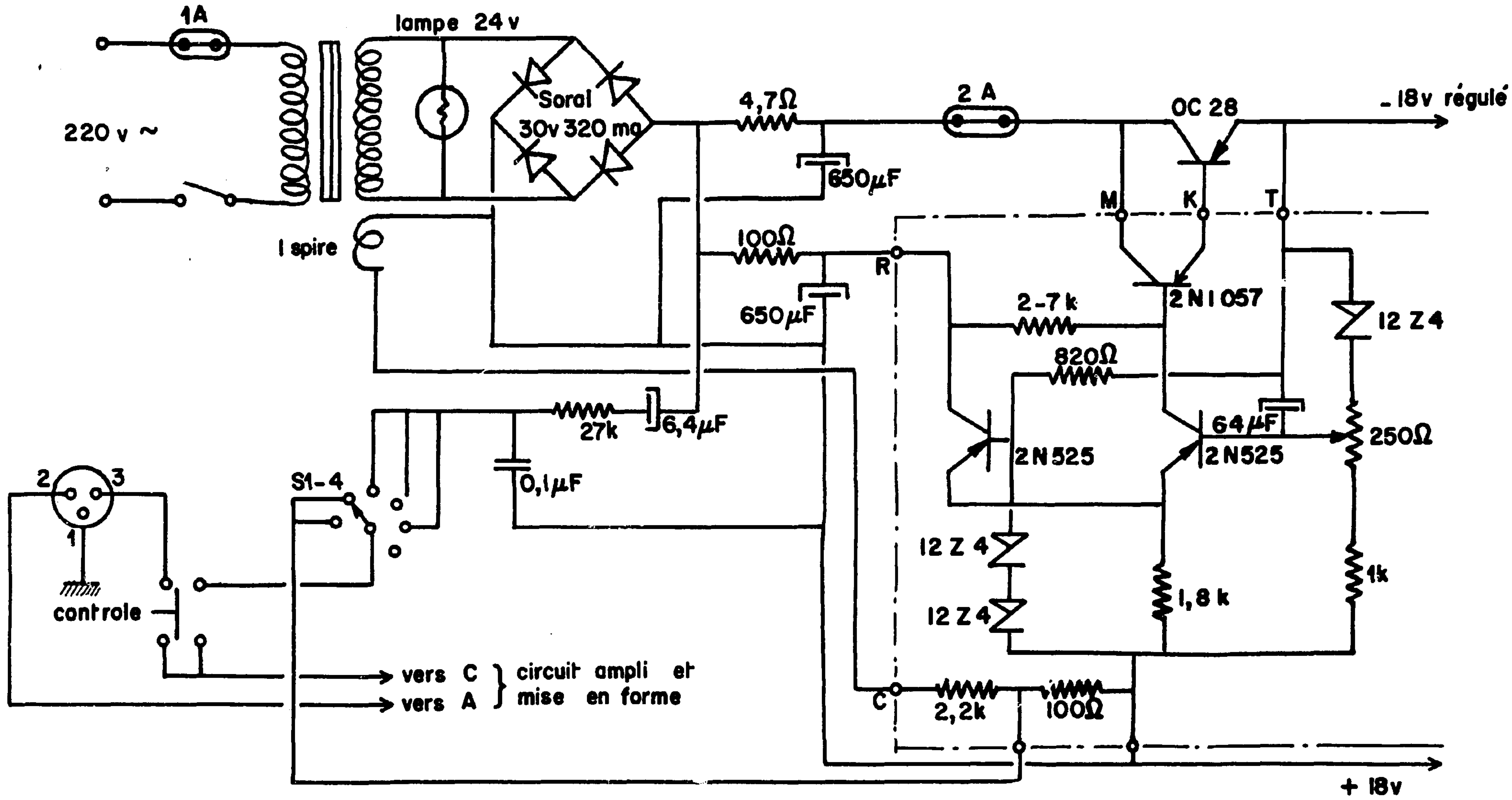
AMPLIFICATEUR ET MISE EN FORME

Figure II - 18



INTEGRATEUR

Figure II - 19



ALIMENTATION ET CIRCUIT D'ENTREE

Figure II - 20

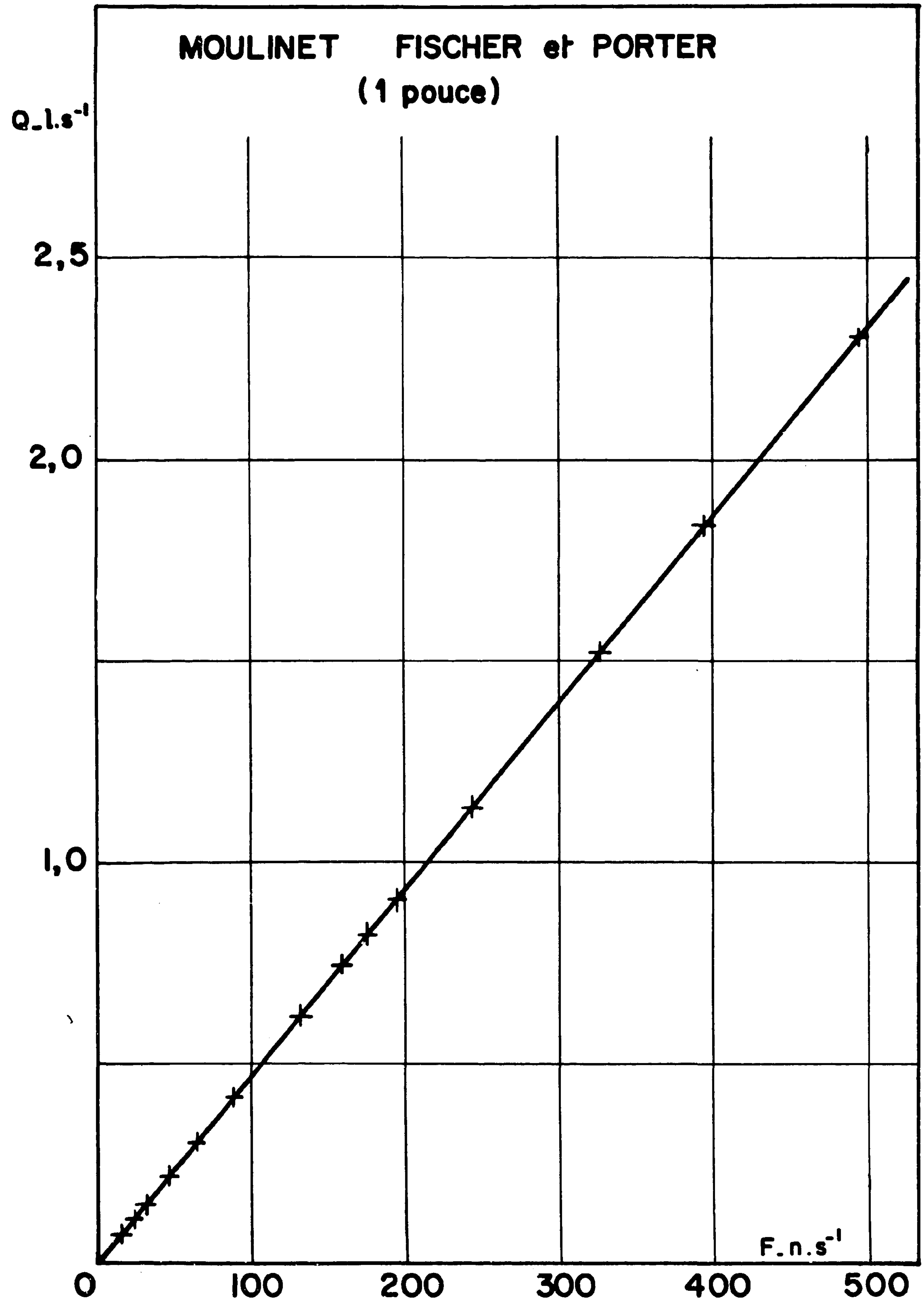

MOULINET FISCHER et PORTER
(1 pouce)
Q_l.s⁻¹
2,5
2,0
1,0
F_n.s⁻¹
0
100
200
300
400
500

Figure II - 21

Les cinq chaînes de mesure correspondantes (figure II.22) aboutissent à l'enregistreur Sefram (Rapidgraph).

L'enregistreur utilisé comporte un dérouleur de papier, à table horizontale et cinq oscillographes à scripteurs interchangeables. Ceux-ci sont à cadre tournant dans le champ d'un aimant. L'équipage mobile d'un scripteur est réalisé avec des résistances de cadre de 0,5 à 4.500 Ohms et avec différents rubans de suspension, donnant des fréquences propres de 15 à 75 Hertzs.

Caractéristiques moyennes des scripteurs utilisés :

Type	F	R	I	U
P. 640	15 Hz	4500 Ω	1, 8 mA	8 V
P. 641	15 Hz	1600 Ω	3 mA	5 V
P. 643	15 Hz	17 Ω	30 mA	8 V

Le tracé se fait à l'encre, la piste de chaque scripteur est de 40 mm.

Vitesses de déroulement du papier :

20 - 100 mm/s
10 - 50 mm/s
5 - 25 mm/s
2 - 10 mm/s

Les enregistrements se présentent comme l'indique l'extrait de bande de la figure II.23.

Contrôle des mesures -

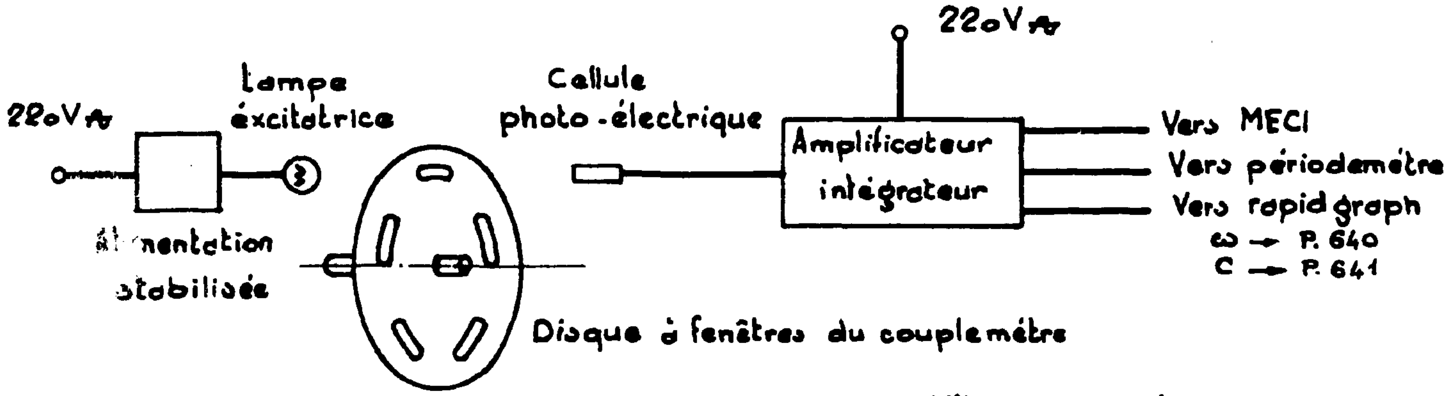
Un déréglage des appareils de mesure, est toujours possible, et des vérifications fréquentes sont nécessaires.

En régime établi, nous pouvons comparer les enregistrements des pressions aux indications données par les deux manomètres métalliques,préalablement étalonnés.

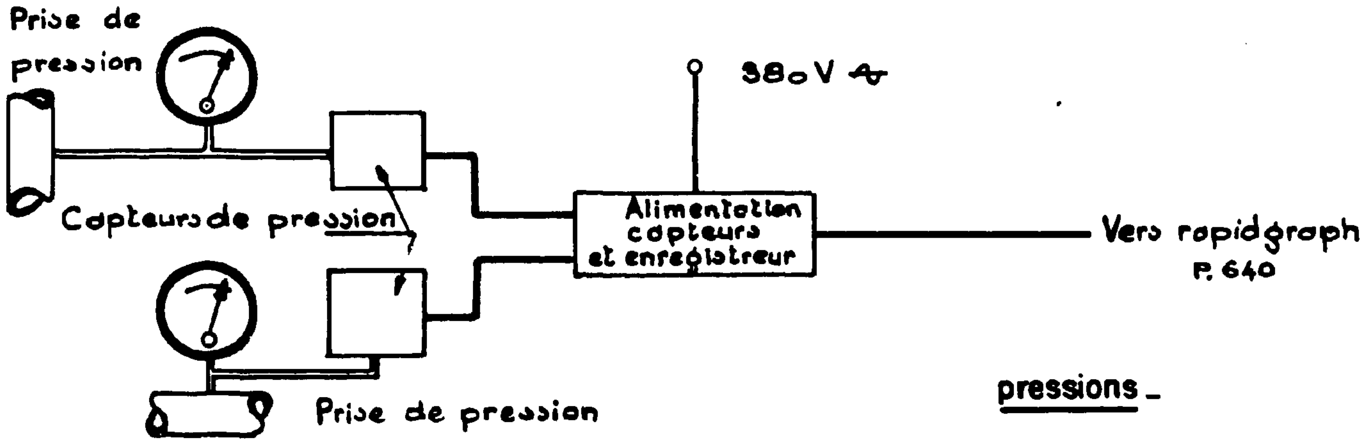
Le débit sera vérifié par lecture directe du galvanomètre de fréquencemètre.

La vérification de la chaîne de mesure de la vitesse s'effectuera par la réception d'un signal de fréquence connu fourni par un générateur.

