Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 55/56 (1910)

Heft: 10

Artikel: Etude dynamique avec essais de contrôle d'un appareil de réglage pour turbines

Autor: Barbezat, Alfred

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-28761

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 04.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

INHALT: Etude dynamique avec essais de contrôle d'un appareil de réglage pour turbines. — Mairie des Eaux-Vives. — VIII. Internationaler Eisenbahnkongress Bern 1910. — Kolonie Montgibert in Clarens. — Miscellanea: Rheinschiffahrt Basel-Bodensee. Die internationale Städtebauausstellung in Düsseldorf. Einführung der linksufrigen Zürichseebahn. Dauerflug über den Genfersee. Schweizerischer Gewerbetag in Zug. Martigny-Orsières. — Nekrologie: † K. Meili. — Konkurrenzen: Kirchenbau in Grengiols. Bebauung des städtischen Areals „auf der Breite" in Schaffhausen. — Literatur: Die Dampfturbinen. — Vereinsnachrichten: G. e. P.: Stellenvermittlung.

Tafel 29: Mairie des Eaux-Vives.

Band 56. *Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und genauer Quellenangabe gestattet.* Nr. 10.

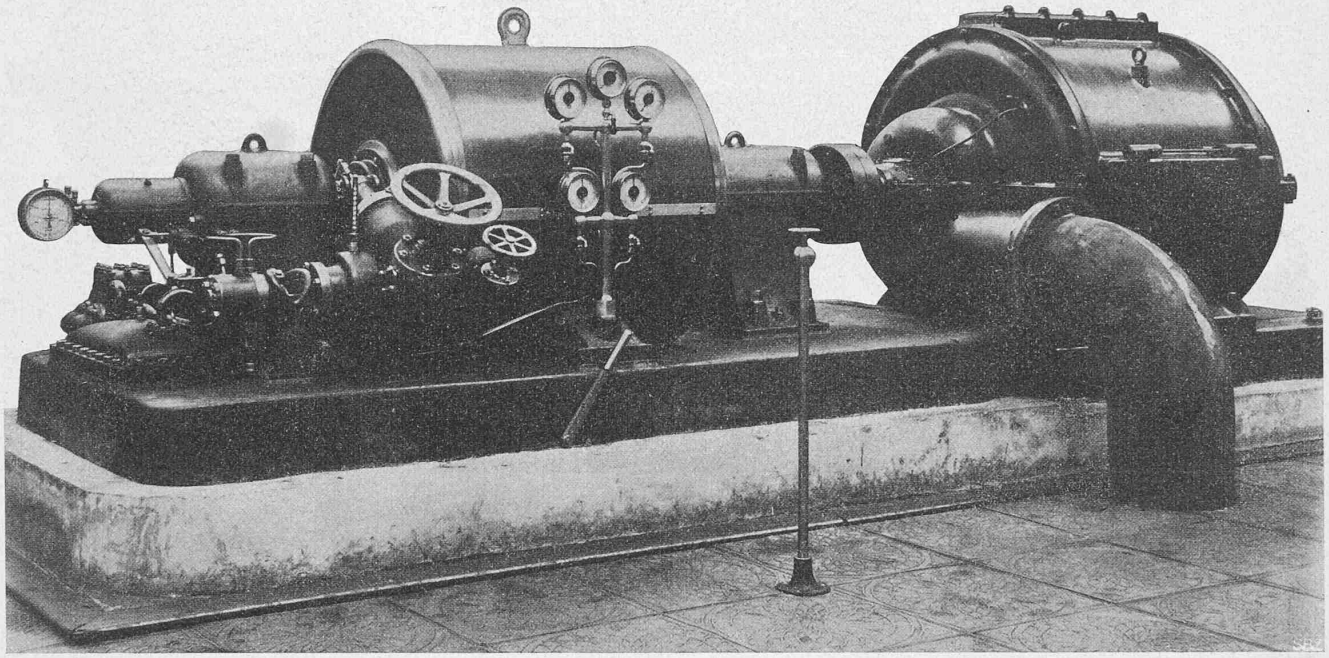

Fig. 1. Turbine à vapeur Système Barbezat (600 HP, 3000 tours par minute) accouplée à une turbosoufflante Rateau.

