

L'optimisation du réglage de vitesse d'une turbine Kaplan, compte tenu de la forme de la colline et de l'autoréglage

The optimization of frequency regulation
by Kaplan units,
taking account of the turbine efficiency curves
and grid inherent stability

PAR G. RANSFORD

INGÉNIEUR A LA SOGREAH, GRENOBLE.

ENGINEER AT THE SOGREAH, GRENOBLE.

II^e PARTIE (*et fin*)

PART II (*and End*)

Application numérique des principes de calcul exposés dans La Houille Blanche, n° 6, novembre 1959, au cas des groupes bulbe en réseau séparé. L'exemple choisi tendrait à indiquer que ces groupes peuvent aider à régler la fréquence de manière utile, à l'opposé de ce qu'on a cru jusqu'ici en raison de leur faible inertie.

A numerical application of the methods of analysis described in La Houille Blanche, Nr. 6, November 1959, to bulb units in an isolated network.

The example treated tends to prove that these units may usefully contribute to frequency control, whereas formerly this was thought not to be the case on account of their small inertia.

INTRODUCTION

Nous présentons dans ce texte un exemple numérique destiné à concrétiser l'analyse de la première partie parue dans *la Houille Blanche*, N° 6, 1959 (*). Il convient cependant de commencer par une explication de l'utilité des trois paramètres :

$$L_w = \left(\frac{u_{\max}}{w_0} \right), \quad \beta$$

(*) ERRATUM : Dans ledit n° 6, page 770, dernière équation de la page, lire :

$$\frac{\Delta Q}{Q} =, \text{ au lieu de } \frac{\Delta \Omega}{\Omega}$$

The present text is concerned with practical applications of the analysis appearing *La Houille Blanche*, Nr. 6, 1959 (*). Primarily, we shall be dealing with a numerical example intended to illustrate the seemingly abstruse analysis of Part I, which is actually easily applied in practice. Some opening remarks deal however with the three last columns of the table published

(*) ERRATUM : In the preceding article, the last equation on page 770 should read :

$$\frac{\Delta Q}{Q} =, \text{ instead of } \frac{\Delta \Omega}{\Omega}$$

figurant dans les dernières colonnes du tableau des résultats de calcul publié dans la première partie du texte; en effet, nous n'en avons pas parlé jusqu'ici. Cet exposé ressemble donc, à bien des égards, à celui que nous consacrons aux turbines Francis paraissant dans ce même numéro également.

NOTATIONS

Pour certaines définitions, le lecteur est prié de consulter l'article sur les turbines Francis. D'autres symboles se rapportant aux turbines Kaplan en particulier sont les suivants :

$$M = \frac{W_h}{\varnothing^2 H \sqrt{H}} \text{ ordonnée d'une colline}$$

$$N = \frac{\Omega_1 \varnothing}{\sqrt{H}} \text{ abscisse d'une colline}$$

$$\delta = \frac{N}{2M} \left(\frac{\partial M}{\partial N} \right)_Y$$

$$\epsilon = \frac{Y}{M} \left(\frac{\partial M}{\partial Y} \right)_N$$

$$\zeta = \frac{N}{2\eta} \left(\frac{\partial \eta}{\partial N} \right)_Y$$

\varnothing diamètre de la roue

in Part I, these being concerned with the factors t_u — (u_{max}/w_0) and the form factor β , about which nothing has yet been said. The treatment is thus similar to that dealing with Francis turbines appearing in the present issue.

NOTATION

Certain symbols used are defined in the accompanying article on Francis turbines. Others referring specifically to Kaplan units may be recalled :

$$M = \frac{W_h}{\varnothing^2 H \sqrt{H}} \text{ ordinate of the turbine efficiency diagram}$$

$$N = \frac{\Omega_1 \varnothing}{\sqrt{H}} \text{ abscissa of the same diagram}$$

$$\delta = \frac{N}{2M} \left(\frac{\partial M}{\partial N} \right)_Y$$

$$\epsilon = \frac{Y}{M} \left(\frac{\partial M}{\partial Y} \right)_N$$

$$\zeta = \frac{N}{2\eta} \left(\frac{\partial \eta}{\partial N} \right)_Y$$

\varnothing runner diameter

ÉCART MAXIMUM DE FRÉQUENCE APRÈS UNE VARIATION BRUTALE DE LA CHARGE

MAXIMUM FREQUENCY DISTURBANCE AFTER A SUDDEN LOAD CHANGE

Le tableau présenté dans la première partie fournit, pour les 108 cas étudiés, les valeurs de trois paramètres afférant au comportement d'un groupe dont le réglage obéit au critère de :

$$\left(\frac{I}{w_0^2} \right)_{\text{minimum}}$$

1° t_u le temps requis en variables réduites pour atteindre l'écart maximum de fréquence. Ainsi qu'il a été précisé à la page 227 de *La Houille Blanche*, n° 3, 1958, t_u vaut approximativement un tiers de la période des oscillations de fréquence qui, éventuellement, suivent la variation de la charge. Cette fraction devrait, à première vue, s'approcher davantage d'un quart de période; il y a cependant un certain retard dans la réponse initiale du groupe qui fait que la phase de démarrage dure relativement plus longtemps. En fait, dans le