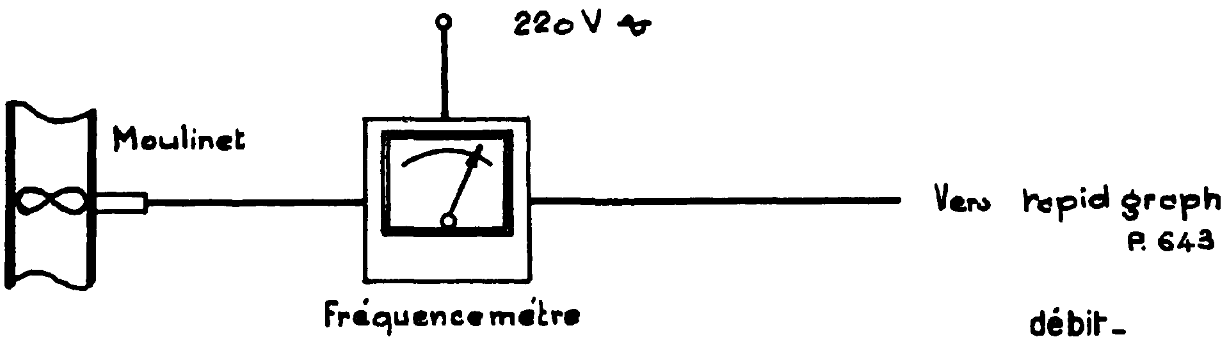
Ce générateur de fréquences sera encore utilisé pour fournir un signal rectangulaire à un convertisseur de rapport cyclique (schéma de principe figure II.24). La connaissance du signal



Vitesse _ couple



pressions _



débit _

CHAINES DE MESURES

Figure II - 22

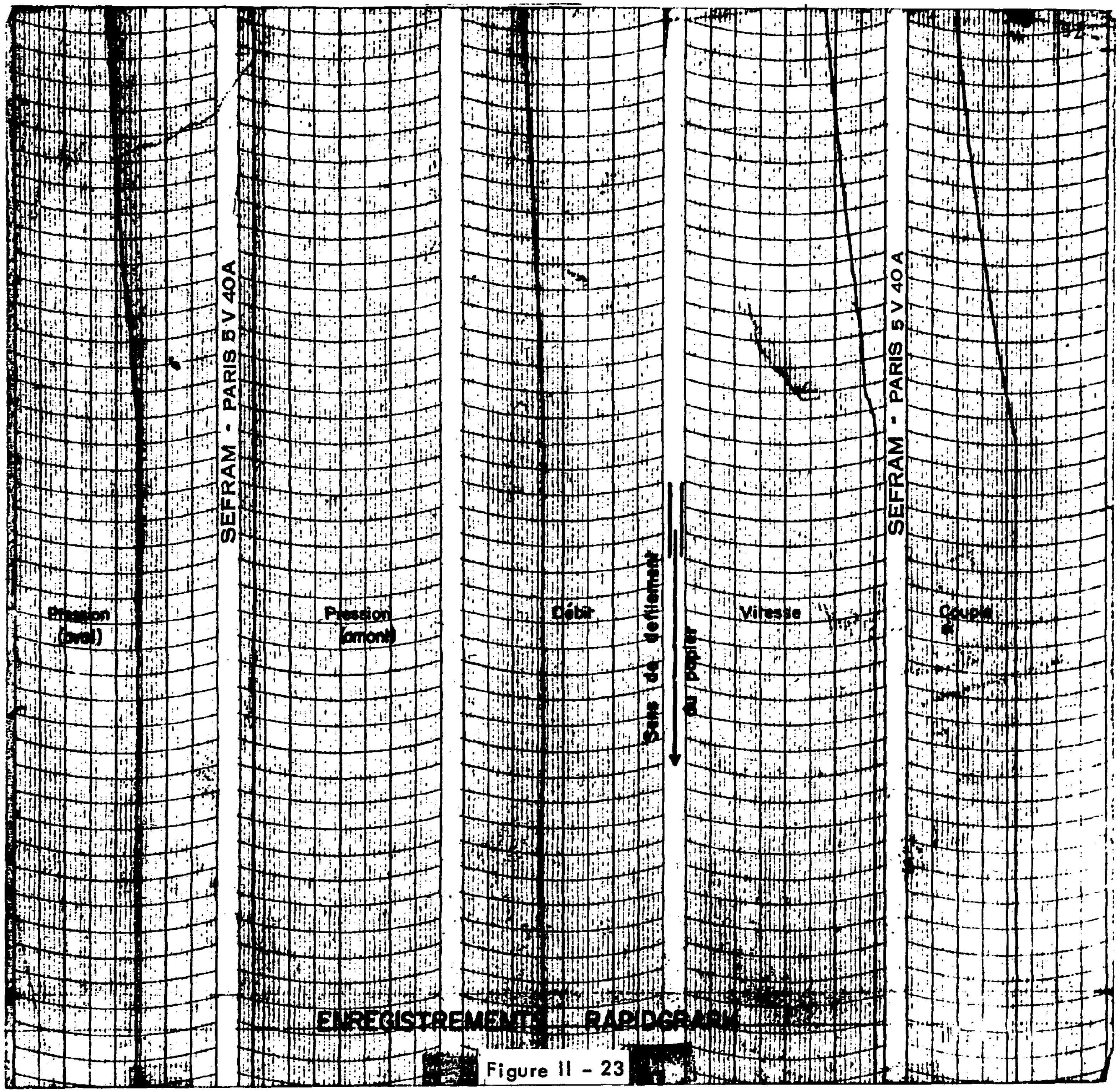
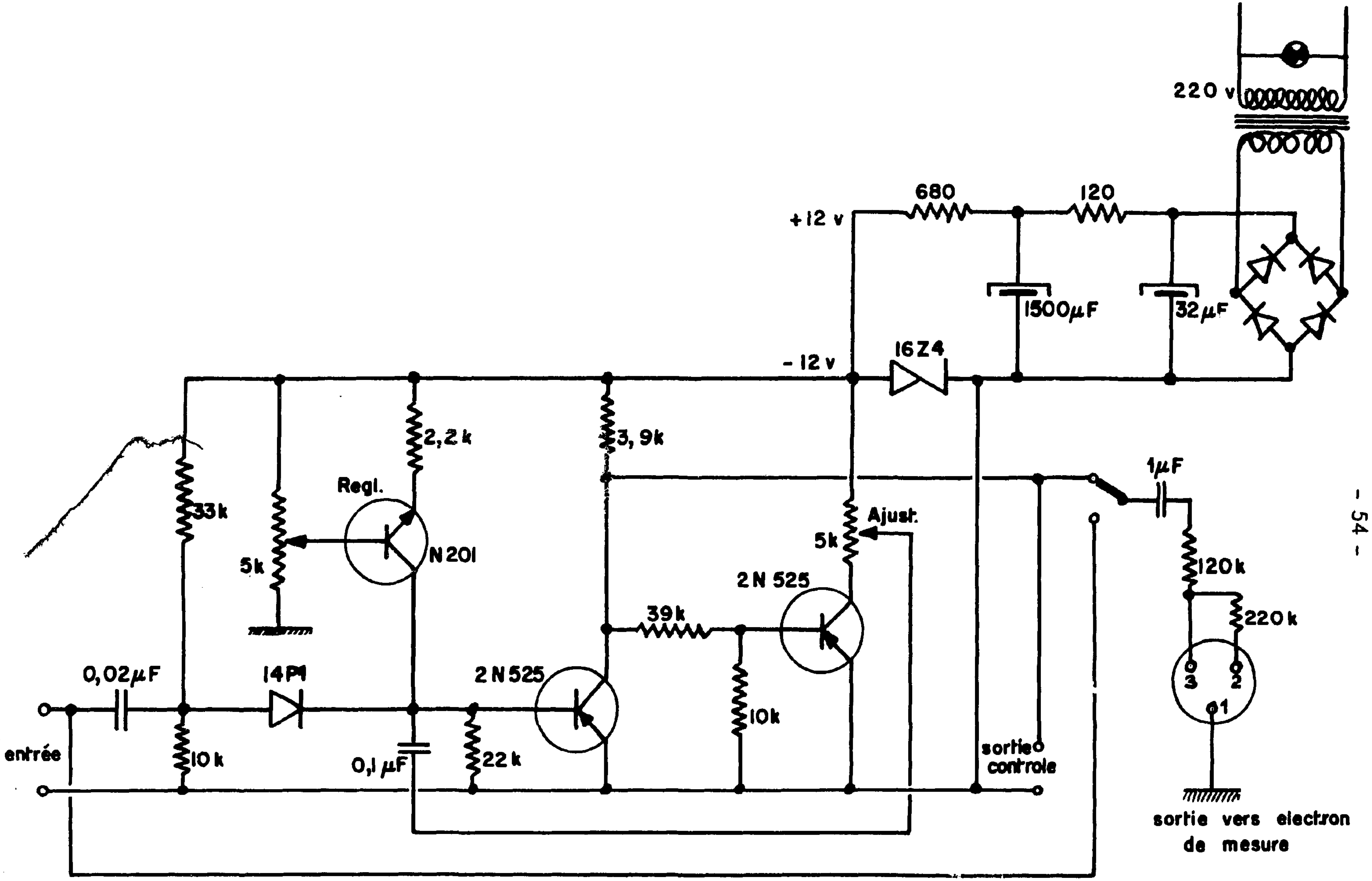

SEFRAM - PARIS 5 V 40A
Pression (aval)
Pression (amont)
Débit
Sens de défilement du papier
Vitesse
Couple
SEFRAM - PARIS 5 V 40A
ENREGISTREMENTS - RAPIDGRAPH

Figure II - 23

de sortie permet de contrôler la chaîne de mesure du couple.

Précision des mesures -

Si tous les appareils de mesure utilisés, sont suffisamment précis pour les résultats recherchés, (de l'ordre de 1%) la précision de la mesure est surtout altérée par l'enregistreur où la raideur et la position du conduit d'alimentation en encre des scripteurs, et le frottement des plumes sur le papier sont des facteurs essentiellement variables et difficiles à contrôler.



CONVERTISSEUR DE RAPPORT CYCLIQUE (Schéma)

Figure II - 24

- CHAPITRE III -

L'application, de la théorie développée au chapitre I, nécessite la connaissance des caractéristiques du dispositif expérimental :

- courbes caractéristiques de la pompe
- moment d'inertie total des pièces en mouvement
- couple de frottement des pièces en rotation
- caractéristiques du circuit

Les résultats obtenus pourront être ensuite comparés à ceux relevés aux essais.

III.1 - Détermination des caractéristiques du dispositif expérimental -

Relevé des caractéristiques de la pompe - Le moteur étant accouplé directement, la pompe est entraînée à la vitesse de 2 840 t/mn. Cette vitesse variera d'ailleurs légèrement avec la charge. Les mesures seront relevées sur les appareils à lecture directe, seul le couple sera enregistré sur Méci. La barre de torsion du couplemètre a pour diamètre d = 4 mm.

Nous relèverons treize points de fonctionement obtenus en faisant varier le réglage de la vanne. En cours d'essai, le fluide s'échauffe, cette faible élévation de température a peu d'influence sur le poids spécifique du fluide (environ 2,4 % dans le cas présent) il en a été néanmoins tenu compte dans les calculs.

Le tableau de la figure III.1 représente le relevé des treize points de fonctionnement qui détermine l'ensemble des courbes caractéristiques de la pompe : hauteur - débit, puissance - débit, rendement - débit à vitesse constante (figure III.2)

Point de fonctionnement nominal de la pompe :

$$H_o = 19,125 \text{ m}$$
$$Q_o = 1,85 \;.\; 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$
$$\omega_o = 302 \text{ radians/s}$$
$$M_o = 3,55 \text{ m/Newton}$$
$$\rho_o = 0,322$$

Pour la détermination des coefficients de rendement α et β de la formule (1.21), on a relevé pour un même réglage de la vanne (celui du point nominal) les caractéristiques des points de fonctionnement pour deux vitesses différentes.

ω_1 = 223r/s	H_1 = 11,55m	Q_1 = 1,38l/s	C_1 = 2,17m/N	P_{a1}=484,9W	ρ_1 = 0,32
ω_2 = 186	H_2 = 7,63	Q_2 = 1,10	C_2 = 1,54	P_{a2} = 287	ρ_2 = 0,28

d'où $\nu_1 = 0,739$ $\nu_2 = 0,618$

en calculant les coefficients x_1 y_1 k_1 et x_2 y_2 k_2

du système (1.22) on a :

$$\alpha = 2,446 \qquad \beta = -5,719$$

Détermination du moment d'inertie total des pièces en mouvement - Si, pour certaines pièces de formes géométriques simples, le moment d'inertie polaire peut être déterminé par le calcul, cette méthode devient pour la plupart fastidieuse et parfois même impossible. Nous appliquerons la méthode du pendule pour l'ensemble des pièces en mouvement, méthode que nous décrirons en annexe.

- Moment d'inertie polaire total (avec gros volant)

$$I_o = 0,3126 \quad \text{unités M.K.S}$$

-Moment d'inertie polaire d'un plateau de volant

$$I'_o = 0,0264 \quad \text{unités M.K.S}$$

(l'adjonction du volant correspond à environ 45 fois l'inertie initiale du groupe).

Couple de frottement des pièces en rotation - Le couplemètre, indique le couple résistant de la pompe, c'est à dire, la résistance hydraulique et la résistance au frottement mécanique (paliers, presse-étoupe). Les autres organes en mouvement, moteur, volant, interviennent également dans la valeur du couple de frottement total. La mesure de ces frottements sera décrite en annexe. Nous verrons d'ailleurs que le couple de frottement est sensiblement proportionnel à la masse des pièces et à leur vitesse de rotation.

$$M_f = (0,29\ N + 440)\ 10^{-4}$$

M_f en m/ Newton

N en t/ mn

Caractéristiques du circuit - Pour un même réglage de la vanne, la caractéristique du circuit, c'est-à-dire la perte de charge en fonction du débit, est une parabole de la forme :

$$H = a\ Q^2$$

unités MKS

Relevé de la caractéristique de pompe

P_2 $N/m^2.10^4$	P_1 $N/m^2.10^4$	t °C	ϖ N/m^3	$\frac{\Delta P}{\varpi}$ m	Q $m^3/s.10^3$	V_2 m/s	V_1 m/s	$\frac{V_2^2-V_1^2}{2g}$ m	H m	P_u w	C abs m/N	ω radians/s	P abs w	ρ
30,018	3,963	32°	9760,21	26,695	0	0	0	0	26,855	0	2,350	306,13	719,40	0
29,528	3,924	32°	9760,21	26,233	0,230	0,468	0,183	0,0094	26,402	59,268	2,538	305,18	774,54	0,076
29,233	3,914	32°	9760,21	25,935	0,460	0,937	0,366	0,0379	26,133	117,329	2,665	304,76	812,18	0,144
28,743	3,904	32°5	9758,76	25,451	0,690	1,405	0,549	0,0853	25,696	173,027	2,852	304,24	867,69	0,199
27,664	3,894	33°	9757,31	24,360	0,920	1,874	0,732	0,1517	24,672	221,471	3,043	303,72	924,21	0,239
26,879	3,894	33°5	9756,34	23,560	1,150	2,342	0,915	0,2370	23,957	268,763	3,296	303,20	999,34	0,269
25,506	3,884	34°	9754,40	22,165	1,380	2,811	1,098	0,3413	22,666	305,112	3,357	302,78	1016,43	0,300
23,642	3,884	35°	9750,51	20,262	1,620	3,300	1,289	0,4704	20,892	330,013	3,421	302,04	1033,27	0,319
21,778	3,884	35°5	9749,55	18,352	1,850	3,768	1,472	0,6134	19,125	344,958	3,547	301,94	1070,98	0,322
19,62	3,874	36°	9747,51	16,152	2,080	4,237	1,655	0,7754	17,087	346,447	3,673	301,52	1107,48	0,312
17,167	3,874	36°5	9745,68	13,638	2,300	4,685	1,830	0,9482	14,746	330,537	3,786	301,21	1140,38	0,289
14,224	3,874	37°	9745,50	10,619	2,550	5,194	2,029	1,1655	11,944	296,833	3,800	301,10	1144,18	0,259
9,81	3,865	38°5	9738,90	6,103	2,720	5,541	2,164	1,3261	7,589	201,034	3,749	301,10	1128,82	0,178

$V_2 = \frac{Q}{S_2}$ avec $S_2 = 4,908.10^4\ m^2$ – Vitesse refoulement

$V_1 = \frac{Q}{S_1}$ avec $S_1 = 12,566.10^4\ m^2$ – Vitesse aspiration

$H = \frac{\Delta P}{\varpi} + \frac{\Delta V^2}{2g} + z$ avec $z = 0,160$ m – Hauteur manométrique