Etude dynamique avec essais de contrôle d'un appareil de réglage pour turbines.

par *Alfred Barbezat*, Ingenieur à Paris.

Il est souvent nécessaire de pouvoir prédire quelle sera la variation maxima du nombre de tours d'une turbomachine dont on coupe brusquement la charge, et quelle sera la durée du réglage, c'est-à-dire le laps de temps qui s'écoulera entre l'instant où la charge aura étè coupée, et celui où la machine aura repris un nouveau régime de vitesse invariable.

La prédétermination de ces données qui caractérisent une machine au point de vue de ses facultés de régulation, n'exige, moyennant certaines hypothèses, assez bien confirmées par les essais que des calculs élémentaires et des méthodes qui n'ont plus rien d'original. Le seul intérêt que pourrait présenter cette petite note, réside dans le fait que les formules établies ont été controlées expérimentalement, et qu'elle permettra à l'aide de certains coefficients pratiques que nous indiquons, de construire des appareils de réglage analogues dans des conditions et avec des dimensions les plus favorables.

Nous voulons avant d'en arriver au régulateur lui-même, décrire très brièvement la turbine fig 1 qui nous a servi aux essais, et qui est actuellement exposée par la Société Bollinckx à Bruxelles.

Cette turbine de notre système comprend (fig 2) une roue à action genre de Laval pour la haute pression, et un tambour genre Parsons comme partie à basse pression. Le degré de réaction de ce tambour diminue de un demi jusqu' à zero au fur et à mesure que la détente s'opère.

La vapeur se détend dans une couronne de tuyères en une seule fois de sa pression et de sa température d'admission, soit 10 atm. et 300° C jusqu'à 3 atm. et 200° C avant d'atteindre les aubes mobiles. Cette détente préalable procure certains avantages parmi lesquels nous citerons: diminution du travail de frottement de la partie tournante dans un milieu moins dense, diminution des différences de dilatation entre le rotor et le carter, entre le socle, les paliers et le carter, diminution des fuites et de l'usure des bourrages, diminution de l'épaisseur nécessaire aux parois du carter etc.

Les aubes de la roue à action sont obtenues au laminoir, découpées à l'emporte-pièce et fixées sur le disque par soudure autogène. La fig 3 montre une roue prête à être soudée, la fig 4 la même roue après soudage, enfin la figure 2 la même roue complètement achevée et mise en place. Ce mode de fixation des aubes à cheval sur un bourrelet périphérique du disque est inspiré de la construction bien connue de de Laval, mais avec cette différence qu'au lieu de fraiser les aubes dans la masse, le métal nécessaire à leur fixation est rapporté à chaud. A résistance égale notre construction est moins couteuse et n'éxige point de machines-outils spéciales.

Nous aurions voulu réaliser un tambour conique à action parceque pour une chute de chaleur donnée, des aubages à action auraient éxigé des vitesses périphériques moindres que des aubages à réaction. Mais l'insuffisance de la section de passage de la vapeur dans les premiers étages, n'ayant pas permis de faire une injection totale dans des conditions convenables, nous avons fait ces premiers étages avec réaction; les derniers par contre, sont à action.

La forme conique du tambour offre à la vapeur le chemin que celle-ci tend à prendre naturellement sous l'effet combiné de l'entraînement par la force centrifuge et de sa vitesse d'écoulement; elle supprime les pertes en vitesse de sortie de ceux des étages d'un tambour cylindrique, où celui-ci change de diamètre; elle permet de réaliser en chaque point du tambour exactement les sections et les vitesses d'écoulement qu'éxige une détente uniforme de la vapeur; elle permet d'équilibrer la poussée axiale de la partie tournante au moyen d'un seul disque et d'un seul jeu de chicanes (fig 2).