The table published in Part I lists values of 3 additional parameters associated with "optimized" governor performance :

- (i) t_u , the time in dimensionless variables required to attain the extreme frequency variation. Roughly speaking, t_u is equivalent to a quarter-period of the frequency oscillations. There is a tendency however for the first frequency variation build-up to occur with a slight lag, so that, as explained on page 212 of *La Houille Blanche*, Nr. 3, 1958, t_u in fact approximates more closely to one third of the period of subsequent oscillations, if such occur.
- (ii) — (u_{max}/w_0) , the relative value in dimensionless notation, of the maximum frequency variation occurring at time t_u . The minus sign recalls that a throwing-on of load is followed by a speed drop.

cas des groupes bulbe tout au moins, le comportement est plutôt apériodique, de sorte que le raisonnement qui précède, et qui est valable pour les Francis réglées selon notre critère, n'a plus cours.

- 2° — (u_{\max}/w_0), la valeur relative, en variables réduites, de l'écart maximum de fréquence, qui se produit au temps t_u . Le signe « moins » indique, bien entendu, qu'une prise de charge est suivie d'une perte de vitesse.

Rappelons que la variation de la fréquence réelle est liée à u par la formule :

$$\Delta\Omega = \frac{cf^2\theta}{\tau} u \Omega_1$$

- 3° β , un facteur de forme, qui permet d'évaluer u_{\max} connaissant t_u et I, l'intégrale dont nous avons longuement parlé ailleurs. En fonction des paramètres de réglage et des caractéristiques de la colline (voir la 1^{re} partie), la formule pour I est ici la suivante :

$$I = \frac{4B+D}{2D(BC-D)} w_0^2$$

B, C, D désignent les coefficients de l'équation de réglage du groupe.

Malheureusement, dans le cas des turbines Kaplan, t_u est susceptible de varier bien plus que dans le cas des Francis, où l'approximation $t_u=2$ peut être retenue, faute de mieux, dans certaines applications.

Connaissant t_u et I, la formule donnant u_{\max} est celle-ci :

$$u_{\max} = -\beta \sqrt{I/t_u}$$

EXEMPLE NUMÉRIQUE

Nous avons choisi un groupe bulbe, type de turbine qui semble d'autant plus intéressant qu'on ne peut, d'après ce qu'on entend dire parfois, confier à ces groupes le réglage de la fréquence. Cette déficience résulterait de la prépondérance de l'inertie de la colonne d'eau, exprimée par θ , sur celle de la machine (roue et rotor), exprimée par τ . Dans la présente analyse, qui présente la nouveauté d'aborder le problème dans le détail, les caractéristiques choisies sont voisines de celles des turbines projetées pour une usine marémotrice bien connue, sans toutefois s'y identifier.

It is perhaps superfluous to recall that the real frequency variation is related to u by the formula :

$$\Delta\Omega = \frac{cf^2\theta}{\tau} u \Omega_1$$

- (iii) β , a form factor. This is useful in determining the value of u_{\max} from a knowledge of t_u and I, the integral so readily evaluated from a knowledge of the governor and efficiency diagram parameters (see Pt. I) :

$$I = \frac{4B+D}{2D(BC-D)} w_0^2$$

in the present case, where B, C and D denote the coefficients of the differential equation for the speed of the governed turbine.

Unfortunately, in the case of Kaplans, t_u is subject to wider variation than in the case of Francis turbines, for which an approximation $t_u=2$ can often be used.

Knowing t_u and I, the formula for u_{\max} is as follows :

$$u_{\max} = -\beta \sqrt{I/t_u}$$

NUMERICAL EXAMPLE

A bulb unit has been chosen for analysis. This type seems all the more interesting seeing that such turbines, on account of the preponderance of water column inertia, as expressed by θ , compared with machine inertia, τ , cannot, so it is said, be relied on for frequency control. The present study is perhaps the first detailed analysis made of the question. The characteristics chosen resemble, but are not identical with, those contemplated for a well known tidal-power project.

