CARACTERISTIQUES DES REGULATEURS

par M. ALMERAS,

Ingénieur aux Ateliers NEYRPIG,

Professeur à l'Ecole des Ingénieurs Hydrauliciens de Grenoble

INTRODUCTION

Depuis quelques années la question de la régulation des turbines hydroélectriques semble être à l'ordre du jour. De nombreux articles et ouvrages traitant de cette question ont paru récemment (1). Ce n'est pas pur hasard que cette question se trouve ainsi au premier plan des préoccupations du constructeur et des exploitants. A la suite de la construction de grosses centrales de basses chutes, on a constaté que certaines installations ne pouvaient alimenter un réseau restreint à pleine charge. Comme la construction de nouvelles centrales de basses chutes, de grande puissance, était prévue, on a cherché à expliquer ces phénomènes. Et on a trouvé l'explication dans l'inertie du fluide moteur, l'eau, caractérisée par le paramètre ($\Theta = \Sigma LV/gH$). Or ce paramètre, compris entre 1 et 1,5 dans les installations courantes, passe à 2, 3 et même 4 dans certaines installations projetées ou récentes.

En dehors d'installations de basses chutes (pour lesquelles Θ est grand par suite de la petitesse de la chute H), on prévoit des usines de très hautes chutes pour lesquelles le paramètre ρ d'Alliévi est petit, le temps Θ relativement grand (pour des installations de haute chute) par suite de la vitesse inhabituelle de l'eau dans les conduites forcées (jusqu'à 8 m. seconde).

Dans le même temps que le paramètre Θ , caractéristique de l'inertie du fluide moteur, augmentait, il se trouvait que le temps caractérisant l'inertie des masses tournantes (temps

de lancer ou inertie spécifique) avait plutôt tendance à diminuer, parce qu'on ne voyait pas de raison majeure de ne pas admettre des survitesses de plus en plus élevées et parce que des questions économiques (prix de l'alternateur) le voulaient aussi.

Dans ces conditions, la stabilité de marche des groupes hydroélectriques, ainsi doués d'inertie hydraulique de plus en plus grande et d'inertie mécanique de plus en plus faible, ne pouvait plus être assurée qu'en augmentant la lenteur de réglage (1) tachymétrique des régulateurs de quelque type qu'ils soient.

Devant le nombre de plus en plus grand des centrales ainsi douées de grandes lenteurs de réglage, on pouvait craindre que la fréquence des réseaux alimentés par elles ne se trouve mal réglée. Aussi, les turbiniers ont mis en garde les exploitants contre le danger qu'il y avait d'adopter, pour des raisons économiques ou autres, des faibles Pd^2 pour les alternateurs, de grandes vitesses d'écoulement dans les conduites forcées et de remplacer les chambres d'équilibre par des déchargeurs ne participant pas aux réglages de faible amplitude.

Fort heureusement, en réalité, des influences stabilisantes dues à l'inertie des moteurs utilisateurs (2) et aux caractéristiques couple fréquence des réseaux électriques (3) viennent à l'encontre des influences ci-dessus.

(1) Bibliographie : GADEN : « Considérations sur le problème de stabilité », Ed. La Concorde - Lausanne. « Houille Blanche, 1946, n° 5.

STEIN : « Schweizerische Bauzeitung », Septembre 1947.

ALMERAS : « Houille Blanche » 1946, n° 1, 2, 3 et 6. « Revue Générale de l'Electricité », Janvier 1947.

G. EVANGELISTI : « La Regolazione delle turbine idrauliche » (Nicola Zanichelli, Bologna 1947).

(1) Lors de précédents articles, nous avons appelé « rapidité de réponse K_0 » l'inverse de ce temps, que M. GADEN appelle, par ailleurs, « promptitude de réglage ». En l'appelant « lenteur de réglage », nous tenons compte des réflexions échangées lors d'une récente séance de la Sté Française des Electriciens, au cours de laquelle, d'ailleurs, M. STEIN, d'Escher Wyss, a employé cette dénomination.

(2) Voir notamment : GADEN : ouvrage et articles cités. ALMERAS : articles cités.

(3) Voir notamment : STEIN : articles cités.

Par ailleurs, l'interconnexion, en diminuant les variations relatives de la puissance demandée par la clientèle, ce qui permet un bon réglage de la fréquence malgré de grandes lenteurs de réglage des groupes, supprime, dans bien des cas, le danger ci-dessus mentionné, lequel n'apparaît que lorsque accidentellement un réseau se trouve séparé de l'ensemble interconnecté. (4)

Lenteur de réglage

Une caractéristique commune à tous les régulateurs de turbines à quelque type qu'ils appartiennent est donc la « lenteur de réglage » (i) homogène à un temps. C'est le temps que mettrait le groupe à faire varier sa puissance de 1 % sous un écart de fréquence de 1 %. Nous l'appellerons τ' .

Elle est obtenue dans les régulateurs accélérotachymétriques en diminuant le coefficient d'action du tachymètre et celui du tiroir de distribution ; dans les régulateurs à dash-pot, elle est obtenue par freinage de la rapidité d'action du tachymètre et du tiroir de distribution au moyen d'un asservissement à dash-pot.

Donc, suivant le type de régulateur, accélérotachymétrique ou tachymétrique à dash-pot, la lenteur de réglage dépend du tachymètre et du tiroir de distribution (dans le premier cas) et du degré d'asservissement et de la rigidité du dash-pot (dans le deuxième cas).