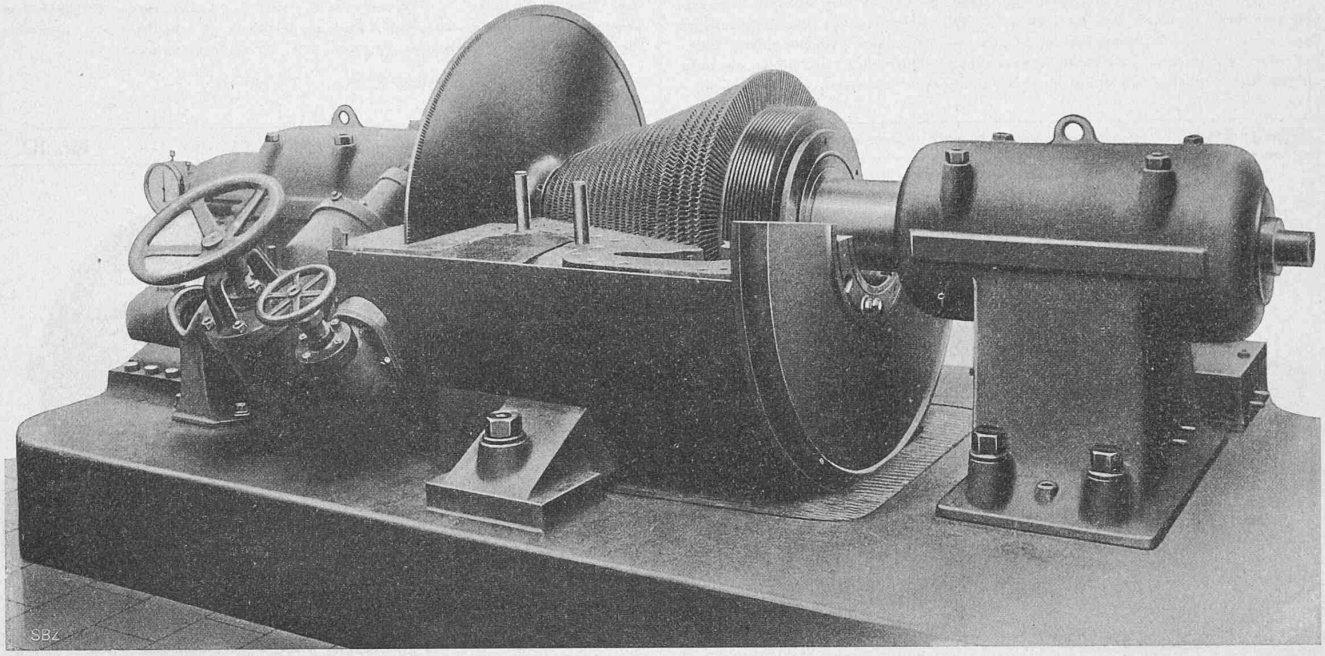

Fig. 2. Turbine à vapeur, Système Barbezat. Vue Intérieure.

Les courbes de consommation et de rendement relevées sur une première turbine de 600 *HP* tournant à 3000 tours par min., par l'Association belge Vinçotte, sont données par la fig. 5. A la puissance moyenne de 570 *HP* (la vanne de surcharge étant fermée) les chiffres obtenus ont été ceux du tableau ci-contre.

En interprètant ces chiffres, il faut se rappeler qu'il s'agissait en l'espèce d'une première turbine dont l'exécution laissait à désirer.

Dans cette turbine le régulateur genre de Laval placé en bout d'arbre commandait un distributeur d'huile sous pression. Cette huile fournie par une pompe à vapeur indépendante, en agissant sur l'une ou l'autre des faces d'un piston ou servomoteur, placé horizontalement au-dessus du socle (fig. 1) déplaçait à la demande la vanne de réglage. La vitesse de ce déplacement pouvait être variée dans certaines limites en augmentant ou diminuant la pression de l'huile fournie par la pompe indépendante.