P abs. = C abs. x ω – Puissance absorbée

$\rho = \frac{P_u}{P\ abs.}$ Rendement

Fig. n° III.1

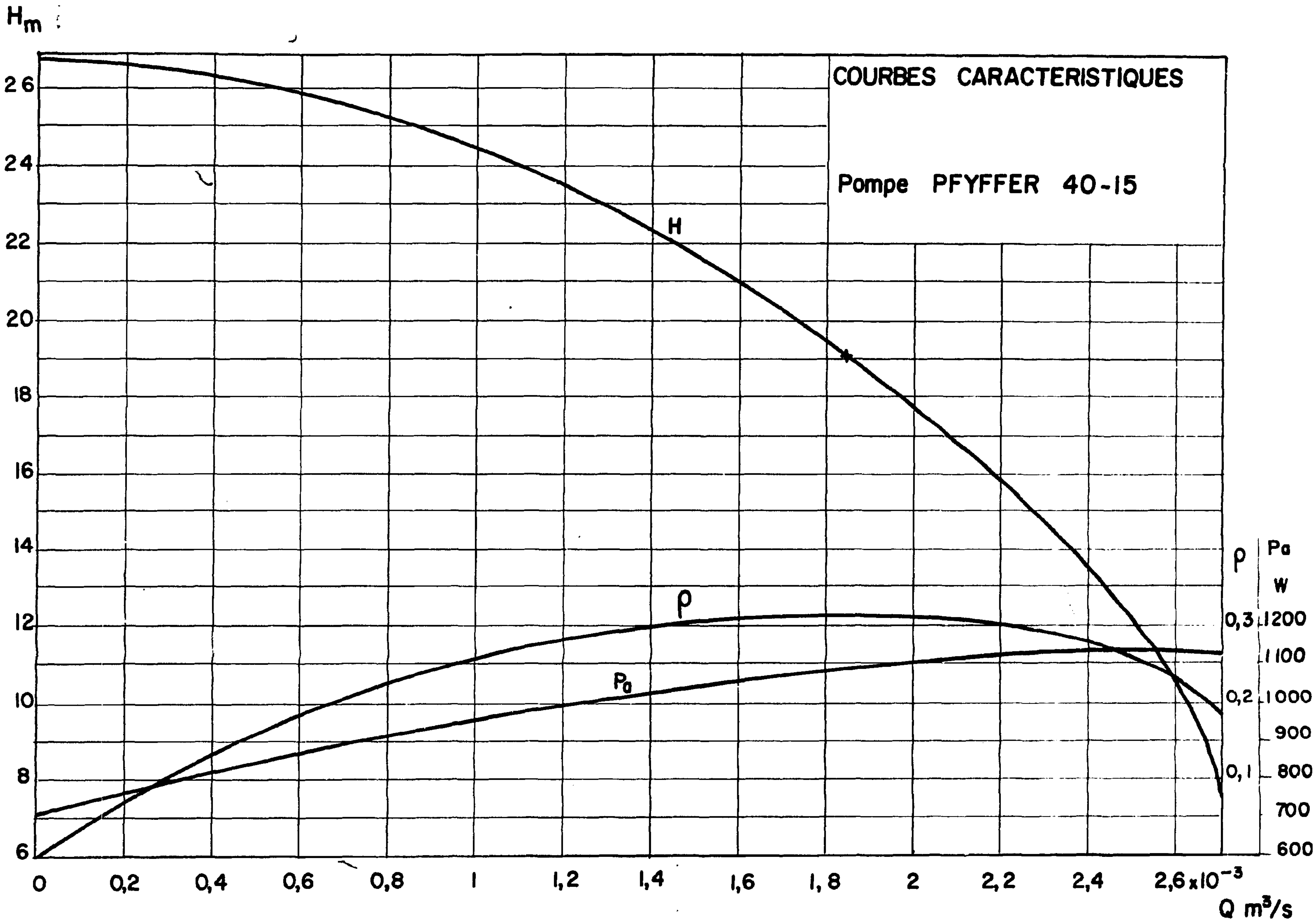

COURBES CARACTERISTIQUES
Pompe PFYFFER 40-15
H_m
26
24
22
20
18
16
14
12
10
8
6
H
ρ
P_a
ρ
Pa
W
0,3
0,2
0,1
1200
1100
1000
900
800
700
600
0
0,2
0,4
0,6
0,8
1
1,2
1,4
1,6
1,8
2
2,2
2,4
2,6 x 10⁻³
Q m³/s

Figure III - 2

Le point de fonctionnement nominal de la pompe étant :

$$H_o \;,\; Q_o \qquad \text{on a} \qquad H = \frac{Ho}{{Q_o}^2} \cdot Q^2$$

Les dimensions du circuit donnent :

$$\sum \frac{Li}{Si} = 8280$$

III.2 - Résultats théoriques -

Toutes ces données, sont maintenant suffisantes pour résoudre théoriquement le problème du ralentissement.

En faisant intervenir les nombres sans dimension : q , ν , h nous pouvons tracer la caractéristique de la pompe telle que nous l'avons indiqué figure I.13, c'est-à-dire :

h/ν^2 en fonction de q/ν

$i' = \rho'_o/\rho_o$ en fonction de q/ν

(Rappelons que ρ'_o est le rendement global à vitesse ω_o)
On obtient les courbes de la figure III.3.

$$T_p = \frac{I\,\omega_o}{M_o} = \frac{0,3126 \times 302}{3,55} = \underline{26,6}$$

$$T_c = \frac{Q_o}{g\,H_o} \sum \frac{L_i}{S_i} = \frac{1,85 \times 10^{-3} \times 8280}{9,81 \times 19,125} = \underline{81,64 \,.\, 10^{-3}}$$

$$m_f = \frac{M_f}{M_o} = 0,0236\,\nu + 0,0124$$

Méthode générale - Reprenons le système d'équations (I.20)

$$\boxed{\begin{aligned} \frac{d\nu'}{d\,{}^{t}/T_c} &= -\frac{T_c}{T_p}\,(m + m_f) \\ \frac{dq}{d\,{}^{t}/T_c} &= h - q^2 \end{aligned}}$$

avec $m = \frac{q \cdot h}{\nu \cdot i} = \frac{q \cdot h \left\{1 + \left[\alpha \left(1/\nu^2 - 1\right) + \beta \left(1/\nu - 1\right)\right] \rho_o i'\right\}}{\nu \cdot i'}$

$m_f = \xi \nu + \zeta$

courbes $h/\nu^2 - q/\nu$ et $i' - q/\nu$

conditions initiales : $t_o = 0$ $q = h = i' = \nu = 1$

$$T_p = 26,6 \qquad T_c = 81,64 \cdot 10^{-3}$$

$$\alpha = 2,446 \qquad \beta = -5,719$$

$$\xi = 0,0236 \qquad \zeta = 0,0124$$

La résolution de ce système d'équations différentielles, a été confiée à une machine à calculer électronique CAB 500 (S.E.A).

Le tableau de la figure III.5 donne les résultats obtenus.

Remarque - Pratiquement on ne peut admettre dans le réacteur un débit inférieur à la moitié du débit nominal, c'est pour cette raison qu'il est inutile de pousser les calculs au-delà de cette valeur du débit.

Méthodes simplifiées -

a) avec frottement : on considère le couple de frottement constant, et d'après l'expression :

$$m_f = 0,0236 \, \nu + 0,0124$$

on prendra la valeur moyenne comprise entre $\nu = 1$ et $\nu = 0,5$ soit approximativement :

$$m_f = 0,03$$

Reprenons l'équation (I.24) :

$$t = \frac{T_p}{\sqrt{m_f}} \left(\operatorname{Arc\,tg} \frac{1}{\sqrt{m_f}} - \operatorname{Arc\,tg} \frac{\nu}{\sqrt{m_f}} \right)$$

où $T_p = \frac{I \cdot \omega_o}{M_o} = 26,6$

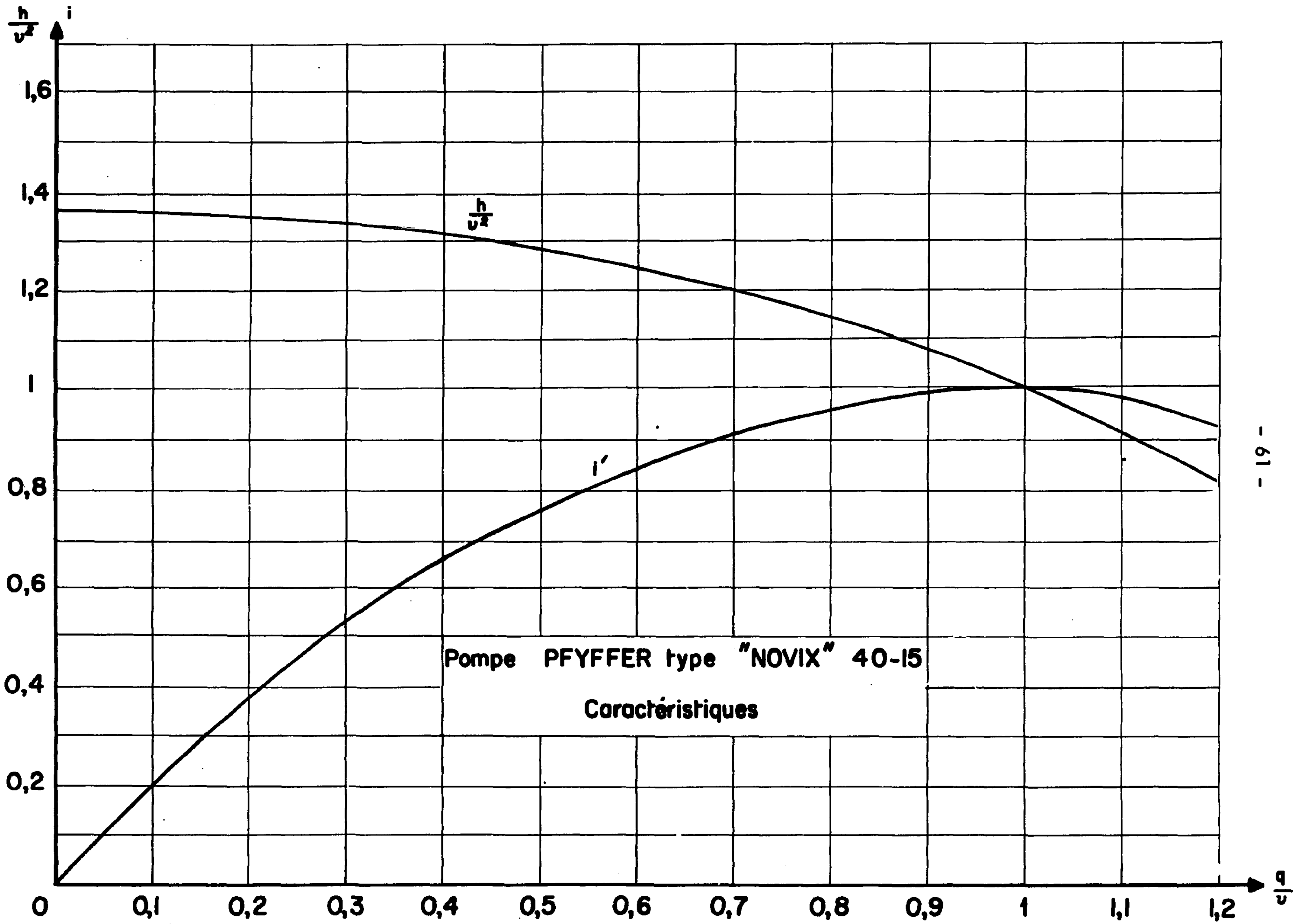

h/v²
i
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1
1,1
1,2
q/v
h/v²
i'
Pompe PFYFFER type "NOVIX" 40-15
Caractéristiques

Figure III - 3

$$t = 153,5 \left(\text{Arc tg } 5,58 - \text{Arc tg } \frac{\lambda}{0,173}\right)$$

$\lambda = q$	t_s
1	0"
0,95	0,49
0,90	2,07
0,85	3,70
0,80	5,57
0,75	7,62
0,70	10,03
0,65	12,75
0,60	15,96
0,55	19,66
0,50	24,03
0,45	29,30
0,40	35,68

FIG.III.4

t/T_c	t	q	v	h
0,000	0,000	1,000	1,000	1,000
10,000	0,816	0,968	0,968	0,937
20,000	1,632	0,939	0,938	0,880
30,000	2,449	0,911	0,910	0,829
40,000	3,265	0,885	0,884	0,782
50,000	4,081	0,861	0,860	0,739
60,000	4,898	0,837	0,836	0,699
70,000	5,714	0,815	0,814	0,663
80,000	6,531	0,794	0,793	0,629
90,000	7,347	0,774	0,773	0,597
100,000	8,163	0,754	0,754	0,568
110,000	8,980	0,736	0,735	0,540
120,000	9,796	0,718	0,717	0,514
130,000	10,613	0,701	0,700	0,490
140,000	11,429	0,684	0,683	0,466
150,000	12,245	0,668	0,667	0,445
160,000	13,062	0,652	0,651	0,424
170,000	13,878	0,637	0,636	0,404
180,000	14,695	0,622	0,621	0,386
190,000	15,511	0,608	0,607	0,368
200,000	16,327	0,593	0,592	0,351
210,000	17,144	0,579	0,579	0,334
220,000	17,960	0,566	0,565	0,319
230,000	18,777	0,552	0,551	0,304
240,000	19,593	0,539	0,538	0,289
250,000	20,409	0,526	0,525	0,275
260,000	21,226	0,513	0,512	0,262
270,000	22,042	0,500	0,499	0,249
280,000	22,859	0,487	0,486	0,236
290,000	23,675	0,474	0,474	0,224
300,000	24,491	0,462	0,461	0,212
310,000	25,308	0,449	0,448	0,201
320,000	26,124	0,437	0,436	0,189
330,000	26,941	0,424	0,123	0,178
340,000	27,757	0,411	0,410	0,168
350,000	28,573	0,399	0,398	0,158

$T_c = 81{,}64.10^{-3}$ $\alpha = 2{,}446$ $\xi = 0{,}0236$

$T_p = 26{,}6$ $\beta = 5{,}72$ $\zeta = 0{,}0124$

RALENTISSEMENT DE POMPE

TABLEAU DE CALCULS - C.A.B. 500

Fig. n° III - 5

b) sans frottement : en négligeant le frottement

$$m_f = 0$$

Reprenons l'équation (I.26)

$$t = T_p \left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right)$$

λ	$1/\lambda$	$1/\lambda - 1$	to
1	1	0	0
0,95	1,05	0,05	1,33
0,90	1,11	0,11	2,93
0,85	1,17	0,17	4,52
0,80	1,25	0,25	6,65
0,75	1,33	0,33	8,78
0,70	1,43	0,43	11,38
0,65	1,54	0,54	14,31
0,60	1,66	0,66	17,71
0,55	1,82	0,82	21,75
0,50	2	1	26,60
0,45	2,22	1,22	32,45

FIG.III.6

III.3 - Résultats expérimentaux -

Les essais ont été effectués sur la boucle représentée sur la figure III.7.

Après avoir, au préalable vérifié les appareils de mesure, comme il a été indiqué précédemment, nous avons démarré le groupe. La mise en vitesse de la pompe est immédiate, alors que le volant ne prend la sienne que progressivement. A l'aide d'un stroboscope, le temps de lancement du volant a été mesuré égal à 3 mn 40".

Après cette période de démarrage et en s'étant assuré de la stabilité du système, l'enregistrement peut commencer. Pour obtenir plus de précision, l'enregistreur Sefram a été réglé sur la vitesse maximum de défilement du papier, soit : 100 mm/s.

Figure III - 8

Quelques secondes après le début de l'enregistrement, l'alimentation électrique est coupée, et le ralentissement commence.

Cette opération a été répétée plusieurs fois pour vérifier la fidélité des mesures. La bande du " Rapidgraph " fournit ainsi toutes les indications nécessaires à la connaissance du ralentissement.

q	λ	t_s
1	1	0
0,92	0,92	2
0,87	0,87	4
0,81	0,81	6
0,76	0,76	8
0,71	0,71	10
0,66	0,66	12
0,62	0,62	14
0,59	0,59	16
0,56	0,56	18
0,52	0,52	20
0,50	0,50	22
0,47	0,47	24
0,45	0,45	26
0,44	0,44	28

FIG.III.8

Relevé d'après enregistrement

III.4 - Comparaison des résultats -

Si nous réunissons sur le même graphique (figure III.9) les quatre courbes obtenues d'après les tableaux (III.4 - 5 - 6 et 8) nous constatons qu'elles sont très voisines l'une de l'autre. La courbe théorique normale étant pratiquement superposable à la courbe expérimentale.

L'examen des deux autres courbes obtenues par des calculs simplifiés, montre qu'elles s'éloignent légèrement des précédentes. Elles indiquent des temps de ralentissement supérieurs.