Cependant, même dans ce dernier cas, le tiroir de distribution doit avoir certaines qualités et c'est pourquoi nous allons étudier plus en détail l'ensemble constitué par un tiroir de distribution et le servo-moteur qu'il entraîne.

Nous nous bornerons à l'étude du servo-moteur à double effet.

Courbe de réponse d'un tiroir de distribution :

Notations :

- D = diamètre du tiroir de distribution.
- P_1 = pression de marche de la pompe à huile (H_1 en mètre d'huile $H_1 = P_1/\omega$).
- ω = poids spécifique de l'huile.
- Δz = écart du tiroir par rapport à sa position d'équilibre.
- q = débit d'huile dans le tiroir correspondant à l'écart.
- y = ouverture de la turbine.
- x = course du servo-moteur (entre 0 et 1) rapportée à la course totale L.
- S = section du servo-moteur.

(4) Voir notamment : ALMÉRAS : articles cités.

- V = cylindrée du servo-moteur $V = S \cdot L$.
- s = section efficace du diaphragme situé sur la tuyauterie d'évacuation.
- F = effort de vannage pour l'ouverture y avec les indices O et f pour désigner les efforts à l'ouverture et à la fermeture.
- F_m = effort maximum de vannage.
- W = travail fictif de vannage $W = F \times L$.
- W_m = travail fictif maximum de vannage $W_m = F_m \times L$.

Lorsque le piston du tiroir (fig. 1) s'abaisse de Δz , l'huile passe de l'enceinte I à l'enceinte II du servo-moteur à travers l'orifice O_1 entre le piston inférieur et la lumière du tiroir ; le piston du servo-moteur se déplace vers la droite, l'huile de l'enceinte III passe dans l'enceinte IV à travers l'orifice O_2 entre le piston supérieur et la lumière du tiroir. L'huile passe enfin à la pression atmosphérique à travers le diaphragme O_3 de section efficace s.

Fig. 1

Nous supposons toutes les pertes de charge concentrées aux orifices O_1 , O_2 , O_3 . Nous supposons aussi qu'à la traversée de ces orifices, l'huile perd tout son $V^2/2g$, aucune récupération n'ayant lieu à l'aval. Ceci est justifié par les dimensions données habituellement aux tuyauteries et au tiroir.

Pour l'écart Δz , les orifices O_1 et O_2 ont une section efficace $\alpha \pi D \Delta z$, α étant un coefficient de contraction sensiblement indépendant de Δz et voisin de 0,6.

On écrit que la pression de marche P_1 est égale à la somme des pertes de charge dans les orifices O_1 , O_2 , O_3 , augmentée de la différence de pression entre l'une et l'autre face du piston du servo-moteur, différence de pression :

$$P = \frac{F}{S} \quad \text{ou} \quad H = \frac{F}{\omega S}$$

On aboutit, sans difficultés, à l'expression du débit q .

$$q = \alpha \pi D \sqrt{g(H_1 - H)} \times \frac{\Delta z}{\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 \pi^2 D^2}{2 S^2}} \Delta \omega^2}$$

(q est considéré comme positif s'il manœuvre le vannage dans le sens ouverture, Δz est positif si le piston est soulevé de Δz , une baisse de tiroir entraînant une fermeture de vannage).

Soit x la course du servo-moteur, on a :

$$q = SL \frac{dx}{dt} = V \frac{dy}{dt}$$

Soit y l'ouverture du vannage, comptée de 0 à 1 et définie comme proportionnelle au débit sous chute constante. La courbe $y(x)$ dépend des liaisons mécaniques entre servo-moteur et cercle de vannage et de la forme de la colline de la turbine. Elle affecte la forme indiquée par la figure ci-dessous, (fig. 2).

Fig. 2

Si β est le coefficient angulaire de la tangente (qui dépend de la position du vannage) on a :

$$\frac{dy}{dt} = \beta \frac{dx}{dt}$$

β est en général > 1 aux faibles ouvertures, < 1 aux grandes et voisin de 1 à demi-charge.

$$\text{D'où :} \quad q = \frac{V}{\beta} \frac{dy}{dt}$$

et par suite :

$$\frac{dy}{dt} = \frac{\alpha \beta \pi D}{V} \sqrt{g(H_1 - H)} \times \frac{\Delta z}{\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 \pi^2 D^2}{2 S^2}} \Delta \omega^2}$$

Enfin, Δz est proportionnel à l'écart de vitesse du tachymètre, le coefficient de proportionnalité dépend de liaisons mécaniques entre tachymètre et tiroir, et de la caractéristique du tachymètre.

$$\Delta z = K \Delta \omega$$

— ω étant la vitesse rapportée à la vitesse de régime.

— $\Delta \omega$ est l'écart relatif de vitesse.

Donc :

$$\frac{dy}{dt} = \frac{\alpha \beta \pi D}{V} \sqrt{g(H_1 - H)} \times \frac{K \Delta \omega}{\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 \pi^2 D^2}{2 S^2}} K^2 \Delta \omega^2}$$

représente la loi de réponse du régulateur. C'est sa véritable loi de réponse tachymétrique dans le cas d'un régulateur accéléro-tachymétrique, mais ce n'est pas sa véritable s'il s'agit d'un régulateur à dash-pot.

La loi de réponse (1) est représentée par la courbe suivante (figure 3).

Fig. 3

Si, dans la réalité, il y avait un recouvrement du tiroir, la loi de réponse serait celle représentée en pointillé.