A set of 5.50 metre diameter bulb-type units rotating at 83.3 r.p.m. is designed to work under

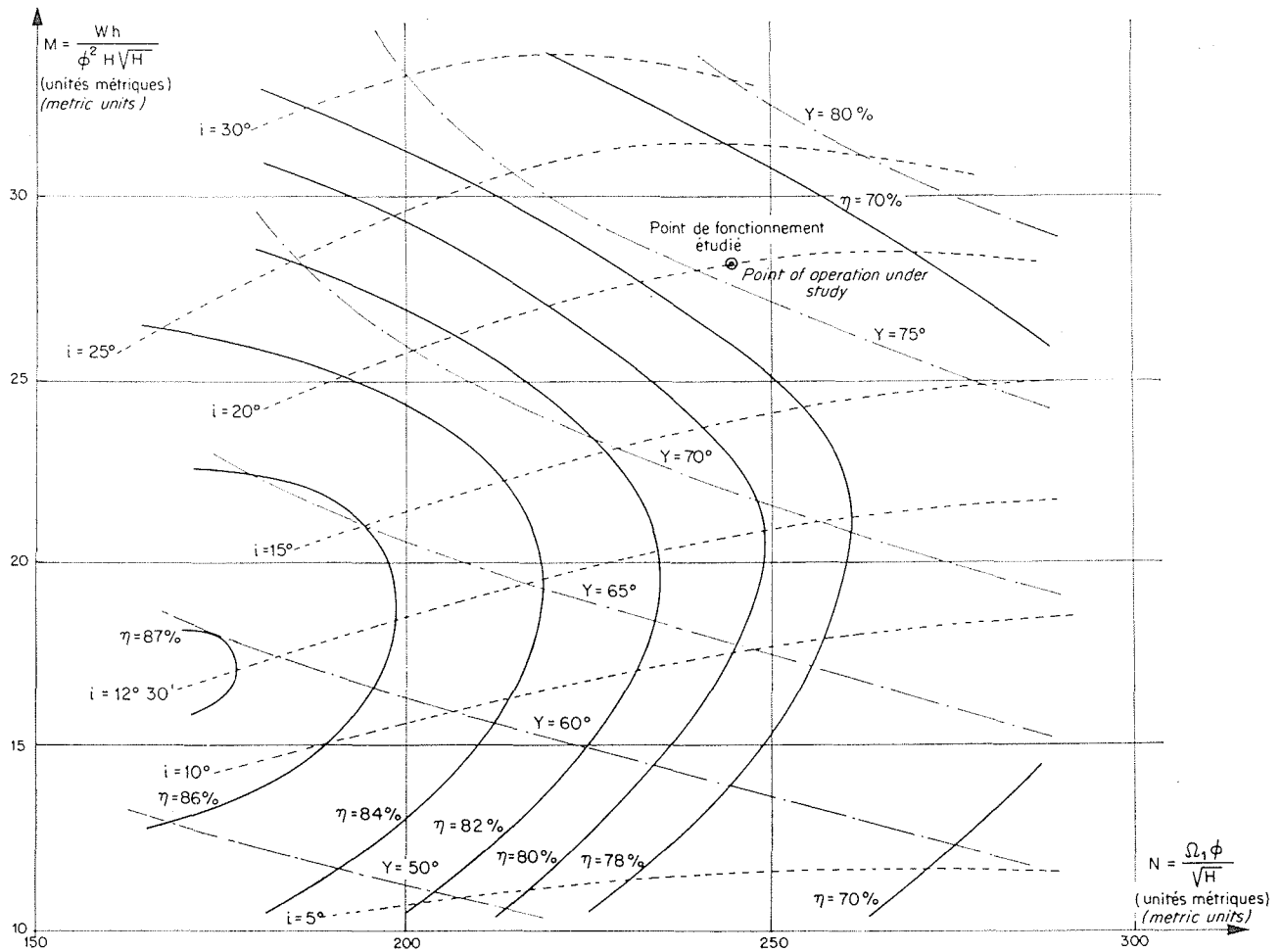


FIG. 1

Un ensemble de turbines bulbe d'un diamètre de 5,50 m et tournant à 83,3 tours par minute fonctionne sous des chutes variables pouvant aller jusqu'à 7 mètres environ. On désire cependant étudier le réglage en réseau séparé à 50 périodes sous une chute de l'ordre de la moitié de ce chiffre, pour une puissance unitaire voisine de 5 500 ch. Le coefficient d'autorégulation, A, vaut 1,5. Nous disposons, pour faire cette étude, des documents suivants :

- 1° La colline générale (fig. 1),
- 2° Des collines partielles pour des inclinaisons fixes des pales allant de 0° à 35°, de 5° en 5°.

Tout d'abord, nous sommes astreints à utiliser les collines partielles, et le point de fonctionnement à étudier doit par nécessité se retrouver sur l'une d'elles.

Pour H=3,50 m, on trouve N=245. La courbe i=20° coupe la verticale N=245 à l'ordonnée M=28,2, ce qui correspond à η=0,755 et

heads ranging up to 7 metres. It is however desired to study the frequency control on a separate 50 cycle network at about half this head, for a power output of between 5,000 and 6,000 metric horse-power. The inherent stability factor of the network, A, equals 1.5. The documents available include :

- (a) The general efficiency diagram (fig. 1),
- (b) partial efficiency diagrams for fixed blade angle slopes of 0° to 35° by 5° increments.