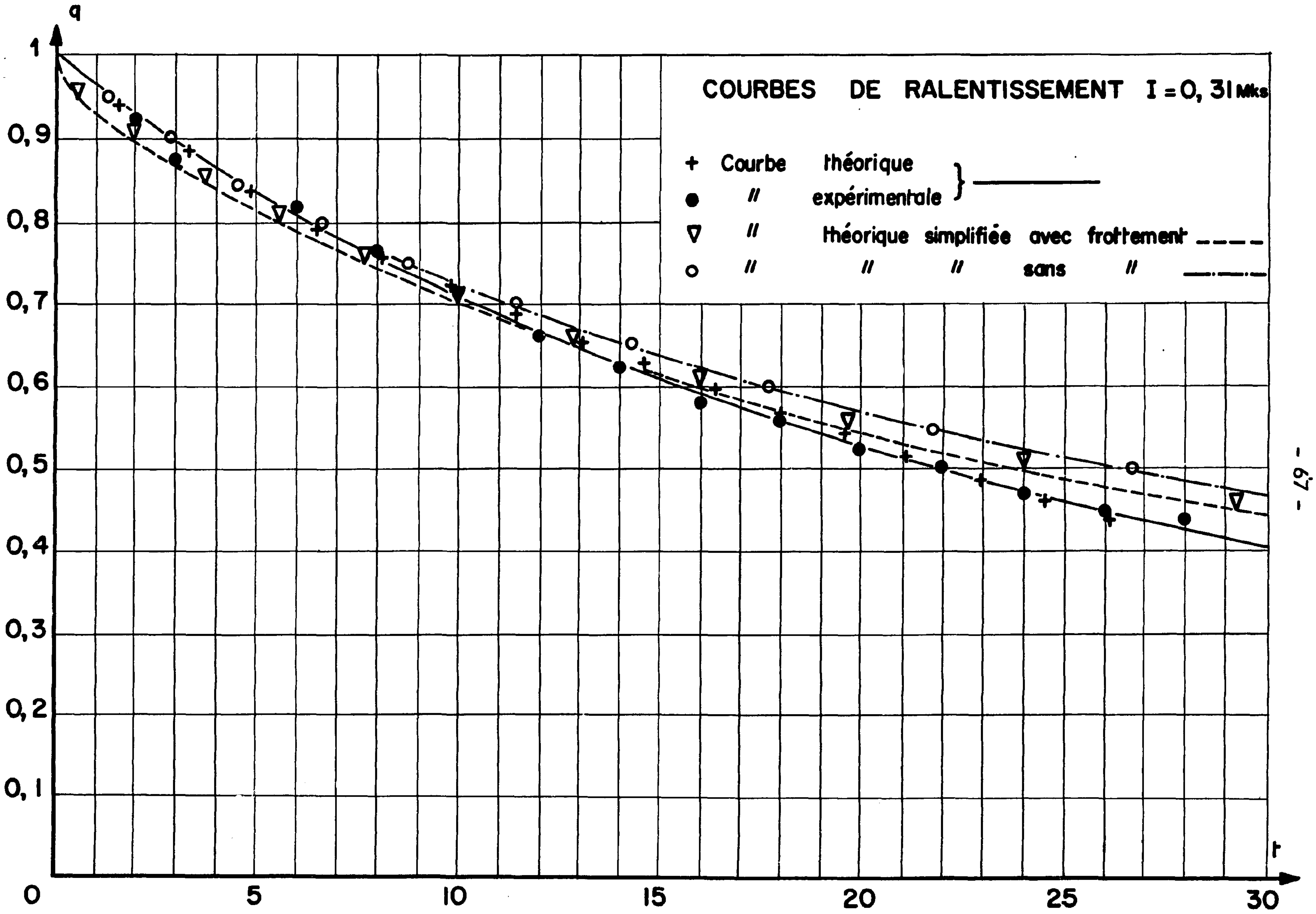

COURBES DE RALENTISSEMENT I = 0, 31 Mks
+ Courbe théorique
● // expérimentale
∇ // théorique simplifiée avec frottement
o // // // sans //
q
1
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
5
10
15
20
25
30
t

Figure III - 9

Pour la détermination des courbes par calculs simplifiés, nous avons admis que le rendement de la pompe restait constant pendant toute la durée du ralentissement. Il est donc logique que le ralentissement indiqué par ces courbes soit plus lent que celui enregistré, bien que l'on ait négligé l'inertie du fluide(dans le cas présent cette inertie a peu d'influence, le circuit n'étant pas suffisamment long). En négligeant le frottement mécanique nous diminuons encore la résistance et le débit décroît ainsi plus lentement, c'est pour cette raison que la courbe de ralentissement sans frottement se situe au-dessus des autres.

Pour une pompe donnée, le mouvement de ralentissement dépend essentiellement de trois paramètres :

$$I \quad - \sum \frac{L}{g\,S} \quad - \quad M_f$$

Pour une plus large vérification des méthodes de calculs employées, nous pouvons envisager de déterminer l'influence de la variation de l'un de ces trois paramètres sur le mouvement et comparer à nouveau les résultats obtenus par le calcul à ceux enregistrés directement au cours de l'essai.

Dans notre dispositif expérimental, le paramètre aisément modifiable est I , la disposition de notre circuit ne permettant pas d'augmenter $\sum \frac{L}{gS}$ suffisamment pour obtenir une modification appréciable du mouvement, et le couple de frottement étant lui-même très difficile à faire varier dans des proportions connues. Nous nous contenterons de réduire le moment d'inertie du volant en diminuant le nombre de disques le composant.

En conservant les mêmes réglages que dans l'essai précédent, mais en modifiant uniquement le moment d'inertie du volant, les nouvelles caractéristiques du système deviennent en tenant compte toutefois pour la détermination du couple de frottement de la variation de masse du volant :

$$I = 0,1804 \ (M.K.S)$$
$$T_c = 81,64 \ . \ 10^{-3}$$
$$T_p = 15,36$$
$$\alpha = 2,446$$
$$\beta = - 5,79$$
$$\varepsilon = 0,0236$$
$$\zeta = 0,0055$$

L'enregistrement du ralentissement et la méthode de calcul normale, fournissent les deux courbes de la figure III.10.

Pour les méthodes simplifiées on a :

a) en considérant un couple de frottement constant, soit : mf = 0,023

$$t = \frac{15,36}{\sqrt{0,023}} \left(\text{Arc tg} \frac{1}{\sqrt{0,023}} - \text{Arc tg} \frac{\nu}{\sqrt{0,023}} \right)$$

b) en négligeant le frottement :

$$t = 15,36 \left(\frac{1}{\nu} - 1 \right)$$

Afin de mieux comparer les résultats obtenus, ces deux dernières courbes seront tracées sur le graphique précédent de la figure III.10.

Il est bien évident, que dans cet essai, seule l'inertie ayant diminuée, les frottements seront plus influents sur le mouvement, et la courbe théorique normale dépendra particulièrement de la précision avec laquelle le couple de frottement et le rendement de la pompe auront été mesurés. Quant aux courbes théoriques simplifiées elles s'éloignent sensiblement de l'expérimentale. Comme nous l'avons indiqué, l'influence des frottements est prédominante, ce qui conduit, en admettant un rendement de pompe constant, à des résultats très différents de ceux des essais.

III.5 - Conclusion -

De la discussion précédente, il ressort que plus l'inertie est grande plus les résultats théoriques s'approchent de la réalité.

Dans le calcul de la courbe de ralentissement d'un groupe électro-pompe pour réacteur, la méthode théorique normale semble donner une très bonne précision. La connaissance des caractéristiques de la pompe et du circuit permettra de déterminer la courbe du mouvement pour l'étude de refroidissement du coeur du réacteur en cas de disjonction. Pour une installation normale de pompage, si Tp est du même ordre de grandeur que celui de notre dispositif expérimental, Tc sera beaucoup plus grand, le circuit hydraulique étant constitué de très longues tuyauteries.

Cette grande valeur de Tc aura pour conséquence de freiner le ralentissement, l'inertie du circuit étant plus grande, et ainsi, de relever légèrement les deux courbes expérimentale et théorique normale. Mais l'influence de ce terme T_c est plus faible que celle de T_p et ces deux dernières courbes se rapprochent légèrement de celles obtenues par la méthode simplifiée.

Pour un avant-projet, sans connaître les caractéristiques exactes de la pompe et du circuit, mais simplement celles du point de fonctionnement Q_o, H_o, ρ_o, ω_o la méthode simplifiée peut fournir des résultats suffisants pour déterminer dans un premier stade, tous les éléments du groupe à étudier.

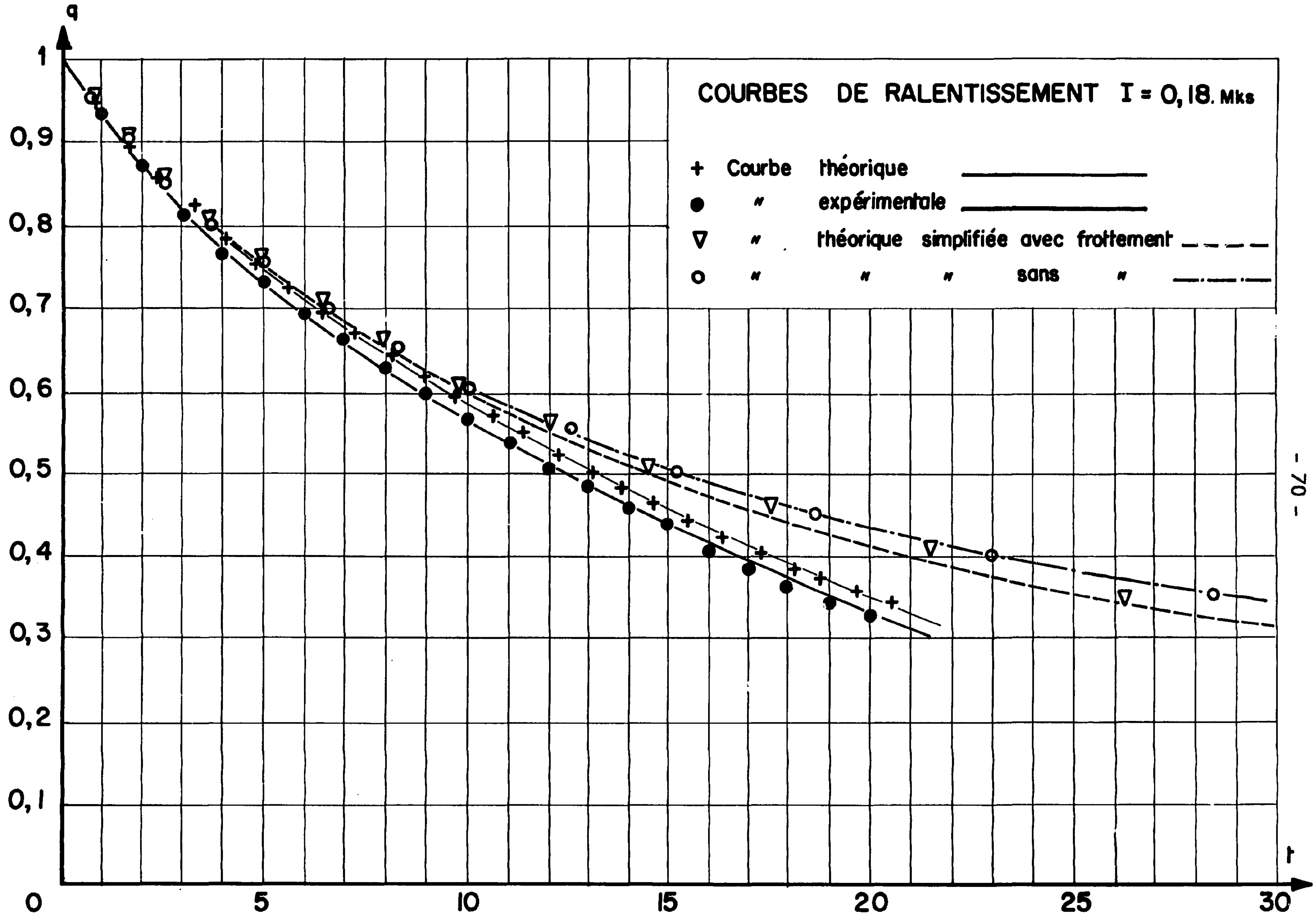


Figure III - 10

Remarquons que dans le montage préconisé, l'importance du volant a peu d'influence sur la détermination du moteur, l'entraînement étant assuré par un embrayage dont le couple peut être contrôlé. Par sécurité, le volant pourra donc être surdimensionné, sans augmentation sensible de la puissance du moteur.

- CHAPITRE IV -

D'après l'étude qui précède, nous sommes en mesure d'établir l'avant-projet d'un groupe électro-pompe industriel. Comme exemple, nous envisagerons la détermination d'un des groupes de réfrigération de la pile piscine "Siloé" (Puissance 10 MW).

Cet ensemble de pompage devra satisfaire aux conditions suivantes :

a) établir la circulation du fluide de réfrigération du coeur avec :
- débit $Q = 650\ m^3/h$
- perte de charge du circuit (pour $650\ m^3/h$)
  $h = 15\ m$

b) continuer au moment de l'arrêt du réacteur, à maintenir un débit suffisant $Q = 50\ m^3/h$ 60 secondes après la chute des barres, pour évacuer la puissance résiduelle et retarder le passage en convection naturelle, c'est-à-dire diminuer l'accrroissement de température dû au phénomène transitoire de surchauffe des plaques.

c) assurer en cas de panne du secteur, la circulation du fluide réfrigérant dans le coeur, pendant le temps nécessaire au lancement d'un groupe de secours. Il a été admis un ralentissement correspondant à la moitié du débit en 25 secondes.

La conception de cet ensemble sera identique à celle adoptée pour notre dispositif expérimental, c'est-à-dire, volant à entraînement indépendant de celui de la pompe.

IV.1 - Détermination des éléments du groupe -

Les éléments à définir sont :

- pompe
- volant (roue-libre, coupleur)
- moteur

Pompe :

pompe centrifuge

- débit nominal : $Q_o = 650\ m^3/h$
- hauteur de refoulement $H_o = 15\ m$
- vitesse de rotation $N_o = 1450\ t/mn$
- rendement global $\rho = 0,8$

Volant :

La dernière des conditions énumérées au début du présent chapitre, c'est-à-dire $q = 0,5$ en 25" permet par application de la formule (1.28) de déterminer approximativement le moment d'inertie du volant.

$$I = \frac{M_o}{\omega_o} \quad \frac{q \cdot t}{1 - q} = \frac{P_o}{\omega_o^2} \quad \frac{q \cdot t}{1 - q}$$

$$P_o = \frac{\varpi\ Q_o\ H_o}{\rho} = 33,2\ kW$$

$$\omega_o = 152\ rad/s \qquad q = 0,5 \qquad t = 25''$$

$$\underline{I = 36\ kg\,m^2\ (M.K.S)}$$

Pour déterminer les dimensions de ce volant, considérons toute sa masse répartie sur la jante et négligeons l'inertie de la toile et du moyeu.