Cette courbe de réponse est essentiellement caractérisée par sa tangente à l'origine et par la vitesse maximum $\frac{dy}{dt}$ d'ouverture et de fermeture. La première est intéressante du point

de vue de l'étude de la stabilité (petits mouvements de réglage, petits écarts de vitesse $\Delta \omega$), la deuxième du point de vue des grands mouvements de vannage (grande valeur de $\Delta \omega$).

a) *Petits mouvements de réglage* : on a au voisinage de l'origine :

$$\frac{dy}{dt} = -K \frac{0,6 \beta \pi D}{V} \sqrt{g (H_1 - H) \Delta \omega}$$

Donc la lenteur de réglage, qui est par définition le rapport :

$$\tau' = \frac{\Delta \omega}{\frac{dy}{dt}}$$

s'exprime par :

$$(2) \quad \tau' = \frac{V}{0,6 K \beta \pi D} \sqrt{g (H_1 - H)}$$

b) *Grands mouvements* : vitesse maximum de vannage :

$$(3) \quad \left(\frac{dy}{dt} \right)_m = \frac{\beta_s}{V} \sqrt{2 g (H_1 - H)}$$

Ces formules ont été vérifiées expérimentalement en 1943, en collaboration avec M. CHENAIS. L'appareillage était très simple. Les essais avaient

Fig. 4

lieu en atelier. Un comparateur mesurait la position du tiroir tandis que pour un déplacement donné du tiroir, on enregistrait la loi de manœuvre du servo-moteur. L'effort de vannage était matérialisé par un deuxième servo-moteur accouplé au précédent et dont on fermait l'évacuation par un orifice réglable.

On constatait notamment que lorsqu'on augmentait l'effort de vannage, la courbe de réponse « s'aplatissait » par une affinité des ordonnées (fig. 5). L'écart, à partir duquel la vitesse

Fig. 5

maximum de vannage était atteinte, ne dépend pas de l'effort de vannage. Par contre, pour un effort de vannage donné, la diminution du diaphragme d'évacuation modifie la vitesse maximum de vannage, sans modifier la pente à l'origine, de sorte que l'écart au bout duquel la vitesse maximum de vannage est atteinte augmente. (Fig. 6).

Fig. 6

Pour une installation donnée (voir fig. 4), on peut porter en fonction de la course du servo-moteur (de 0 à L) l'effort de vannage à l'ouverture et à la fermeture. On peut définir le « travail de vannage à la fermeture » et le « travail de vannage à l'ouverture ».

A une ouverture y_0 correspond un travail fictif à l'ouverture égal au produit de la course du servo-moteur par l'effort à fournir au voisinage de l'ouverture y_0 pour ouvrir le vannage. A cette même ouverture y_0 correspond de même un travail fictif à la fermeture, produit de la course par l'effort de fermeture au voisinage de l'ouverture y_0 .

Nous indiquerons ces travaux par $W_f y_0$ et $W_o y_0$. Le symbole $W y_0$ représentera le travail fictif de vannage au voisinage de l'ouverture y_0 , sans préciser qu'il s'agit d'ouverture ou de fermeture.

Il existe une ouverture pour laquelle l'effort est maximum. On définira donc le travail fictif maximum à la fermeture et de même à l'ouverture.

Les expressions (2) et (3) deviennent, en introduisant la notion de travail de vannage :

$$(2) \quad \tau' = \frac{W y_0}{0.6 H \beta \pi D \sqrt{\frac{g}{\omega} P_1^3 \left(1 - \frac{W y_0}{P_1 V}\right) \frac{W y_0^2}{(P_1 V)^2}}}$$

et :

$$(3) \quad \left(\frac{dy}{dt}\right)_{\max} = \frac{\beta s}{W y_0} \sqrt{\frac{2g}{\omega} P_1^3 \left(1 - \frac{W y_0}{P_1 V}\right) \frac{W y_0^2}{(P_1 V)^2}}$$

Pour que le servo-moteur puisse vaincre l'effort de vannage, il faut que le produit $P_1 V$ soit au moins égal à $W y$, ceci quelle que soit l'ouverture y ; il faudra donc que le produit de la pression par la cylindrée soit au moins égal au travail maximum de vannage W_m produit de la course par l'effort maximum. Mais cela est-il suffisant ? Evidemment non, car, pour l'ouverture y_m correspondant à l'effort de manœuvre maximum, la vitesse de vannage serait nulle et la lenteur de réglage infinie.

Il faut donc prendre une marge. La difficulté est qu'on connaît mal à priori les efforts de vannage. On est donc obligé de se laisser une certaine latitude pour augmenter la pression s'il y a lieu.

Ici, le problème se pose d'une manière différente pour un accéléromètre ou pour un régulateur à dash-pot.

Cas d'un régulateur accélérométrique

Dans ce cas, les lois de stabilité obligent le constructeur à choisir une lenteur τ' assez grande pour les petits écarts de vitesse. Par ailleurs, la vitesse maximum de vannage doit être suffisamment grande (par la considération de la survitesse).

Fig. 7

Le constructeur, pour pouvoir augmenter τ' sans diminuer $\left(\frac{dy}{dt}\right)_m$ doit diminuer le périmètre πD du tiroir de distribution, mais ceci a comme conséquence d'augmenter la course du tiroir nécessaire à l'obtention de la vitesse de vannage maximum, ce qui est un inconvénient. Il s'en tire par l'emploi du tiroir à double recouvrement qui permet de rattraper, pour un écart relativement faible, la vitesse maximum de vannage (figure 7).

Finalement, la lenteur τ' de réglage d'un régulateur accélérotachymétrique dépend d'abord de la caractéristique du tachymètre et du diamètre du tiroir, ensuite de la position du vannage (parce que le coefficient β en dépend et parce que l'effort de vannage en dépend).