In the first place, we have to use available partial efficiency diagrams, and the point chosen for study must coincide with one of them.

Now for H=3.5 metres, it is found that N=245 (metric units). The curve for i=20° intersects the ordinate N=245 at M=28.2, giving η=0.755 and W_h=5 590 metric horse-power. This point is therefore suitable for study.

$W_h=5\,590$ ch. Ce point convient donc aux fins de notre étude.

Sur la colline partielle établie pour $i=20^\circ$ (fig. 2), nous trouvons que :

1° $(\partial M/\partial N)_Y$, la pente de la courbe $Y=75^\circ$, qui passe très près de notre point, égale 0,033, d'où :

$$\delta = \frac{N}{2M} \left(\frac{\partial M}{\partial N} \right)_Y = 0,145$$

2° $(\partial M/\partial Y)_N$, c'est-à-dire sur une verticale dans la partie inférieure de cette colline, se chiffre à 0,27, si l'on exprime Y en degrés; donc :

$$\varepsilon = \frac{Y}{M} \left(\frac{\partial M}{\partial Y} \right)_N = 0,75$$

On se souviendra que ε traduit la proportionnalité entre l'ouverture du vannage et le débit (en toute rigueur, il faudrait graduer la colline non pas en fonction de l'ouverture angulaire des pales, mais en fonction de la course du servomoteur; nous laisserons de côté cette question

On the partial efficiency diagram for $i=20^\circ$ (fig. 2), we find that :

(a) $(\partial M/\partial N)_Y$, the slope of the curve $Y=75^\circ$ (which is very near to the point considered) equals 0.033 and hence :

$$\delta = \frac{N}{2M} \left(\frac{\partial M}{\partial N} \right)_Y = 0,145$$

(b) $(\partial M/\partial Y)_N$, i.e. on a vertical in the lower half of the diagram, equals 0.27, Y being expressed in degrees; hence :

$$\varepsilon = \frac{Y}{M} \left(\frac{\partial M}{\partial Y} \right)_N = 0,75$$

It will be recalled that ε expresses the degree of linearity between gate opening and discharge. Here the departure from a strictly linear relationship with $\varepsilon=1$ is appreciable.