Si R_g = rayon de gyration
R_e = rayon extérieur
R_i = rayon intérieur
l = largeur de la jante

Le moment d'inertie du volant est donné par la formule :

$$I = MR_g^2 = \frac{\overline{\omega}}{g} \frac{\pi}{2} (R_e^4 - R_i^4)\, l = (R_e^2 + R_i^2) \frac{M}{2}$$

Choisissons $R_g = 0,4\ m$

- masse du volant

$$M = \frac{I}{R_g^2} \longrightarrow 225 \text{ kg}$$

- section de la jante

$$S = \frac{M \,.\, \varpi}{2\pi g\, R_g} \longrightarrow 1{,}14.10^{-2} \text{ m}^2$$

En prenant $l = 0{,}15$ m

$$R_e - R_i = \frac{S}{l} \longrightarrow 7{,}6.10^{-2} \text{ m}$$

$$R_e^2 + R_i^2 = 2\, R_g^2 \longrightarrow 0{,}32 \text{ m}^2$$

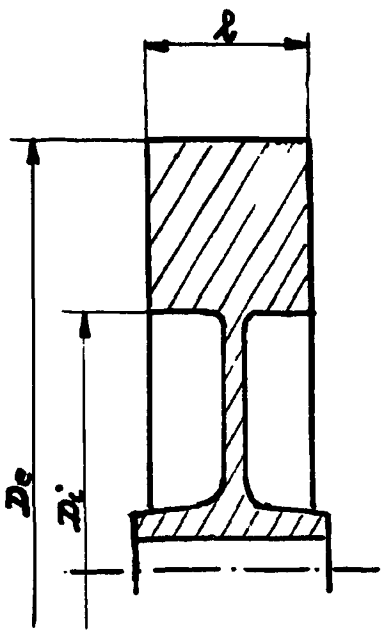


FIG.IV.1

d'où :

$$D_e = 0{,}872 \text{ m}, \quad D_i = 0{,}720 \text{ m}$$

Le montage du volant sur l'arbre moteur se fera par l'intermédiaire d'une roue-libre "Bolenz et Schaëfer" semblable à celle du dispositif expérimental (figure II.3).

Le couple maximum à transmettre par le volant est approximativement M_{max} = 230 m. Newton.

La roue-libre choisie aura les dimensions suivantes : $\varnothing_e$ = 125 mm e = 87 mm couple maximum transmis = 250 m.N

L'entraînement du volant s'effectuera par coupleur à poudre ou hydraulique.

a) coupleur à poudre - constitué d'un boîtier formant carter, solidaire de l'arbre moteur et d'un rotor lié à l'arbre récepteur.

Dans le carter est introduit une poudre métallique, constituant l'élément de transmission de la puissance. La qualité et la granulométrie de cette poudre conditionnent le fonctionnement correct du coupleur. Dans le boîtier entraîné par le moteur, la poudre soumise à la force centrifuge se répartit en anneau à l'intérieur du carter, se met en pression de part et d'autre du disque rotorique, transmettant ainsi un couple à la machine (figure IV.2). Dans le cas présent le rôle du coupleur est d'entraîner le volant progressivement sans surcharger au démarrage le moteur d'entraînement.

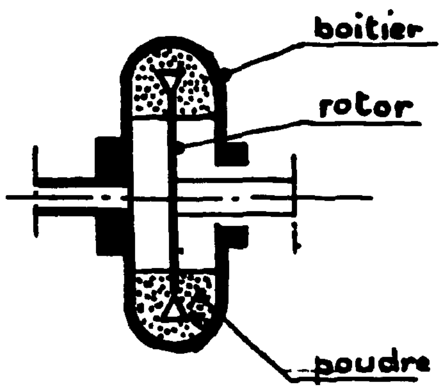


Fig.IV.2

Le couple de décrochage ou couple maximum transmis est proportionnel au carré de la vitesse :

$$C_d = C_D \left(\frac{\omega}{\omega_o} \right)^2$$

C_D = couple de décrochage à ω_o.

Si C_r = couple résistant du volant

le mouvement du volant est donné par l'équation :

$$I = \frac{d\omega}{dt} = C_D - C_r$$

Le couple résistant du volant est dû aux frottements suivants :

- frottement des paliers - en appliquant la formule approximative du frottement dans les paliers à billes

$$M_f = \mu \; F.r \quad \text{(Hutte)}$$

où μ = coefficient de frottement pour roulement rigide
= 0,0015

F = charge radiale du roulement

r = rayon de l'alésage du roulement

on obtient :

$$M_{f1} = 0,15 \, m.N$$

- frottement du volant dans l'air - appliquons le formule :

$$M_f = K \; D^5 \; (1 + 5 \; \frac{l}{D}) \; \omega^2$$

où $K = 2,3 . 10^{-4}$ pour l'air

D = diamètre extérieur du volant

l = largeur de jante

on obtient :

$$M_{f2} = 5 \text{ m.N}$$

Donc C_r est pratiquement égal à

$$C_r = 2,24.10^{-4} \omega^2$$

et en reprenant l'équation du mouvement du volant on a

$$C_r = K\omega^2 \qquad dt = I \frac{d\omega}{C_D - K\omega^2}$$

soit

$$t = \frac{I}{2 C_D \sqrt{\frac{K}{C_D}}} . \text{Log} \frac{1 + \sqrt{\frac{K}{C_D}} \omega}{1 - \sqrt{\frac{K}{C_D}} \omega}$$

la mise en vitesse du volant demandera 5 minutes environ.

b) coupleur hydraulique simple (figure IV.3) - La couronne motrice (reliée à l'arbre moteur) agit comme une pompe, transmettant la puissance à la couronne réceptrice par l'intermédiaire de l'énergie cinétique fournie à l'huile circulant dans le circuit de travail.
Coupleur choisi : Ferlec - Sinclair type : 9" 1/4.

c) coupleur hydraulique à écope - (figure IV.4) - C'est un coupleur hydraulique normal, comportant un carter réservoir lié à la couronne motrice et dans lequel un tube écope reprend l'huile qui y pénètre sous l'action de la force centrifuge et la retourne au circuit de travail. La position du tube-écope détermine la quantité d'huile se trouvant dans le carter réservoir et par suite celle du circuit de travail. En asservissant la position du tube-écope à l'intensité absorbée par le moteur, nous aurons une régulation automatique du couple, ce qui permettra de ne jamais dépasser au démarrage une intensité maximum choisie à l'avance.

COUPLEURS HYDRAULIQUES

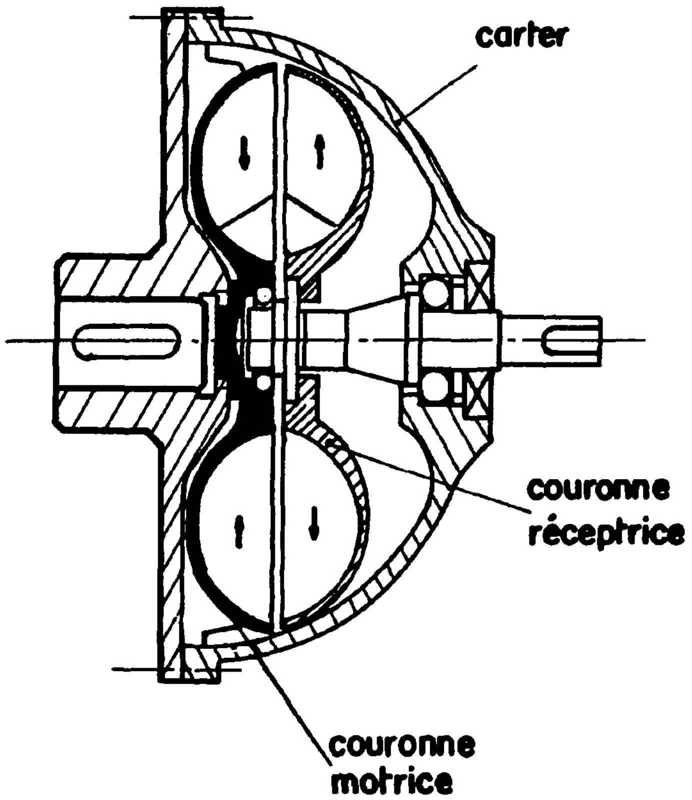


Figure IV - 3

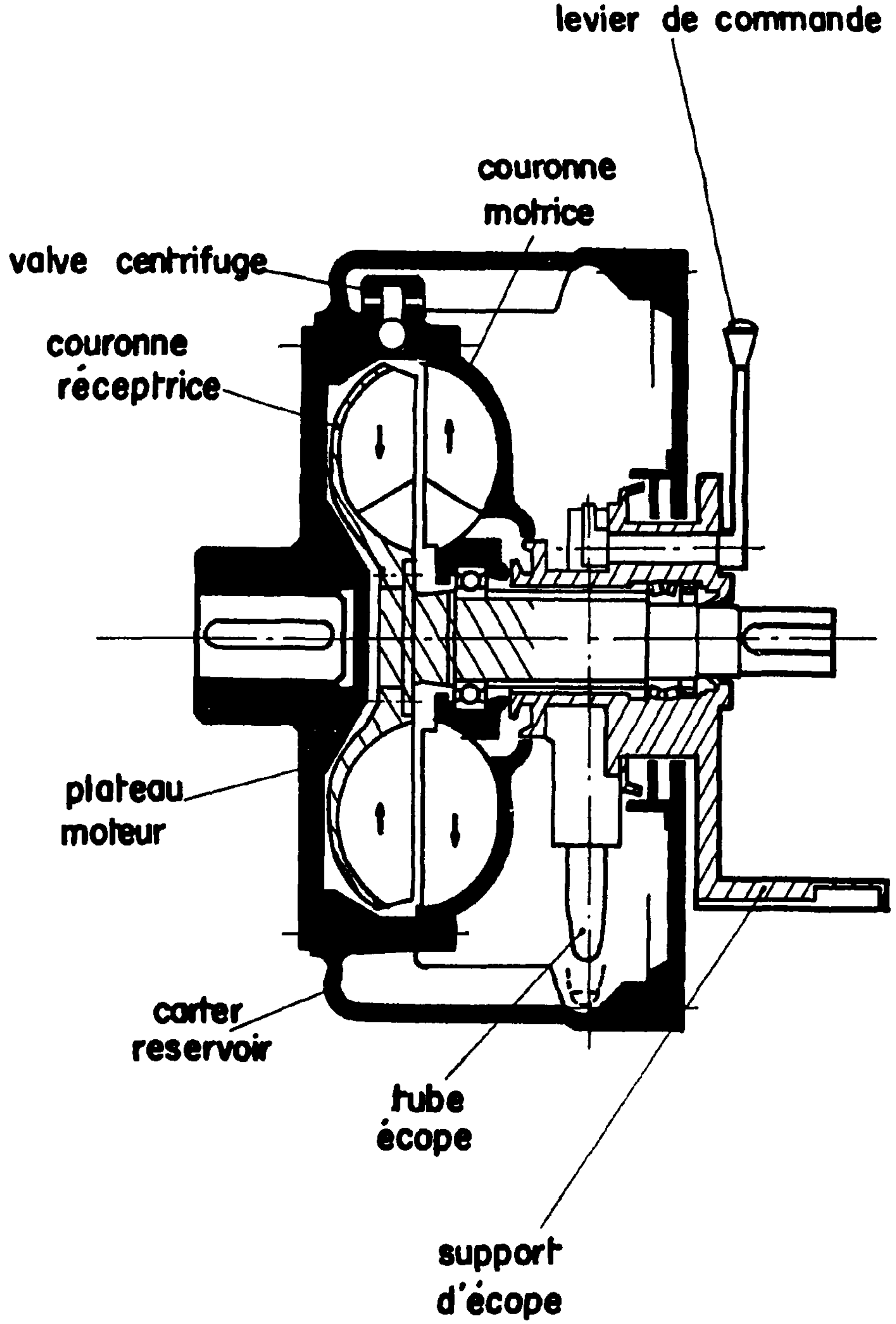


Figure IV - 4

Moteur :

Pour définir le moteur d'entraînement, recherchons la puissance nécessaire au point de fonctionnement nominal.

- puissance absorbée par la pompe : 33,2 kW
- puissance absorbée par le volant : 0,75 kW.

On peut donc, en fonctionnement normal, admettre une puissance absorbée de 34 kW.

On choisira donc un moteur de caractéristiques suivantes :

- puissance : 37 kW (50 ch)
- vitesse de rotation : 1 450 t/mn
- à cage (rotor en court-circuit)

Démarrage du moteur - *Au démarrage, à chaque instant il y a équilibre entre le couple moteur et le couple résistant de la machine réceptrice augmenté du moment des forces d'inertie des pièces en rotation.*

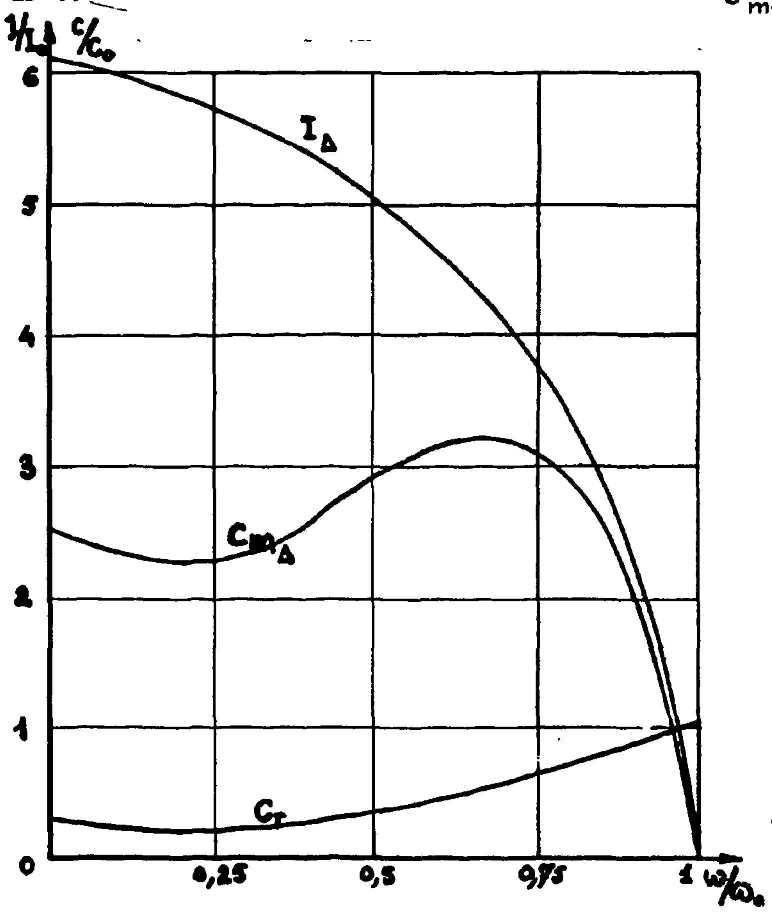


Fig.IV.5

$$C_{moteur}(\omega) = C_{résistant}(\omega) + I\,\frac{d\omega}{dt}$$

Le couple résistant comprend :

- couple résistant de la pompe
- couple de décrochage du coupleur
- couple de frottement des paliers

On obtiendra approximativement la courbe de la figure IV.5.

Dans ce cas la résistance au démarrage est faible et la vitesse de la pompe sera atteinte très rapidement. En démarrage direct, un moteur à rotor en court-circuit peut donner un couple supérieur au couple nominal moyennant une très forte intensité.

Pour éviter cet appel de courant, on pourra, étant donnée la faible valeur du couple résistant, envisager le démarrage étoile-triangle (figure IV.6).