En particulier, la lenteur τ' sera différente dans le sens ouverture et dans le sens fermeture. Pour la modifier, une fois l'installation en place, on pourra modifier la pression de marche de la pompe, ou modifier la caractéristique du tachymètre et les lois de levier intermédiaires entre le tachymètre et le tiroir s'il y en a. *On n'y parviendra pas en modifiant la section du diaphragme d'évacuation s , ce qui ne modifie que la vitesse maximum de vannage mais pas la pente de la courbe de réponse au voisinage de l'origine.*

Cas du régulateur à Dash-Pot : conception moderne d'un régulateur à Dash-Pot.

Partons d'un régulateur tachymétrique direct.

Fig. 8

Dans le schéma de la figure 8, supposons, c'est une vue de l'esprit, que le tachymètre soit à ce point puissant, que les déplacements de son manchon ne soient pratiquement pas affectés par les efforts qu'il a à fournir, en sorte que la position de A est fonction de la vitesse seulement.

$$Dh_A = K \Delta \omega$$

Le point A entraîne par le levier ABC le point C et on a :

$$Dh_0 = Dh_A$$

Le point C entraîne le vannage au moyen d'un système de leviers, bielles, etc. (C E F G).

On a, en fait, affaire à un régulateur « direct » puisque le vannage est entraîné directement par le tachymètre.

Si y est l'ouverture du vannage, on a à chaque instant :

$$\Delta y = \frac{1}{\sigma} \Delta \omega$$

La quantité $\sigma = - \frac{\Delta \omega}{\Delta y}$ est précisément le statisme du régulateur : écart relatif de vitesse entre la pleine charge et la marche à vide.

Remarquons que l'on a $\frac{d}{dl} \Delta y = - \frac{1}{\sigma} \frac{d}{dl} \Delta \omega$, c'est-à-dire que la vitesse de vannage est proportionnelle à l'accélération, le coefficient $\frac{1}{\sigma}$ n'étant autre que la rapidité de réponse accélérométrique K_1 . On voit donc que le régulateur à action directe n'est autre qu'un régulateur à loi de réponse purement accélérométrique.

Comme, pratiquement, l'effort de vannage est trop grand pour qu'un simple tachymètre puisse le vaincre, on est amené à suspendre en B un tiroir de distribution entraînant un servo-moteur, placé entre F et G, le tout dimensionné de manière à avoir une lenteur de réglage très faible ($\tau \neq 0$) (fig. 9). De la sorte, pour le moindre déplacement de B, le vannage suit à sa vitesse maximum. Pratiquement, lors des petits mouvements de réglage, le point B reste fixe, le point C et par suite de vannage suit sans retard les déplacements du point A c'est-à-dire les variations de vitesse. Le régulateur indirect asservi ainsi constitué (avec un tiroir de distribution et un servo-moteur doués d'une lenteur de réglage pratiquement nulle) se conduit exactement comme un régulateur direct lors des petits mouvements de vannage : le point B reste fixe (1).

(1) On a coutume de dire qu'un régulateur direct est par essence même stable. Ce n'est vrai que lorsque le fluide moteur est sans inertie. Supposons, en effet, l'inertie du fluide caractérisée par le temps $\Theta = LV/gH$, celle des masses tournantes par le temps de lancer τ .

La condition de stabilité du régulateur à asservissement

$$\frac{\tau \sigma}{\Theta} > \frac{3 + \Theta K_0 \sigma}{2 + \Theta K_0 \sigma}$$

de la page 89 de la « Houille Blanche » (n° 1-1946), devient lorsque K_0 devient infini :

$$\sigma > \frac{\Theta}{\tau}$$

Or, lorsque $K_0 = \frac{1}{\tau}$, est infini, tout se passe, nous venons de le voir, comme dans un régulateur direct.

On voit donc que même dans le réglage direct, le statisme doit être supérieur à une valeur non nulle pour que le réglage soit stable.

Fig. 9

L'inconvénient du régulateur précédent étant qu'il ne règle pas à vitesse constante, l'idée vient d'interposer un dash-pot entre C et E et de rappeler par un ressort le point C vers une position fixe (fig. 10). Là encore, par suite de la très faible lenteur du système tiroir-servo-moteur, le point B reste pratiquement fixe. Écrivons que la vitesse du point C est la vitesse du point E et la vitesse du piston dans le cylindre du dash-pot :

$$\frac{d}{dt} \Delta h_c = \frac{d}{dt} \Delta h_e + \frac{d}{dt} \Delta h_D$$

$\frac{d}{dt} \Delta h_c$ est proportionnel à $-\frac{d}{dt} \Delta \omega$ (accélération)

$\frac{d}{dt} \Delta h_e$ est proportionnel à $\frac{d}{dt} \Delta y$ (vitesse de vannage)

enfin $\frac{d}{dt} \Delta h_D$ est proportionnel à l'écart Δh_c , donc à $-\Delta \omega$ (vitesse).

$$\text{Il vient : } -\frac{d}{dt} \Delta \omega = \sigma \frac{d}{dt} \Delta y - \frac{1}{T_r} \Delta \omega$$

où, par définition, σ est le degré d'asservissement et T_r la rigidité du dash-pot.

$$\text{D'où : } \frac{d}{dt} \Delta y = \frac{1}{T_r \sigma} \Delta \omega - \frac{1}{\sigma} \frac{d}{dt} \Delta \omega$$

Fig. 10

La loi de réponse du régulateur ainsi réalisé est accélérotachymétrique. La lenteur de réglage tachymétrique est $I/K_0 = \tau' = T_r \sigma$.