(c) $(\partial \eta/\partial N)_Y$, i.e. on a vertical in the upper

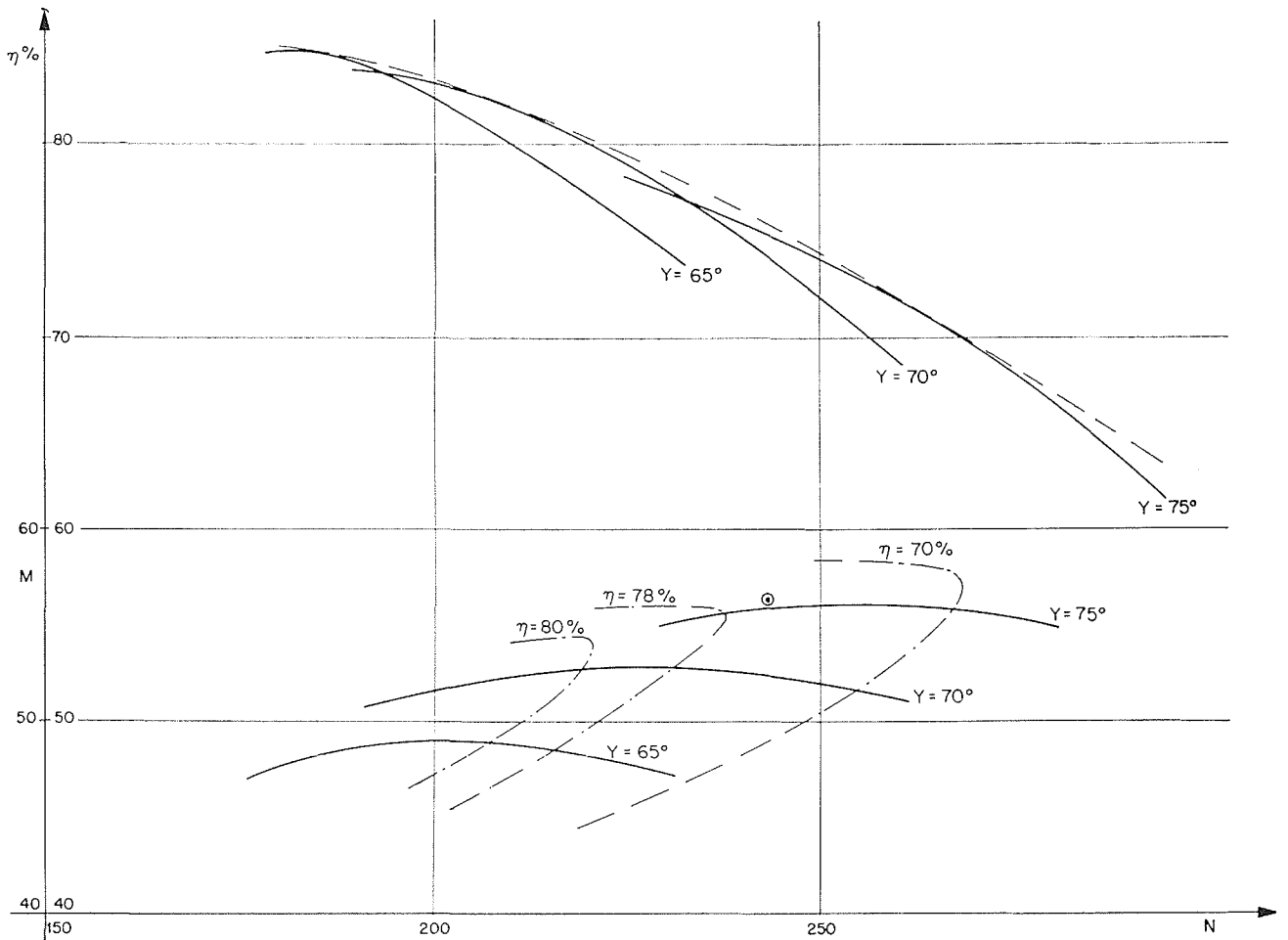


FIG. 2

ici, faute de renseignements précis sur la manière de réaliser l'embigliamento vannage/servomoteur...). Dans le cas présent, l'écart constaté par rapport à une loi linéaire avec $\varepsilon=1$, est notable.

3° $(\partial\eta/\partial N)_Y$, c'est-à-dire sur une verticale dans la partie supérieure de cette colline, égale à $-0,0021$. Par conséquent :

$$\zeta = \frac{N}{2\eta} \left(\frac{\partial\eta}{\partial N} \right) = \frac{245}{2 \times 0,755} (-0,0021) = -0,34$$

Le point de fonctionnement « nominal » doit, en ce qui nous concerne ici, correspondre à la course maximum du servomoteur. Si, par exemple, l'ouverture maximum s'identifie à :

$$Y=80^\circ$$

un point tel que $M=32$, $N=255$ pourrait être choisi. Cependant, un tel point de fonctionnement pourrait ne pas correspondre aux desiderata du constructeur en la matière, d'une part, et, d'autre part, il n'y a en définitive aucune raison pour ne pas se baser sur le point à étudier, pourvu qu'on fasse certaines corrections.

La première de celles-ci est d'évaluer le temps de lancer du groupe en fonction de la puissance fournie à ce point de fonctionnement, et non pas sur la puissance maximum ou nominale.

Donc, si l'on suppose que le PD^2 (rotor et roue) vaut 700 tonnes-mètre carré, le temps de lancer du groupe se chiffre à :

$$\tau = \frac{(83,3)^2 \times 700}{270 \times 5\,590} = 3,22 \text{ secondes}$$

Par ailleurs, en tenant compte de la dissymétrie de l'écoulement dans l'aspirateur, on peut supposer que :

$$\sum \frac{L}{S} = 1,5 \text{ m}^{-1}$$

Or, au point à étudier :

$$\eta=0,755; Q = \frac{5\,590 \times 75}{1\,000 \times 3,5 \times 0,755} = 159 \text{ m}^3/\text{s}$$

Donc, à ce point, nous trouvons :

$$\theta = \frac{1,5 \times 159}{9,8 \times 3,5} = 6,95 \text{ s}$$

sachant que, dans nos hypothèses :

$$c=f=1$$

Les paramètres à considérer, à savoir :

$$\delta=0,145; \zeta=-0,34; A=1,5; \frac{cf^{2\theta}}{\tau} = 2,16$$

half of the diagram, equals $-0,0021$. Consequently :

$$\zeta = \frac{N}{2\eta} \left(\frac{\partial\eta}{\partial N} \right) = \frac{245}{2 \times 0,755} (-0,0021) = -0,34$$

The nominal operating point should be defined for present purposes as one corresponding to the maximum servomotor course. If the maximum opening is, say,

$$Y=80^\circ$$

a point such as $M=32$, $N=255$ could be chosen. However, such a point may not coincide, on the one hand, with what the manufacturer would normally specify, and, on the other, there is no reason for not working in terms of the point under study, provided that certain corrections are made.

The first of these is to calculate the inertia parameter on the basis of the actual power output at this point (and not on the maximum or nominal outputs).