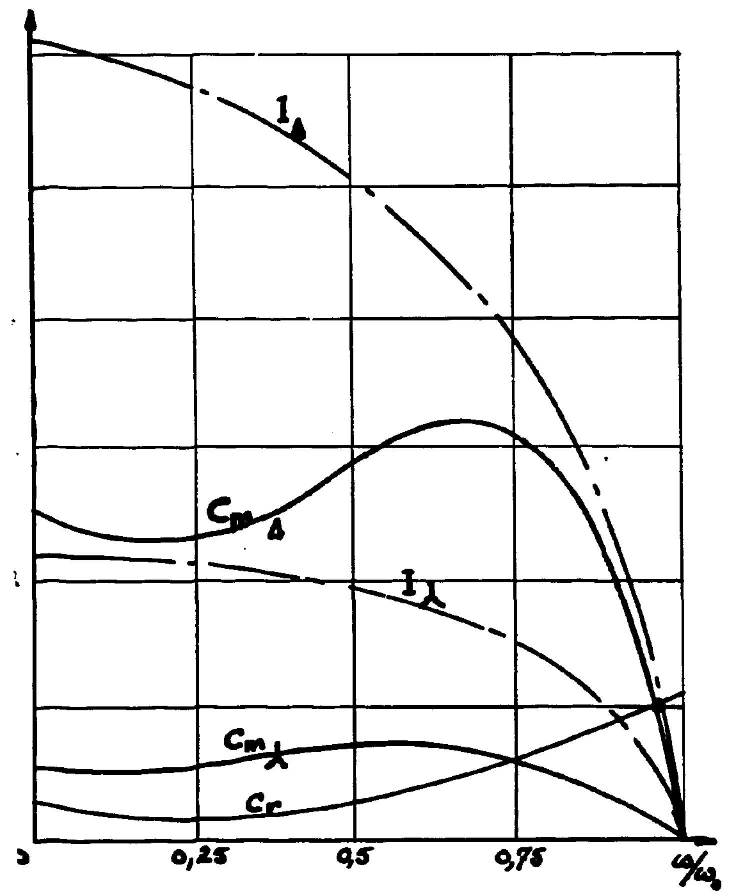


Fig.IV.6

a) premier temps : couplage des enroulements statoriques en étoile. Le moteur démarre sous tension réduite avec une pointe d'intensité, un couple de démarrage et un couple maximum ramenés environ au 1/3 des valeurs en démarrage direct. Le couple moteur croît très peu pendant le démarrage.

b) deuxième temps : suppression du couplage étoile suivie du couplage triangle. Le moteur rejoint ses caractéristiques naturelles avec une brève mais forte pointe d'intensité et de couple.

IV.2 - Ensemble du groupe -

Il peut différer dans sa disposition générale, suivant l'utilisation d'un coupleur à poudre ou d'un coupleur hydraulique à écope.

a) montage avec coupleur à poudre :

Dans ce cas la disposition est identique à celle du dispositif expérimental, le volant est situé entre le moteur et la pompe (figure IV.7).

b) montage avec coupleur hydraulique à écope :

Ce coupleur ne permet pas la traversée de l'arbre moteur, le volant est placé de l'autre côté du moteur qui comporte alors deux sorties d'arbre. Le volant est dans ce cas en porte à faux, on cherchera à en augmenter le diamètre pour obtenir pour une même inertie un poids plus faible (figure IV.8).

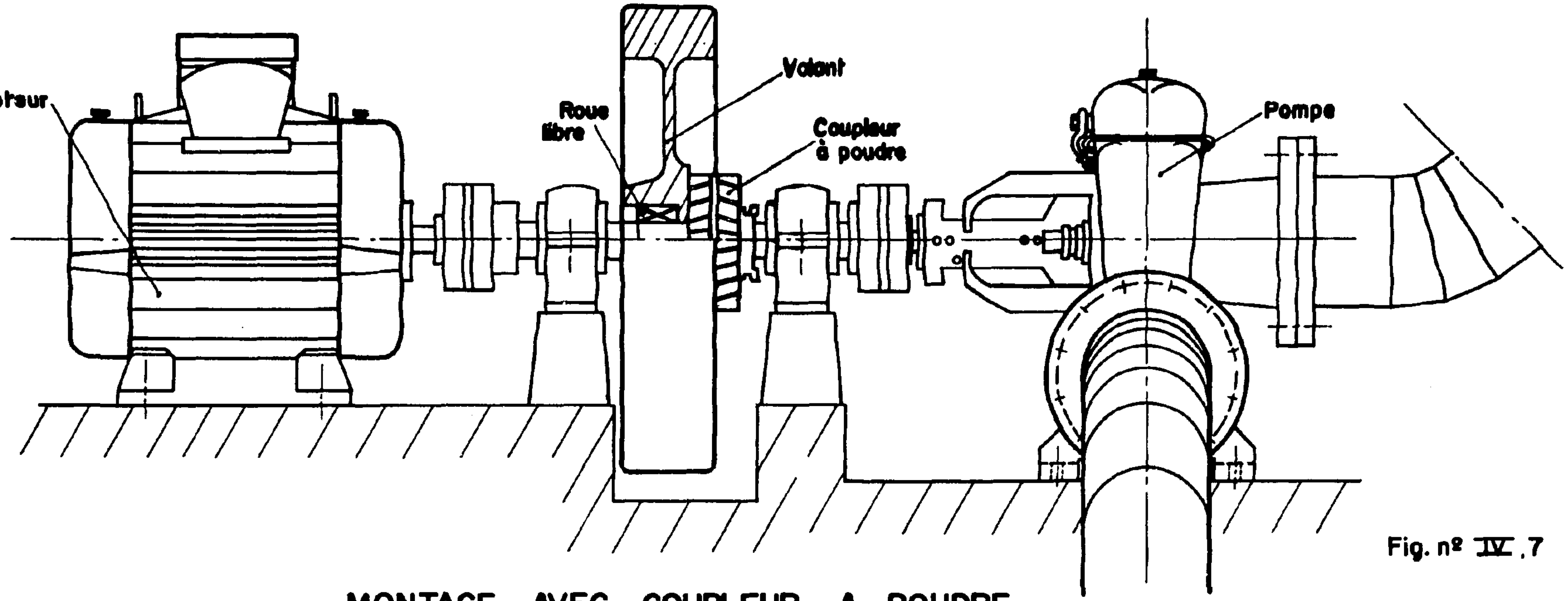


Fig. nº IV.7

MONTAGE AVEC COUPLEUR A POUDRE

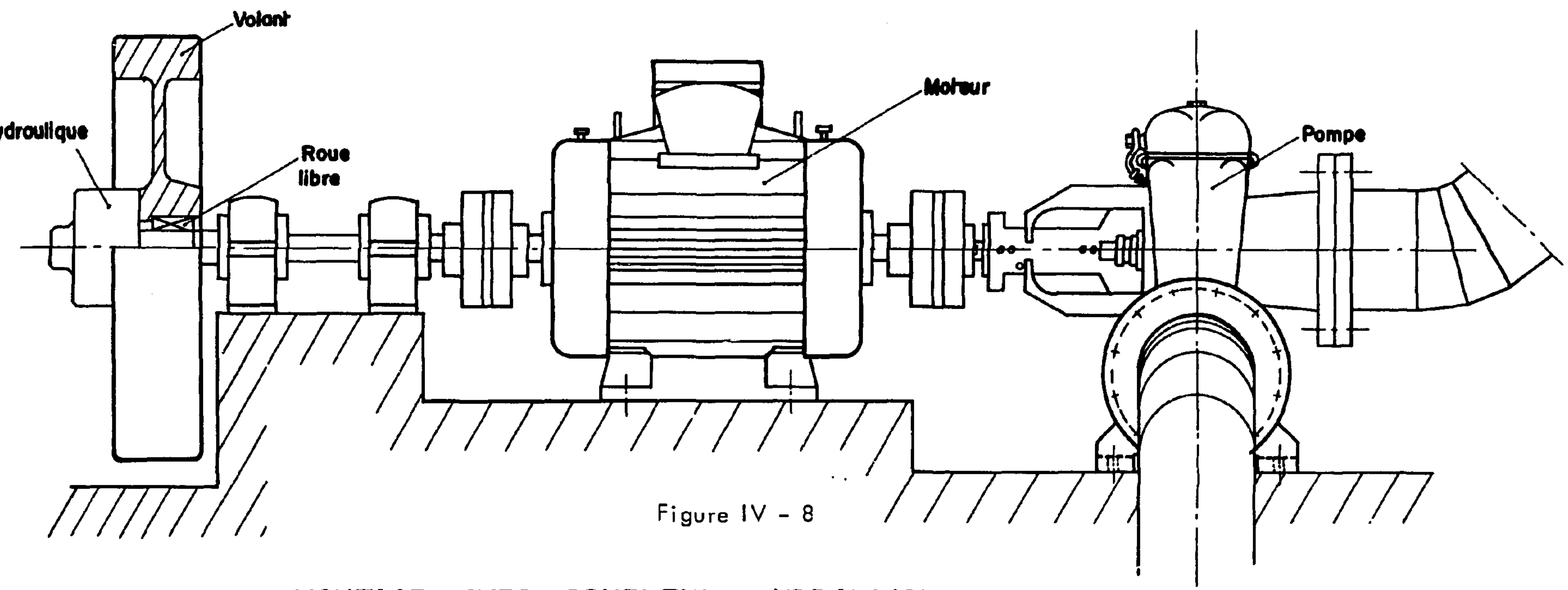


Figure IV - 8

MONTAGE AVEC COUPLEUR HYDRAULIQUE A ECOPE

L'inertie de la pompe et du moteur étant relativement faible, au démarrage le couple d'accélération est important, le moteur et la pompe atteindront leur vitesse de régime pour le couplage en étoile en "A" (figure IV.9). Au couplage en triangle le moteur augmente sa vitesse jusqu'en "B", vitesse qu'il conservera tant que le volant ne l'aura pas lui-même atteinte. Puis le moteur augmente encore sa vitesse jusqu'en "O", point de fonctionnement nominal.

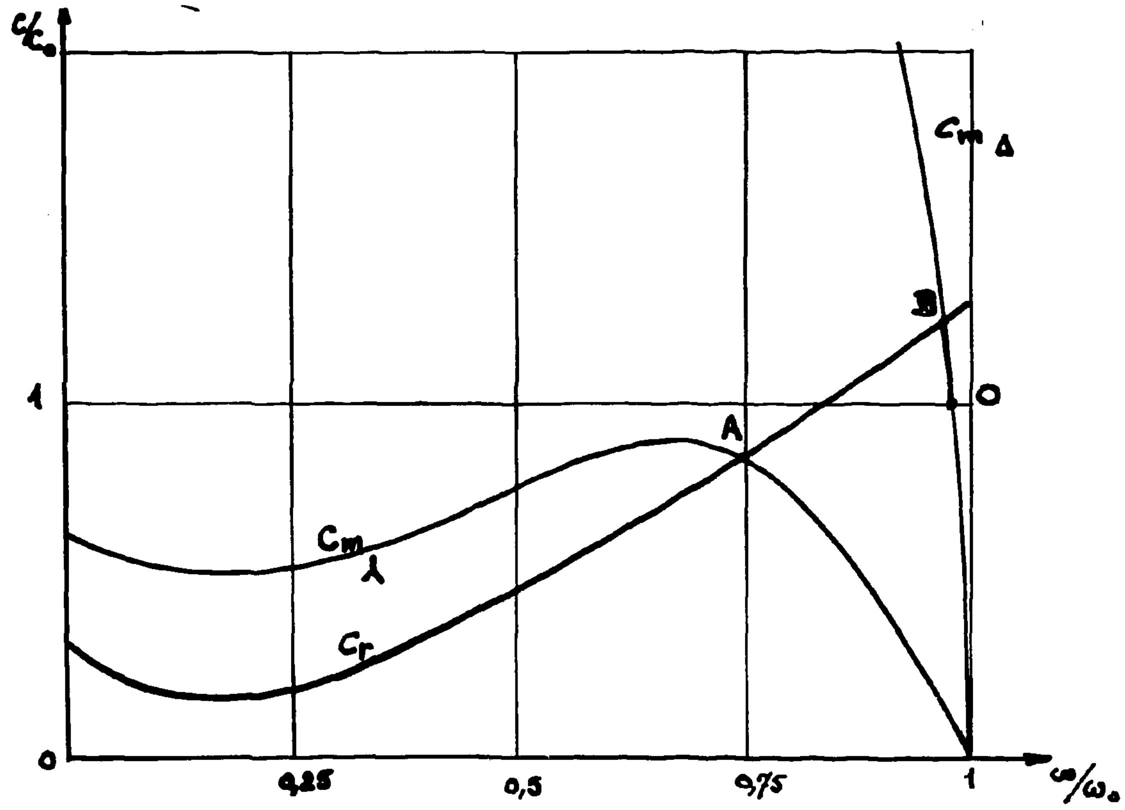


Fig.IV.9

La courbe de ralentissement sera obtenue par application de la formule 1.24.
avec $I = 36\,kg.m^2$ (M.K.S)
pour un avant-projet, on peut négliger l'inertie des autres parties en mouvement (moteur, pompe, coupleur).

On admettra un couple de frottement de 2 %
soit $m_f = 0,02$

$$T_p = \frac{I\,\omega_o}{M_o} = 25,1$$

$$t = \frac{T_p}{\sqrt{m_f}} \left(\text{Arc tg } \frac{1}{\sqrt{m_f}} - \text{Arc tg } \frac{\nu}{\sqrt{m_f}} \right)$$

Le courbe de ralentissement est représentée par la figure ci-dessous (IV.10)

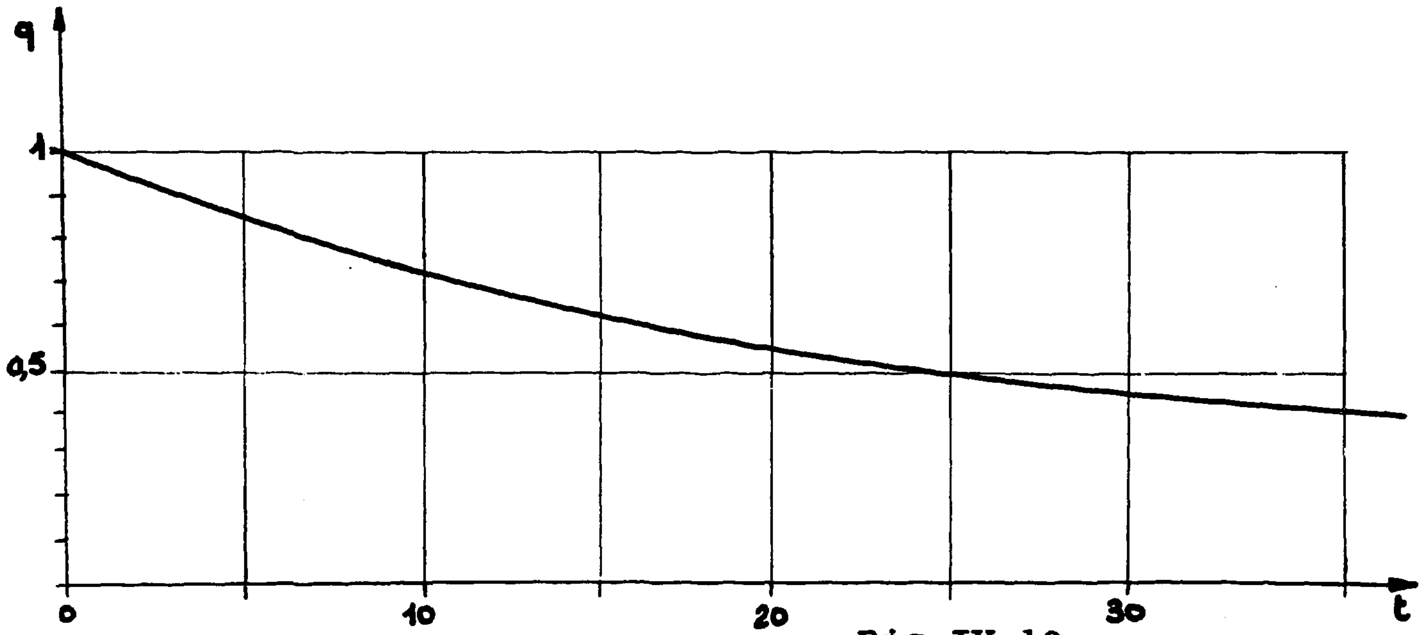


Fig.IV.10

IV.3 - Conclusion -

Par rapport à la solution du volant solidaire de l'arbre de pompe, la solution préconisée dans cet avant-projet présente les avantages suivants :

- moteur d'entraînement moins puissant (de l'ordre de 20 à 25 %) et mieux adapté au point de fonctionnement, d'où meilleurs rendement et facteur de puissance.