La rapidité de réponse accélérométrique K_1 est l'inverse du degré d'asservissement

$$K_1 = 1/\sigma$$

Le dosage accélérotachymétrique $m = K_1/K_0$ n'est autre que la rigidité T_r du dash-pot.

Le dash-pot et son ressort introduisent dans le régulateur direct (donc purement accélérométrique) l'effet tachymétrique qui lui manquait pour régler à vitesse constante.

Nous voyons ainsi qu'il faut considérer un régulateur moderne à dash-pot non pas comme un régulateur indirect à asservissement rendu « élastique » par un dash-pot et un ressort de rappel, mais bien comme un régulateur direct : le point B restant pratiquement fixe lors des petits mouvements de réglage, tout se passe comme si c'était le tachymètre qui entraînait le vannage.

Nous venons aussi de montrer que les réactions d'un tel régulateur à dash-pot devant une variation de fréquence indiquée par son tachymètre sont les mêmes que celles d'un régulateur accélérotachymétrique pour lequel les variations de fréquence se font sentir à la fois sur son tachymètre et son accéléromètre.

Dans un régulateur à dash-pot, la véritable lenteur de réglage n'est donc pas celle que lui donnent son tachymètre et son tiroir de distribution ; ce dernier ne sert que de relais et, comme tous les relais et pour ne pas introduire de retard, il doit être très rapide, c'est-à-dire qu'il faut que sa lenteur de réglage soit nulle (c'est ce qui correspond à la courbe $a_3 = \infty$ du diagramme de la page 134 du n° 2 de la « Houille Blanche », cas exclusivement traité par M. GADEN dans son ouvrage « Considérations... »).

Il faut donc doter le régulateur d'un tiroir de distribution tel que τ' soit le plus petit possible ; donc le diamètre du tiroir sera le plus grand possible (compatible avec les possibilités de construction). Il n'y aura aucunement besoin de recourir au double recouvrement. Au contraire, le tiroir ne devra présenter aucun recouvrement. Une fois le diamètre du tiroir choisi, il y a lieu de choisir les autres paramètres de manière que τ' soit le plus petit possible. L'expression (2') montre que $W y_0$ étant une donnée de l'installation ainsi que P_1 , il faudra choisir la cylindrée V ni trop grande ni trop petite, de manière que le produit :

$$\left(1 - \frac{W y_0}{P_1 V}\right) \frac{W y_0^2}{(P_1 V)^2}$$

soit maximum, c'est-à-dire que :

$$V = \frac{3}{2} \frac{W y_0}{P_1}$$

En fait, il faudra prendre :

$$V = \frac{3}{2} \frac{W m}{P_1}$$

$W m$ étant le produit de la course par l'effort maximum de vannage.

Cette valeur de V est celle qui permettrait de donner au diamètre du tiroir de distribution la valeur minimum nécessaire pour obtenir une lenteur de réglage donnée. Mais si cette condition optimum n'est pas respectée, on peut toujours augmenter P_1 pour diminuer τ' .

Il y a lieu de faire le bilan entre la difficulté d'augmenter le diamètre du tiroir et celle d'augmenter la cylindrée du servo-moteur.

En fait, on remarque que si on augmente V de la valeur :

$$V = 1,25 \frac{W m}{P_1}$$

à la valeur :

$V = 1,50 \frac{W m}{P_1}$ (augmentation de 20% de la cylindrée), on ne diminue que de 5% la lenteur de réglage, ce qui est peu payant.

Une circonstance qui fait que l'on a toujours une bonne marge entre la pression juste nécessaire pour manœuvrer le vannage et celle nécessaire pour avoir une lenteur de réglage très petite est la suivante : la pression de marche P_1 est réglée par une soupape de décharge qui possède un décrément. Lorsqu'elle est ouverte, débitant la totalité du débit de la pompe volumétrique, la pression est plus forte que lorsque son débit est nul. Or, lorsque le débit de la soupape est nul, c'est que la totalité du débit de la pompe passe par le tiroir, ce qui a lieu au cours d'une manœuvre à la vitesse maximum de vannage. (Il est en effet logique de régler la tension du ressort de la soupape de manière que pendant la manœuvre à vitesse maximum, il n'y ait pas de fuite par la soupape).

Par contre, lorsque la soupape débite tout le débit de la pompe, le tiroir de distribution est au voisinage de sa position d'équilibre. De la sorte, on dispose lors des manœuvres rapides d'une pression plus faible que lors des petites manœuvres de réglage.

Si donc on a réglé la pression de manière à pouvoir entraîner le vannage à la vitesse voulue, on dispose, pour les petites oscillations de réglage, d'une marge telle que la lenteur de réglage se trouve automatiquement très petite.

Quoi qu'il en soit, les « lenteurs de réglage » des tiroirs de distribution des régulateurs moder-

nes à dash-pot sont comprises entre $1/50$ et $1/100$ de seconde (ce qui correspond à $K_o = 50$ et $K_o = 100$, dans les notations de l'article page 134 de la « Houille Blanche »).

Dans ces conditions, tout se passe comme si le relais constitué par le tiroir de distribution était sans retard, le piston du dash-pot suivant, sans retard, les indications du tachymètre (Voir Sch. Bau. M. STEIN - Septembre 1947).

Ceci dit, la véritable lenteur de réglage d'un régulateur à dash-pot n'est pas nulle.