Résultats d'essai d'une turbine à vapeur système Barbezat.

Durée de l'essai:		128'6"
Charge au frein de 1004 mm de bras de levier, en	*kg*	136,5
Nombre de tours par minute		2987
Pression de la vapeur avant la vanne du régulateur	*kg/cm²*	12,95
Température de la vapeur avant la vanne du régulateur	°C	308
Pression de la vapeur après la vanne du régulateur	*kg/cm²*	9,80
Température de la vapeur après la vanne du régulateur	°C	302
Pression de la vapeur après la roue à action	*kg/cm²*	3,55
Température de la vapeur après la roue à action	°C	230
Pression de la vapeur à la sortie de la turbine	*kg/cm²*	0,081
Température de la vapeur à la sortie de la turbine	°C	44
Consommation totale de vapeur	*kg*	7000
Consommation de vapeur par heure	*kg*	3278,7
Température de la vapeur condensée	°C	27,7
Température de l'eau à l'entrée du condenseur	°C	8,5
Température de l'eau à la sortie du condenseur	°C	17,8
Puissance absorbée par le moteur du condenseur	*Kw*	17,15
Puissance effective au frein	*HP*	571,6
Consommation de vapeur par cheval au frein	*kg*	5,735
Puissance disponible dans la vapeur consommée	*HP*	1010
Rendement de la turbine	%	56,8

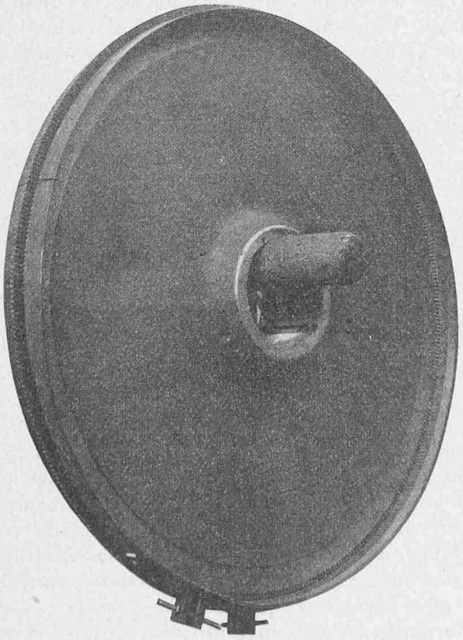

Fig. 3. Roue à aubes prête à être soudée.

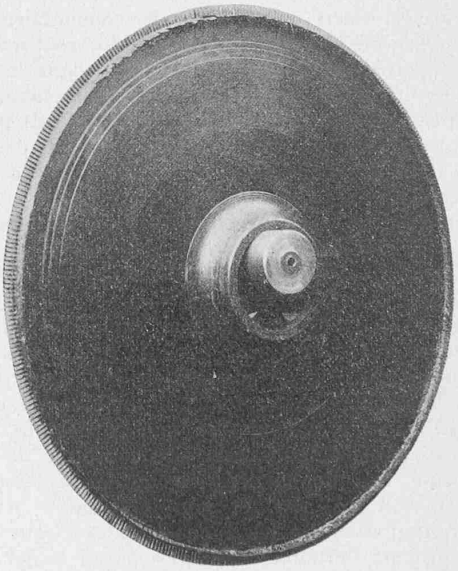

Fig. 4. Roue à aubes aprés soudage.

C'est cet appareil de réglage que nous allons examiner de plus près:

La figure 6 représente schématiquement l'appareil de réglage de la turbine. Le régulateur dont le manchon seulement est représenté en *b*, déplace le piston distributeur *d* et fait arriver l'huile sous pression, venant de *p*, au-dessus ou au-dessous du piston moteur *S* qui commande l'ouverture ou la fermeture de la vanne d'admission de la vapeur placée en *v*, mais non représentée sur la figure 6. Dès que le piston *S* a agi, le point *a* de la tige *ab* ramène *c* à son point de départ, pourvu que le rapport *ac : cb* ait été convenablement choisi.