- intensité d'alimentation au démarrage inférieure de 5 à 6 fois.

- démarrage moins brutal pour le moteur.

- si dans le prix de revient du groupe, la valeur du coupleur intervient défavorablement, elle est largement compensée par l'économie faite sur le moteur et l'installation de la ligne d'alimentation.

- ce groupe étant destiné à fonctionner en continu, le prix de revient de fonctionnement est primordial, c'est là le grand intérêt de la solution qui permet d'améliorer le rendement de l'installation et par suite la consommation électrique.

- ANNEXE I -

Détermination des moments d'inertie par la méthode du pendule -

La complexité de certaines pièces ne permet pas toujours d'en déterminer le moment d'inertie par le calcul. On peut dans ce cas appliquer la méthode du pendule.

Rappelons quelques propriétés du pendule composé :

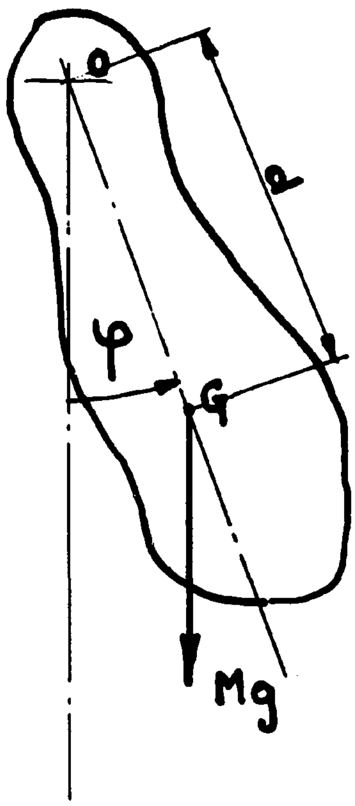


Fig. A1.1

L'équation du mouvement est :

$$\varphi'' + \frac{Mgd}{I_o} \sin \varphi = 0$$

avec

- M : masse du pendule
- d : distance de l'axe de suspension au centre de gravité
- I_o : moment d'inertie par rapport à l'axe de suspension

Pour les petites oscillations, on assimile le sinus à son arc et l'équation est :

$$\varphi'' + \frac{M\,g\,d}{I_o} \varphi = 0$$

La période est :

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_o}{Mgd}}$$

Pour de plus grandes amplitudes, la période est :

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_o}{Mgd}} \left(1 + \frac{\alpha^2}{16}\right)$$

En faisant osciller la pièce de masse M autour de son axe de suspension, si T est la période mesurée, le moment d'inertie par rapport à l'axe de suspension est donné par :

$$I_o = \frac{Mdg}{4\pi^2} \cdot T^2$$

Sachant que :

$$I_o = I_G + M.d^2$$

le moment d'inertie par rapport à l'axe passant par le centre de gravité est :

$$I_G = \frac{M}{4}\left(\frac{dg}{\pi^2} \cdot T^2 - 4d^2\right)$$

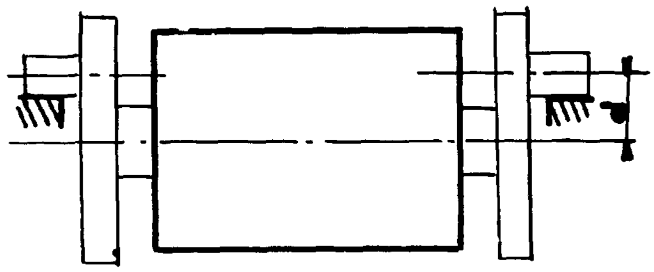


Fig.A1.2

Cette méthode permet donc de déterminer le moment d'inertie d'une pièce en mesurant sa masse et sa période d'oscillation. Pour cette dernière mesure la distance "d" doit être connue avec précision. La réalisation pratique de cette condition a été obtenue dans notre montage de la manière suivante :

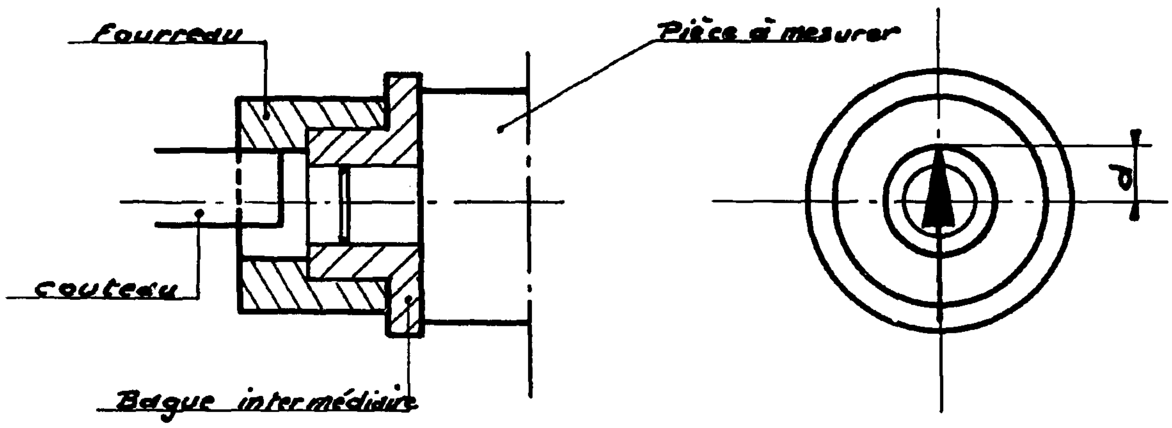


Fig.A1.3

Chacune des extrémités de la pièce à mesurer est munie d'un fourreau en acier, s'adaptant sans jeu et comportant en outre un trou parfaitement usiné dans lequel prendra contact l'arête d'un couteau bien aiguisée. (figure A1.3).

La distance "d" recherchée est la moitié du diamètre de cet alésage. Nous avons pris "d" = 10 mm et obtenu des fréquences de 1 à 2 cycles/seconde.

Notons qu'il faut éviter de dépasser 3 c/s, l'amortissement par la résistance de l'air devenant trop important. La mesure de la période étant difficile au chronomètre à main, on a préféré la méthode par cellule photo-électrique et chronomètre électronique, l'extrémité d'une aiguille rigide et légère fixée sur l'un des fourreaux se déplaçant devant la cellule.

La figure A1.4 représente le montage utilisé. La méthode en a été vérifiée à l'aide d'une pièce étalon(cylindre) dont le moment d'inertie était parfaitement connu.

Tableau des moments d'inertie déterminés par la méthode :

Moteur (avec plateau d'accouplement)	-	$21,8.10^{-4}$
Pompe (" " ")	-	37,1. "
Couplemètre	-	8,0. "
Volant complet		
(avec plateaux d'accouplement)	-	$3060.\ 10^{-4}$
Petit disque de volant	-	264. "

(en unités M.K.S.)

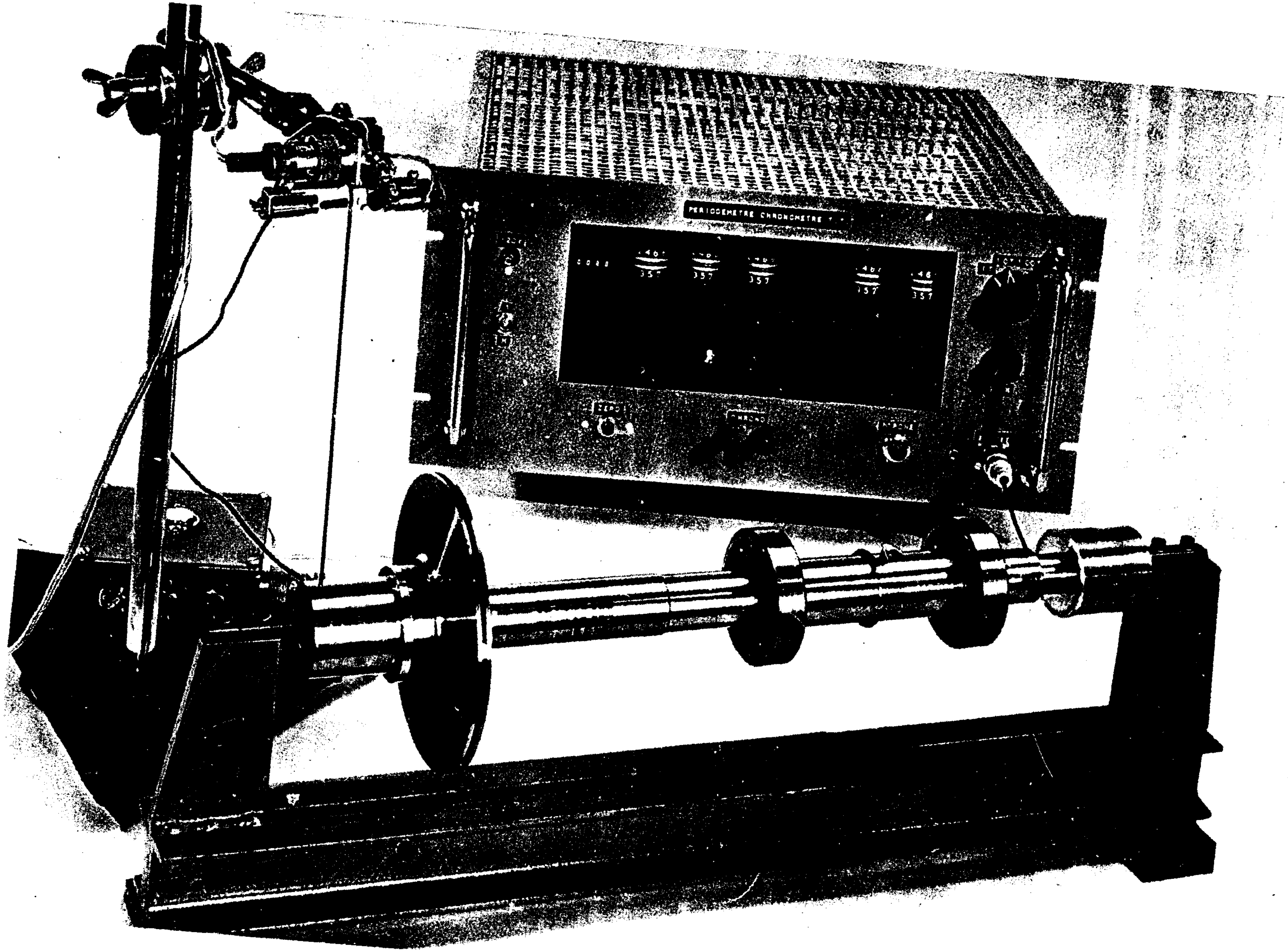


Figure A1 - 4

- ANNEXE II -

Etalonnage du couplemètre

a) Etalonnage statique -

Après avoir immobilisé rigidement le plateau moteur du couplemètre, nous avons fixé sur le plateau récepteur un levier que nous avons chargé progressivement. A chacune des charges fixées à l'extrémité du levier correspond un déplacement angulaire relatif des deux plateaux. La courbe relevée est représentée par la figure $A_2.1$.

b) Etalonnage dynamique -

Théoriquement, pendant le mouvement, la déformation angulaire de la barre de torsion est à couple égal, le même que statiquement. C'est ce que nous avons vérifié, en freinant l'arbre récepteur de l'appareil par un couple de valeur connue.

Sur le plateau récepteur a été fixée une poulie en laiton sur laquelle agit un frein de Prony (figure $A_2.2$). "L" étant la longueur du bras de levier du frein et "F" la charge suspendue à son extrémité, le réglage des mâchoires étant tel que le frein reste horizontal et stable pendant le mouvement de rotation de l'arbre (figure $A_2.3$) le couple de freinage est : $C = F \times L$

A l'aide de ce montage, nous avons relevé les courbes d'étalonnage dynamique pour les diverses barres de torsion : lecture enregistreur $\longrightarrow$ couple - (figure II.10).
Pour obtenir plus de clarté, sur la photographie de la figure $A_2.3$, le système de refroidissement du frein a été supprimé. En effet, pour des couples supérieurs à 2 m/N, l'échauffement est tel que les mâchoires en bois (hêtre) seraient très rapidement carbonisées, sans un refroidissement énergique à l'eau.

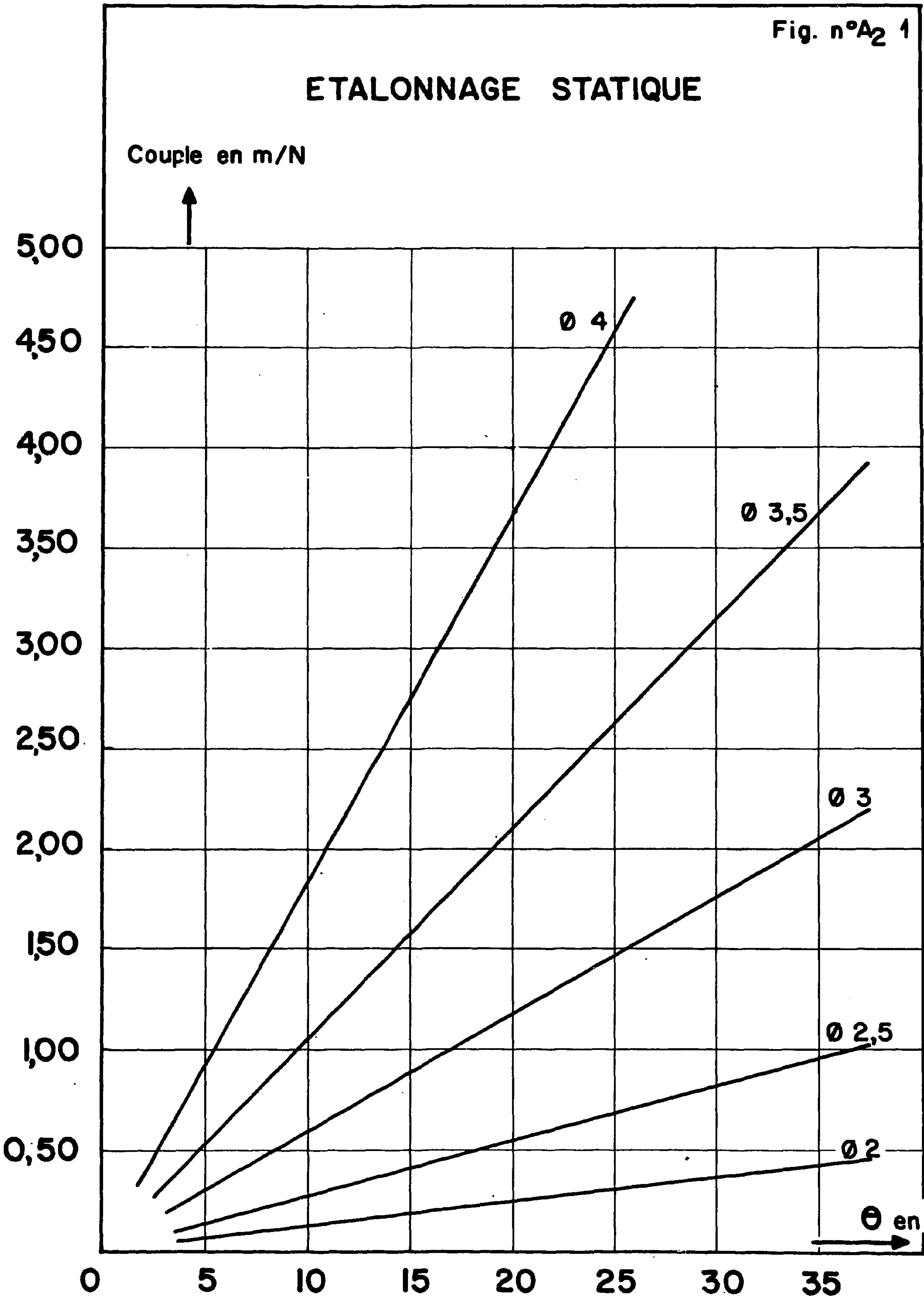


Fig. n°A2 1
ETALONNAGE STATIQUE
Couple en m/N
5,00
4,50
4,00
3,50
3,00
2,50
2,00
1,50
1,00
0,50
Ø 4
Ø 3,5
Ø 3
Ø 2,5
Ø 2
θ en °
0
5
10
15
20
25
30
35