Nous venons de voir qu'elle est égale au produit du degré d'asservissement provisoire σ par la rigidité du dash-pot T_r .

$$\tau' = \sigma T_r$$

On peut faire immédiatement une remarque: contrairement à ce qui se passe dans un régulateur accélérotachymétrique, la lenteur de réglage $T_r \sigma$ ne dépend pas de l'effort de vannage, si on a donné au tiroir de distribution des caractéristiques telles que sa lenteur soit très petite, c'est-à-dire si l'on dispose d'une marge suffisante de pression au delà de celle nécessaire pour manœuvrer.

Pour les grands écarts de fréquence, correspondant au cas de variations importantes de charge, le diaphragme placé sur l'évacuateur limite la vitesse de vannage à la valeur permise par le coup de bélier.

Cependant, par suite de la petitesse nécessaire de $\tau' = T_r \sigma$ l'écart de fréquence nécessaire pour réaliser la vitesse maximum de manœuvre serait exagéré si l'on n'employait pas l'artifice dit « de la compensation accélérée » dont l'utilisation correspond à la même préoccupation que celui du « double recouvrement » employé dans les accélérotachymètres. Il consiste à découvrir complètement l'orifice du dash-pot lorsque l'écart de fréquence est supérieur à une certaine valeur.

Pour ces grands écarts, la valeur de τ' n'est plus contrôlée par le dash-pot, c'est-à-dire assez grande, mais par le tiroir de distribution. Elle est alors très petite et dépend de l'effort de vannage.

Caractéristiques optima du régulateur

La stabilité réclame, de la part du régulateur, une lenteur de réglage tachymétrique suffisamment faible.

$$\tau' = T_r \sigma < K \frac{\theta^2}{\tau}$$

Le coefficient K dépend du paramètre ϕ d'ALLIEVI, et d'une foule d'autres caractéristiques telles que la caractéristique couple fréquence du réseau. Mais il dépend aussi de

caractéristiques internes du régulateur, notamment du degré d'asservissement dans les systèmes à dash-pot et de la rapidité de réponse accélérométrique (dans les accélérotachymètres).

Il existe pour une installation donnée, une valeur optima du degré d'asservissement — ou de la rapidité de réponse automatique —, pour laquelle la stabilité est réalisée au prix de la lenteur de réglage minimum.

Posons (figure 11), en fonction du rapport $\frac{\theta}{\tau \sigma} \left[= \frac{\theta K_1}{\tau} \right]$ d'une part le rapport $\frac{\tau \tau'}{\theta^2}$

d'autre part $\frac{\theta}{T_r} \left[= \frac{\theta}{m} \right]$

$\frac{\theta}{\tau \sigma}$ caractérise donc le degré d'asservissement [rapidité de réponse accélérométrique].

$\frac{\theta}{T_r} \left[= \frac{\theta}{m} \right]$ caractérise la rigidité du dash-pot (ou le dosage accélérotachymétrique).

$\frac{\tau \tau'}{\theta^2} \left[= \frac{\tau \sigma T_r}{\theta^2} \right]$ caractérise la lenteur de réglage tachymétrique.

Fig. 11

Le point A caractérise un régulateur pour lequel la rigidité du dash-pot est infinie ou le dosage accélérotachymétrique est infini. Il s'agit donc d'un régulateur à asservissement rigide ou accélérométrique pur.

Soit M le point correspondant au maximum du rapport $\frac{\theta^2}{\tau \tau'}$ donc au réglage optimum.

Si l'on a :

$$\frac{\theta}{\tau \sigma} \left[= \frac{\theta K_1}{\tau} \right] \geq \overline{OA}$$

il y aura instabilité quel que soit le réglage choisi.

Si on augmente σ (ou si on diminue K_1), on

voit que la lenteur de réglage nécessaire à la stabilité décroît d'abord jusqu'à :

$$\frac{\theta}{\tau \sigma} \left[= \frac{\theta K_1}{\tau} \right] = \overline{OM}$$

puis augmente ensuite, si on continue à augmenter le degré d'asservissement (ou à diminuer la rapidité accélérométrique).

Le problème se pose donc de la manière suivante :

a) pour un constructeur de régulateurs à dash-pot, choisir un degré d'asservissement temporaire voisin de la valeur optimum, donc suffisamment supérieur à celui correspondant au point A (asservissement rigide), mais pas trop grand ; ceci se fait par le choix de la pente de la came d'asservissement par exemple. Ensuite donner au dash-pot la rigidité minimum nécessaire à la stabilité. Le choix d'un degré d'asservissement trop faible obligerait à augmenter la rigidité du dash-pot ; et par suite la lenteur du réglage T_{σ} , au delà de ce qui serait nécessaire si le choix avait été mieux fait.

b) pour un constructeur de régulateurs accélérotachymétriques, choisir une rapidité accélérométrique K_1 correspondant à l'optimum OM, et, ensuite, régler la lenteur de réglage à une valeur assez faible pour atteindre la stabilité. Le choix d'une rapidité de réponse accélérométrique trop grande ou trop petite obligerait à augmenter la lenteur de réglage au delà de ce qui serait nécessaire si le choix de K_1 avait été mieux fait.

Mesure de la lenteur de réglage

Il s'agit de tracer, pour chaque position du vannage, la courbe de réponse donnant, pour chaque écart de fréquence, au voisinage de zéro, la valeur de la vitesse de variation de puissance.

La méthode préconisée et utilisée par M. GADEN sur des régulateurs accélérotachymétriques est la suivante :

— Le groupe est couplé sur le réseau à fréquence constante.

Son ouverture est y_0 . Le réglage charge-vitesse a été préalablement étalonné et gradué en écarts de fréquence. Le point de fonctionnement est le point M_0 de la figure 11.