Thus, if we suppose that the machine inertia (PD^2) is 700 t.m² (note that this is four times the British definition, which would work out at $PR^2=4 \cdot 15 \times 10^6 \text{ ft.lb}^2$), the machine starting time, or inertia parameter, works out at :

$$\tau = \frac{(83,3)^2 \times 700}{270 \times 5\,590} = 3,22 \text{ secs}$$

Also, after allowing for skewness of flow in the draft tube, it may be assumed that :

$$\sum \frac{L}{S} = 1,5 \text{ m}^{-1}$$

Now, at the operating point considered :

$$\eta=0,755; Q = \frac{5\,590 \times 75}{1\,000 \times 3,5 \times 0,755} = 159 \text{ m}^3/\text{s}$$

Hence, at this point,

$$\theta = \frac{1,5 \times 159}{9,8 \times 3,5} = 6,95 \text{ secs}$$

with the present assumptions :

$$c=f=1$$

The parameters to be considered, viz.,

$$\delta=0,145; \zeta=-0,34; A=1,5; \frac{cf^{2\theta}}{\tau} = 2,16$$

nous obligent à extrapoler les chiffres présentés dans le tableau de la première partie du texte.

Les valeurs exactes, retrouvées sur la machine à calculer, sont les suivantes :

$$(\mu, \lambda) \text{ pour } \left(\frac{I}{w_0^2}\right)_{\min} = (1,89; 2,74)$$

$$\left(\frac{I}{w_0^2}\right)_{\min} = 0,0988$$

$$(\lambda_{\max}, \lambda_{\min}) = (2,89; -2,61)$$

$$t_u = 0,237$$

$$- \left(\frac{u_{\max}}{w_0}\right) = 0,396$$

$$\beta = 0,613$$

Donc, pour une variation brutale de 5 % de la charge, nous devrions nous attendre à une variation maximum de vitesse, et donc de fréquence, atteignant :

$$\begin{aligned} \left| \left(\frac{\Delta\Omega}{\Omega}\right)_{\max} \right| &= 0,396 \frac{cf^2\theta}{\tau} w_0 \\ &= 0,396 \times 2,16 \times 0,05 \\ &= 4 \%, \text{ approximativement.} \end{aligned}$$

Cet écart maximum se produira au temps :

$$T = 6,95 \times 0,237 = 1,65 \text{ seconde}$$

après la variation de la charge.

La figure 3 illustre l'allure de la variation de vitesse après une prise de charge pour la combi-

are such as to require some extrapolation of the figures given in Part I. The correct values, obtained by calculation on the digital computer, are as follows :

$$(\mu, \lambda) \text{ for } \left(\frac{I}{w_0^2}\right)_{\min} = (1,89; 2,74)$$

$$\left(\frac{I}{w_0^2}\right)_{\min} = 0,0988$$

$$(\lambda_{\max}, \lambda_{\min}) = (2,89; -2,61)$$

$$t_u = 0,237$$

$$- \left(\frac{u_{\max}}{w_0}\right) = 0,396$$

$$\beta = 0,613$$

Thus, for a load variation of 5 %, we could expect a maximum speed variation of :

$$\begin{aligned} \left| \left(\frac{\Delta\Omega}{\Omega}\right)_{\max} \right| &= 0,396 \frac{cf^2\theta}{\tau} w_0 \\ &= 0,396 \times 2,16 \times 0,05 \\ &= 4 \%, \text{ approximately} \end{aligned}$$

This occurs at a time $T = 6,95 \times 0,237 = 1,65$ secs. after the load change.

The detailed speed variation is shown in fig. 3 in dimensionless variables for the "optimum"