Figure A2 - 1

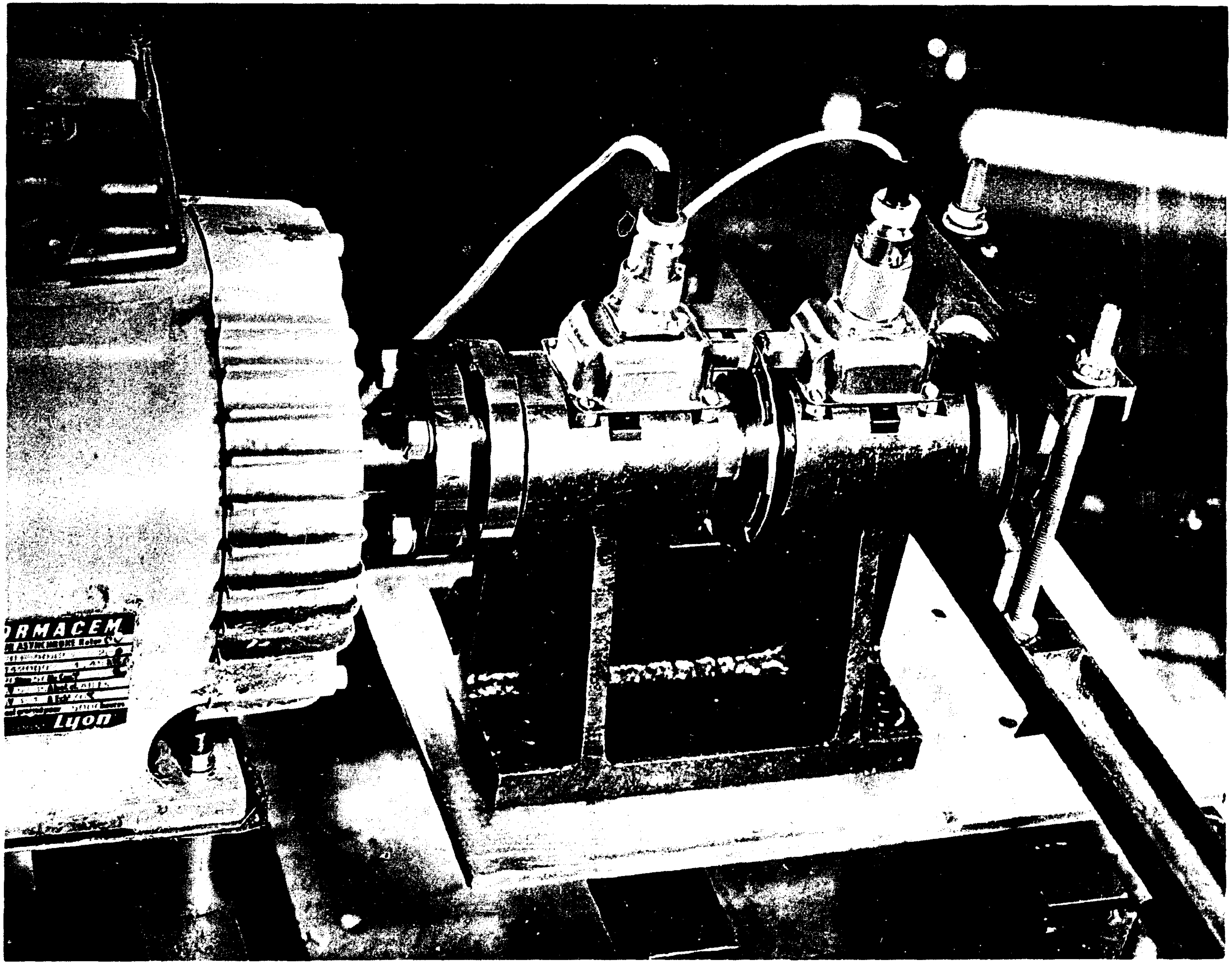


Figure A2 - 2

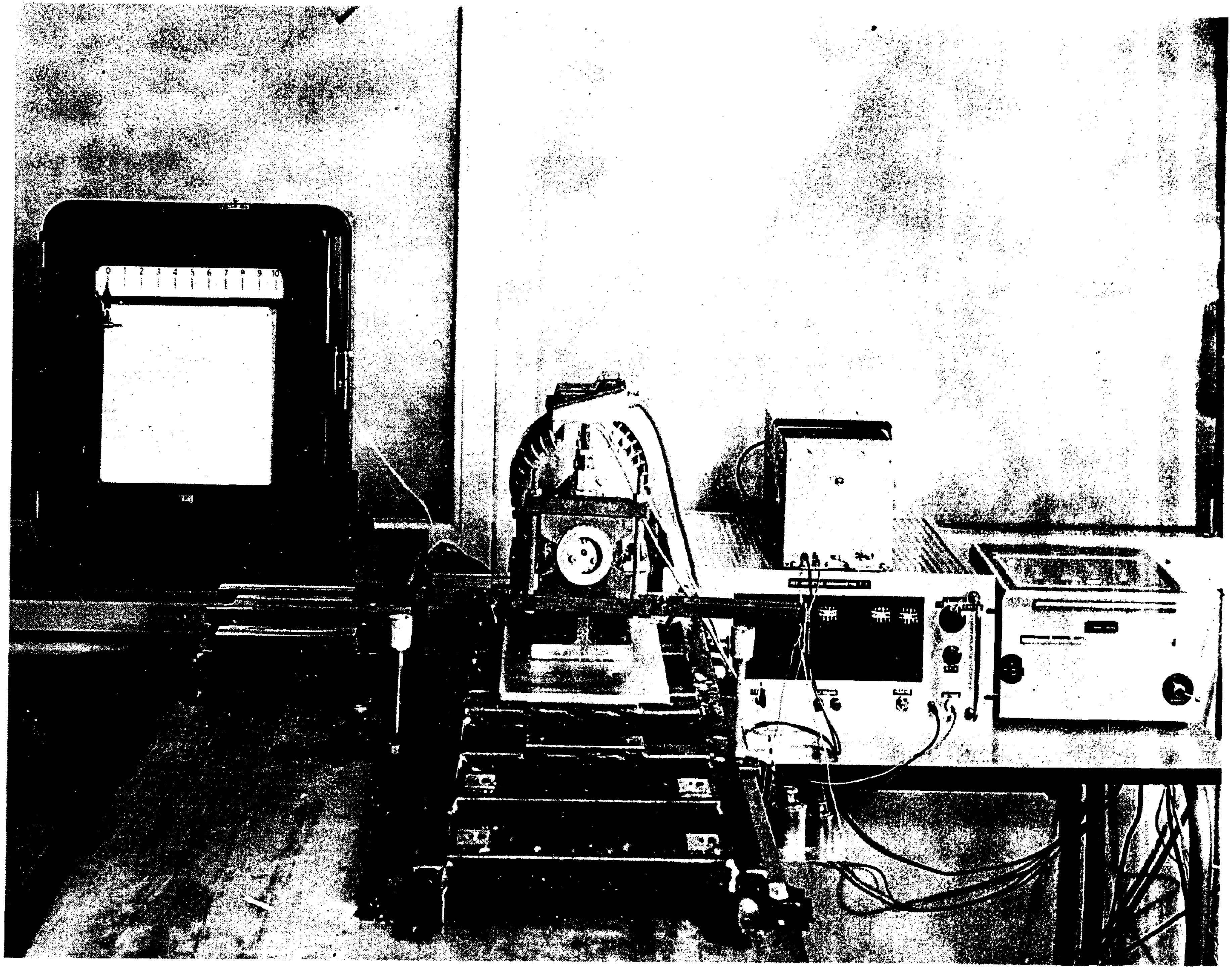


Figure A2 - 3

- ANNEXE III -

Mesure du couple résistant du volant -

Les forces mises en jeu, dans le dispositif expérimental sont faibles, aussi est-il nécessaire de connaître avec suffisamment de précision les forces de frottement, pour observer leur influence sur le mouvement de ralentissement.

Pour cette raison, nous avons mesuré à l'aide du couplemètre les frottements de paliers du volant (figure A3.2). Pour effectuer cette mesure, nous avons réalisé le montage représenté par la figure A_3.1. Le couplemètre est placé entre le relai moteur et le volant. Ce dernier est lancé progressivement par l'intermédiaire de l'embrayage à friction, et sa vitesse est vérifiée au stroboscope. Dès qu'il y a égalité des vitesses de l'arbre relai et du volant, la mesure est possible.

Les valeurs du couple ont été relevées pour différentes vitesses obtenues par le jeu des poulies du moteur et du relai.

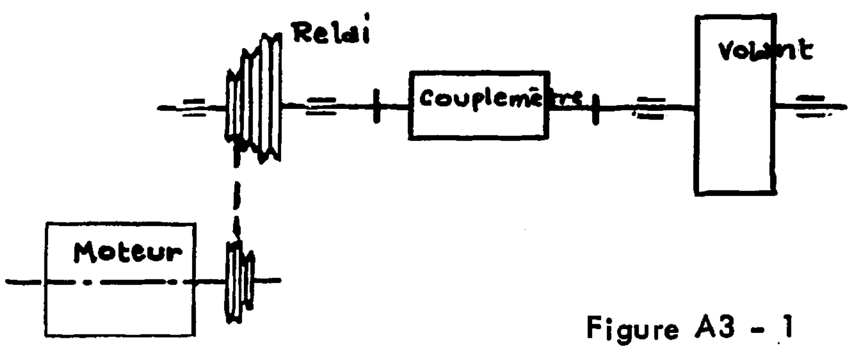


Figure A3 - 1

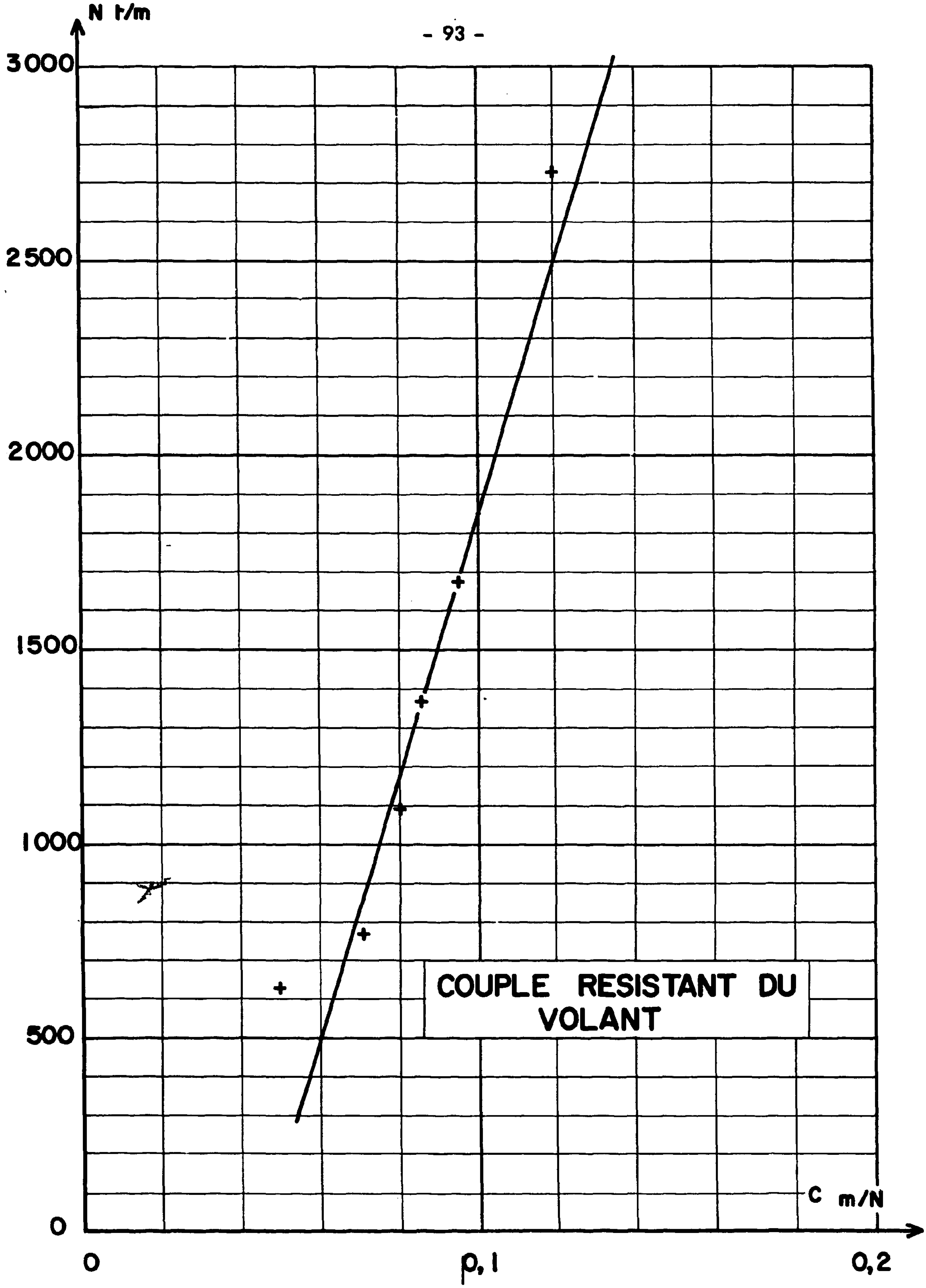

N t/m
3000
2500
2000
1500
1000
500
0
COUPLE RESISTANT DU VOLANT
C m/N
0
0,1
0,2

Figure A3 - 2

- REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES -

Ed. A. Brun - A. Martinot - Lagarde - J. Mathieu -
Mécanique des fluides - (Dunod 1960).

A. Ténot - Exercices numériques de mécanique des fluides et de thermodynamique -
(A. Blanchard 1961).

A. Lencastre - Manuel d'hydraulique générale - (Eyrolles 1961).

Andron - Théorie des turbo-machines - (Cours de machines tome II - E.N.S.G.M. 1955).

A. J. Stépanoff - Pompes centrifuges et pompes à hélices - (Dunod 1961).

A. de Kovats et G. Desmur - Pompes, ventilateurs, compresseurs centrifuges et axiaux -
(Dunod 1962).

L. Bergeron - Machines hydrauliques - (Dunod 1928).

David Burgreen - Flow coastdown in a loop after pumping power cutoff -
(Nuclear science and engineering n° 6 - 1959 P.306 - 312).

C. P. Kittredge, Princeton, N. J. - Hydraulic transients in centrifugal pump systems -
(Transactions of the ASME n° 1 - January 1956 p. 1307 - 1322)

R. T. Knapp Complete characteristics of centrifugal pumps and their use in prediction of transient
behavior - (Transactions of the ASME - vol. 59 - 1957 p. 683 - 689).

M. Pech - Etude du refroidissement de la pile piscine " SILOE " en cas d'arrêt des moteurs de
pompe du circuit primaire - (Rapport CEA - CENG - 1960).

Manuscrit reçu le 20 Mai 1964.

FIN