Donnons au réglage charge-vitesse un déplacement correspondant à un écart de fréquence $\Delta\omega$.

L'accéléromètre n'agit pas, la fréquence du réseau étant constante.

La caractéristique de statisme passe de $A_0 A_1$ à $A'_0 A'_1$ (fig. 11). Le régulateur est sollicité au début par l'écart de fréquence.

$$\Delta\omega = M_0 K$$

Son vannage va commencer par fermer à la vitesse $\frac{dy}{dt} = -\frac{\Delta\omega}{\tau'}$ correspondant à l'écart $\Delta\omega$.

Au fur et à mesure de la fermeture, l'écart qui le sollicite diminue jusqu'à ce qu'il ait atteint l'ouverture y'_0 où l'écart est nul (1). La vitesse de fermeture diminue donc jusqu'à s'annuler en M'_0 . En enregistrant la manœuvre, en ne retenant de l'enregistrement que le début et en le répétant pour diverses valeurs de $\Delta\omega$, on tracera la loi de réponse autour de l'ouverture y_0 et on en tirera la lenteur de réglage par la mesure de la pente de la tangente à l'origine.

On devra répéter l'opération pour chaque valeur initiale de l'ouverture, pour avoir la valeur de la lenteur τ' correspondant à chaque portion initiale du vannage.

Que mesurerait-on en opérant de même dans le cas d'un régulateur à dash-pot ?

En fait, que se passe-t-il lorsque sur un tel régulateur, on manœuvre brutalement le réglage charge-vitesse, le faisant passer d'une position à une autre correspondant à un écart de fréquence négatif par exemple ? Si le statisme est nul, on constate que le vannage ferme d'abord pendant un court instant, à la vitesse maximum, cette vitesse ralentit ensuite jusqu'à une valeur pratiquement constante, cela jusqu'à la pleine fermeture. Si le statisme n'est pas nul, le début du mouvement est le même, d'abord vitesse maximum de vannage, très vite freinée jusqu'à une certaine vitesse, mais ensuite diminution très lente de cette vitesse jusqu'à l'arrêt à la nouvelle position y''_0 .

Comment peut-on expliquer ce comportement ? Il faut se rappeler que la lenteur de réglage est contrôlée par le degré d'asservissement provisoire et le dash-pot. Lorsque la rigidité devient infinie, le degré d'asservissement provisoire

(1) On peut faire la remarque suivante : Sous un écart initial du réglage de charge-vitesse, le régulateur va manœuvrer son vannage à la vitesse :

$$\frac{d\Delta y}{dt} = \frac{MK}{\tau'} \text{ avec } MK = -\sigma(y - y'_0) = -\sigma\Delta y$$

D'où :

$$\frac{d}{dt}\Delta y = -\frac{\sigma}{\tau'}\Delta y \text{ ou } \Delta y = \Delta y_0 e^{-\frac{\sigma}{\tau'}t} = \frac{1}{\sigma}\Delta\omega_0 e^{-\frac{\sigma}{\tau'}t}$$

Ceci montre que si l'on savait d'avance quelle est la modification du réglage charge-vitesse qu'il faut pour faire passer le vannage de l'ouverture y_0 à l'ouverture y'_0 , et qu'on la réalise dès le début, le temps que le régulateur met pratiquement à manœuvrer de y_0 à y'_0 ne dépend pas de la distance à parcourir (le temps au bout duquel le régulateur a parcouru une fraction donnée).

devient un statisme permanent beaucoup plus élevé que le statisme normal. La lenteur de réglage $\tau' = T_r \sigma$ devient infinie. Mais cela ne veut pas dire que le vannage ne se déplacera pas sous un écart de fréquence $\Delta\omega$.

Considérons, en effet, un régulateur de statisme nul et rendons permanent son statisme temporaire en obturant complètement l'orifice du dash-pot ($T_r = \infty$). Nous aurons donc une caractéristique de statisme $A_0 A_1$ très inclinée (pente égale au statisme temporaire) passant par le point de fonctionnement M_0 (fig. 12). Si nous donnons au réglage charge-vitesse un écart correspondant à l'écart de fréquence $\Delta\omega$, cette caractéristique devient $A'_0 A'_1$. Ce point de fonctionnement passe de M_0 à M'_0 . Il est sollicité au début par l'écart de fréquence $\Delta\omega = M_0 K$ et, à la fin, par un écart nul, mais comme la lenteur de réglage du tiroir de distribution est, ici, très petite, c'est-à-dire que le moindre écart de fréquence déplace suffisamment le tiroir pour atteindre la vitesse maximum de vannage, le vannage passera de l'ouverture y_0 à l'ouverture y'_0 à la vitesse maximum, le mouvement n'étant freiné que tout à fait à proximité de M'_0 .

Fig. 12

Recommençons l'expérience à partir de l'ouverture y'_0 avec un statisme nul, après avoir légèrement débouché l'orifice du dash-pot, de manière à rendre $\tau' = T_r \sigma$ fini.

On comprend, dès lors, que le régulateur va fermer à la vitesse maximum jusqu'à une ouverture voisine de y'_0 , tout se passant pratiquement comme si l'asservissement temporaire était permanent durant ce mouvement. Le servomoteur fermera ensuite lentement à la vitesse $\frac{dx}{dt} = \frac{\Delta\omega}{T_r \sigma}$ correspondant à celle d'un régulateur de lenteur $T_r \sigma$ sollicité par un écart de fréquence $\Delta\omega$.