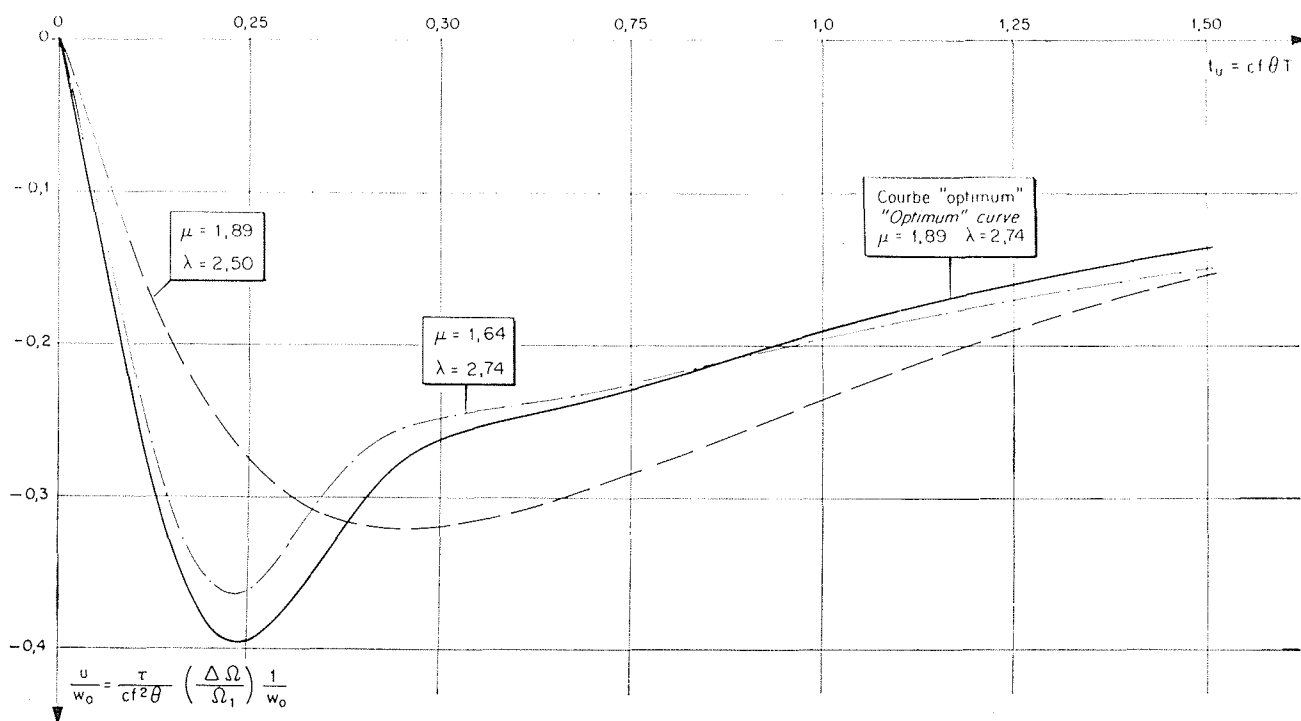


FIG. 3

naison « optimum » des paramètres de réglage, aussi bien que pour deux combinaisons voisines. On remarquera que la combinaison « optimum », dans le sens précis que nous attribuons à ce terme, s'approche de la frontière de stabilité et conduit à un écart maximum de fréquence un peu plus grand (mais aussi à un amortissement un peu plus accentué), que les points voisins caractérisés par de plus petites valeurs de λ ou de μ .

Dans la pratique, il serait souhaitable de choisir des valeurs un peu plus faibles que l'« optimum », pour ces paramètres, ainsi que nous l'avons noté à propos des turbines Francis. Cependant, par souci de simplifier l'exposé, nous maintiendrons nos valeurs primitives dans la suite.

En ce qui concerne le dosage du régleur, nous savons, de manière générale, que :

$$K_\mu = \frac{\tau}{cf^2\theta^2} \frac{\mu}{\varepsilon}$$

$$K_\lambda = \frac{\tau}{f\theta} \frac{\lambda}{\varepsilon}$$

Ces paramètres représentent les dosages tachymétrique et accélérométrique, respectivement.

Dans l'application de ces formules à notre cas, avec $c=f=1$, il est nécessaire d'introduire une correction pour tenir compte de l'ouverture relative du vannage (environ 0,95), l'ouverture à notre point étant de l'ordre de $75^\circ 1/2$ à 76° , alors que l'ouverture maximum est (disons) de 80° . Il convient de multiplier les K, tels que les formules précédentes nous les donnent, par ce facteur de 0,95, ainsi qu'il ressort d'un examen de l'équation (3) à la page 223 de *La Houille Blanche*, n° 3, 1958.

Donc :

$$K_\mu = 0,95 \left\{ \frac{3,22 \times 1,89}{(6,95)^2 \times 0,75} \right\} = 0,16 \text{ s}^{-1}$$

$$K_\lambda = 0,95 \left\{ \frac{3,22 \times 2,74}{6,95 \times 0,75} \right\} = 1,61$$

Dans un régleur à statisme temporaire, nous aboutissons à une pente de came de :

$$\frac{1}{K_\lambda} = 0,62$$

le temps de relaxation du dash-pot étant de :

$$\frac{K_\lambda}{K_\mu} = 10 \text{ secondes}$$

Le régleur doit, par conséquent, être très « raide ». Bien entendu, dans la pratique, il serait préférable de choisir une pente de came un peu plus forte, le temps de relaxation restant inchangé; comme nous l'avons déjà expliqué, les

combination of governing parameters just defined, as well as for two other similar ones. It should be noted that the " optimum " combination :

(a) is close to the frontier of stability; and (b) gives a slightly greater maximum speed variation (but a somewhat improved damping) as compared with the other neighbouring, smaller values of μ or λ .

In practice, it would therefore be advisable to choose smaller values of these parameters, as already mentioned in dealing with Francis units. However, for the sake of simplicity, the ensuing treatment retains the ones first found.

Turning now to the governor design, we know, generally speaking, that :

$$K_\mu = \frac{\tau}{cf^2\theta^2} \frac{\mu}{\varepsilon}$$

$$K_\lambda = \frac{\tau}{f\theta} \frac{\lambda}{\varepsilon}$$

These factors represent the tachymetric and accelerometric effects, respectively.