S'il y a un statisme permanent, le régulateur, au lieu de fermer complètement le vannage, s'arrêtera à l'ouverture y''_0 , correspondant au

point M''_0 intersection de l'ordonnée de fréquence f_0 avec la caractéristique de statisme permanent $A''_0 A''_1$.

Entre les ouvertures y'_0 et y''_0 , la vitesse du servo-moteur diminue linéairement de $\frac{dx}{dt} = \frac{\Delta\omega}{T_r \sigma}$ à 0. Ainsi, se trouvent expliquées les constatations faites plus haut.

Remarquons que ce comportement du régulateur à dash-pot n'est pas sans dérouter les gens chargés de les manipuler.

Il arrive, en effet, que si un dash-pot est trop serré (T_r un peu grand), l'agent chargé de manœuvrer la tirette charge-vitesse, pour faire augmenter la puissance de ΔP kilowatts, envoie une première impulsion, constate sur un wattmètre que la puissance varie rapidement d'une quantité ΔP , Kw inférieure à l'augmentation demandée, puis varie très lentement.

Croyant que cette lenteur est l'indice qu'il va s'arrêter à une puissance trop faible, il donne, impatient, une autre impulsion, le vannage fait un nouveau saut rapide et la puissance aboutit rapidement à la puissance demandée. Croyant avoir fait son devoir, l'agent retourne à ses occupations normales, pour s'apercevoir avec stupeur au bout d'un moment que la puissance est beaucoup trop grande. Le régulateur a continué à fermer à la vitesse correspondant à celle d'un régulateur de lenteur normale sollicité par la double impulsion donnée au réglage charge-vitesse.

Placé avec la même consigne devant un régulateur accélérotachymétrique, l'agent aurait donné une première impulsion, aurait constaté que le régulateur ouvrait très lentement; il en aurait ensuite donné d'autres pour le faire aller plus vite. Mais il aurait alors constaté qu'il dépassait la puissance demandée et il aurait été conduit à donner des impulsions en sens inverse pour l'atteindre.

Fig. 13

Bien entendu, dans ce cas comme dans l'autre, un agent ayant l'habitude de ce travail et connaissant bien son régulateur arrive assez facilement à la nouvelle puissance demandée par le programme.

Mais ceci est assez troublant. N'a-t-on pas vu, en effet, que les deux systèmes de régulateurs sont équivalents ? Comment se fait-il alors que, soumis à l'action du réglage charge-vitesse, le régulateur accélérométrique démarre lentement dès le début avec sa lenteur normale, alors que le régulateur à dash-pot, réputé plus lent, démarre à toute allure, son ardeur étant ensuite rapidement freinée par son dash-pot jusqu'à sa lenteur normale.

La réponse est facile : si l'équation différentielle qui régit le mouvement est la même dans les deux cas, les conditions initiales ne sont pas les mêmes. Dans le régulateur accélérotachymétrique, le déplacement du réglage charge-vitesse n'introduit aucun effet accélérométrique puisque le régleur est maintenu à vitesse constante par le réseau. Dans le régulateur à dash-pot, l'effet accélérométrique initial existe d'une manière un peu cachée, il est vrai, mais réelle, se traduisant par le fait qu'au début le mouvement de vannage n'est pas freiné par le dash-pot.

Quoi qu'il en soit, si on appliquait au régulateur à dash-pot, la méthode ci-dessus pour la mesure de la lenteur de réglage, (enregistrement du début de la manœuvre après manœuvre du réglage charge-vitesse), on ne mesurerait pas la véritable lenteur de réglage, contrôlée par le dash-pot ($\tau' = T_r \sigma$), mais la lenteur de réglage beaucoup plus faible du tiroir de distribution. Pour lever cette difficulté, on pourrait, par exemple, mettre le statisme à zéro et enregistrer la loi de fermeture de la pleine charge à la marche au vide, ou d'ouverture de la marche à vide à la pleine charge, sous l'action d'écartes fictifs

de fréquence $\Delta\omega_1, \Delta\omega_2, \Delta\omega_3$, etc. donnés par le réglage charge-vitesse.

Il faudrait laisser délibérément de côté le début de chacune de ces courbes et n'utiliser que les parties correspondant à des déplacements lents, d'où on tirerait la valeur de $\tau' = T_r \sigma$ pour chaque ouverture. Notons, d'ailleurs, qu'ici la valeur de τ' ne dépend pas de l'effort de vannage, mais uniquement de T_r et de σ ; comme on connaît la valeur de σ , pour chaque ouverture, notamment d'après la pente de la came et la loi ouverture-course du servo-moteur, il suffira de connaître $\tau' = T_r \sigma$ à une ouverture quelconque pour en déduire sa valeur à n'importe quelle ouverture.

CONCLUSION

Nous pensons avoir fait œuvre utile en précisant les différents problèmes que doivent résoudre les constructeurs de régulateurs de turbines hydrauliques pour fournir à leurs clients des régulateurs remplissant leurs fonctions dans les conditions optima compatibles avec l'installation, qu'ils contrôlent.

Nous avons montré que les tiroirs de distribution de régulateurs accélérotachymétriques et tachymétriques à dash-pot ont des caractéristiques qui répondent à des préoccupations tout à fait différentes.

Dans le premier cas, le tiroir de distribution conditionne la lenteur de réglage, caractéristique essentielle du régulateur.

Dans le deuxième cas, le tiroir de distribution n'est pas une chose qui va de soi et nous avons essayé de la préciser.

Il est pourtant utile de se rappeler que le régulateur à dash-pot est, malgré tout, un régulateur à statisme rendu temporaire pour expliquer certaines particularités de son comportement.