In applying these formulae here, with $c=f=1$, it is necessary to correct for the fact that the wicket gates are open at some $75^\circ 1/2$ to 76° only, whereas the full opening (say) is equal to 80° . The relative opening is thus approximately 0.95, and the values of K found as above must be multiplied by this factor, as a little thought given to eqn. (3) on page 208 of *La Houille Blanche*, Nr. 3, 1958, shows.

Hence,

$$K_\mu = 0,95 \left\{ \frac{3,22 \times 1,89}{(6,95)^2 \times 0,75} \right\} = 0,16 \text{ sec}^{-1}$$

$$K_\lambda = 0,95 \left\{ \frac{3,22 \times 2,74}{6,95 \times 0,75} \right\} = 1,61$$

In a dashpot-type governor, these figures correspond to a slope of cam equal to

$$\frac{1}{K_\lambda} = 0,62$$

and to a dashpot relaxation time of

$$\frac{K_\lambda}{K_\mu} = 10 \text{ seconds}$$

The governor should thus be extremely "stiff" for best performance. Of course, in practice, it would be better, as already mentioned, to adopt a slightly greater slope of cam, with the same

valeurs un peu plus faibles qui en résulteraient pour λ et μ conviendraient mieux.

Ce calcul devrait être repris pour d'autres points de fonctionnement, et la plage des caractéristiques optima du régulateur déterminée pour toute la zone d'emploi.

A première vue, il semble que les groupes bulbes, décriés parfois à ce point de vue, puissent contribuer utilement au réglage de la fréquence. Il n'est pas sans intérêt de souligner cette conclusion par la citation d'une formule que nous avons vue dans une étude à leur sujet, où il a été affirmé, pour des vitesses spécifiques dépassant 1 000 (ici, $n_s \cong 1\,300$), que :

$$u_{\max} = 1,75 w_0$$

Dans les notations usuelles, on écrirait :

$$\left| \left(\frac{\Delta\Omega}{\Omega_1} \right)_{\max} \right| = 1,75 \frac{cf^2\theta}{\tau} w_0$$

Point n'est besoin de dire que, appliquée à l'exemple étudié par nous ici, cette formule conduirait à une surestimation grossière, de l'ordre de quatre à cinq fois la vraie valeur. Une étude plus approfondie montrerait si, comme nous le croyons, cette conclusion optimiste s'étend à la gamme habituelle des conditions d'emploi de ces machines.

Pour terminer, il est intéressant de noter que le comportement de groupes bulbe réglés au mieux, comportement qui est caractérisé par un retour presque aperiodique à la vitesse de consigne après une perturbation brutale, est éloigné du comportement familier des Francis (voir l'article publié dans ce numéro). Le paramètre qui en rend le mieux compte est sans doute notre facteur de forme, β , lequel, près de l'unité dans le cas des Francis, diminuerait progressivement lorsqu'on passe des Kaplan classiques aux bulbes. C'est encore un aspect intéressant de l'étude de ce facteur.

dashpot stiffness; this would lead to somewhat lower values of λ and μ .

These computations should be repeated for other operating points and the governor characteristics varied accordingly. It does seem that, in opposition to what is frequently said, bulb units can usefully participate in frequency regulation. It is perhaps right in conclusion to stress this point by reference to a result we have seen relating to these units, where it was stated that for metric specific speeds in excess of 1.000 (here, $n_s \cong 1\,300$), the following formula for u_{\max} is valid :

$$u_{\max} = 1,75 w_0$$

or, in more usual notation,

$$\left| \left(\frac{\Delta\Omega}{\Omega_1} \right)_{\max} \right| = 1,75 \frac{cf^2\theta}{\tau} w_0$$

It is evident that this is often far from the truth : for the case in point, the error is more than a fourfold one! A more complete study would be required to determine whether this optimistic conclusion holds true over the usual range of utilization of such machines, but it is reasonable to suppose that it does.

In conclusion, there is hardly any need to point out that the behaviour of optimally governed bulb units, featuring an almost aperiodic return to the assigned running speed after a sudden load change, is far removed from the familiar behaviour of Francis turbines, as described in the accompanying article. The parameter best describing these different behaviours is no doubt our form factor, β , which, close to 1 for Francis units, progressively lessens as bulb units are reached. Once again, the utility of this parameter seems to be amply proved.

ERRATUM

Page 79 du présent numéro, 2^e col., lignes 6, 7, 8 et 9, lire :

« Cet ouvrage est la version allemande de la deuxième édition de l'ouvrage connu de A. J. Stepanoff, traduit par le Dr. Ing. Alexander Haltmeier : *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, publiée chez John Wiley & Sons, Inc., New York, en 1957. »