Supposons la machine tournant à sa vitesse normale, le couple moteur et le couple résistant se faisant équilibre. Si nous diminuons brusquement ce dernier, la machine s'emballera, le régulateur amènera le levier *ab* — d'abord fixe en *a* — de *ab* en *ab'*, *c* viendra en *c'* et la pression d'huile *p* déplacera *S* suivant *f*, mais en même temps ramène *a* en *a'* et *c'* en *c*.

Cherchons à quel moment *c* sera revenu à son point de départ, nous admettons que le piston *d* obture les lumières de distribution d'huile sans recouvrement, c'est à dire que les extrémités *a* et *b* du levier se déplacent simultanément et sans retard relatif. Nous établirons séparément les déplacements des points *a*, puis *b*, en fonction du temps.

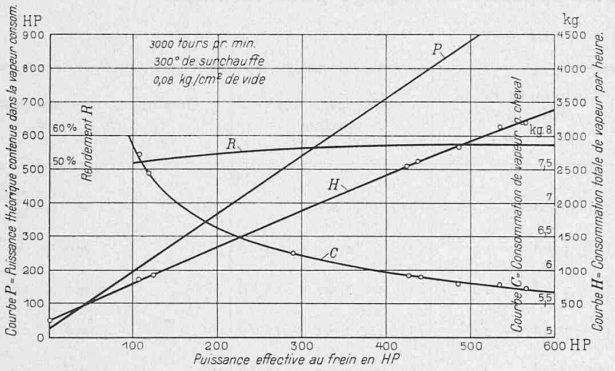

Fig. 5. Courbes caractéristiques de la turbine.

Nous pourrons admettre qu'en fonction du temps les déplacements du manchon *b* sont proportionnels aux vitesses de rotation momentanées de la machine ou du régulateur; cette hypothèse sous-entend que l'inertie des pendules est négligeable; quant au point *a*, nous supposerons que la vitesse avec laquelle la vanne ou le piston se déplace est constante; dans la réalité, cette hypothèse n'est infirmée qu'au commencement et à la fin des courses du point *a*. D'autre part nous admettrons encore que le couple moteur varie proportionnellement au déplacement de la vanne ou du point *a*; cette condition pourra toujours être réalisée en distribuant convenablement les lumières de la vanne d'admission de vapeur *v*.

Dans ces conditions, si, en fonction du temps *t*, nous portons à une certaine échelle, fig. 7 (p. 124), à partir d'un axe *xz*, le couple moteur *Cm* et résistant *Cr*, pendant l'essai de rupture envisagé, *Cr* variera suivant — $t\,\overline{016}$ et *Cm* variera d'abord suivant la droite — $t\,\overline{027}$; puisque *Cm* est par hypothèse proportionnel au déplacement du point *a*, les ordonnées de $\overline{027}$ représenteront également à une autre échelle les déplacements de ce point en fonction de *t*. Si τ est le temps qu'il faut à la vanne pour effectuer sa course complète, et *t* la variable comptée à partir de la rupture d'équilibre, nous aurons en fonction du couple normal *Cn*:

$$Cm = Cn\left(1 - \frac{t}{\tau}\right)$$

$$Cr = Cn \cdot n,$$

n étant le rapport du couple résistant après et avant la rupture d'équilibre; donc:

$$Cm - Cr = Cn\left(1 - n - \frac{t}{\tau}\right) = Cn\left(m - \frac{t}{\tau}\right)$$

m exprimant en % du couple normal, la variation de la charge de la machine. Nous voyons que *Cm* et *Cr* varient, en fonction de *t*, suivant les droites $\overline{123}$ et $\overline{027}$, figure 7. Pour $t = m\tau$, $Cm = Cr$.

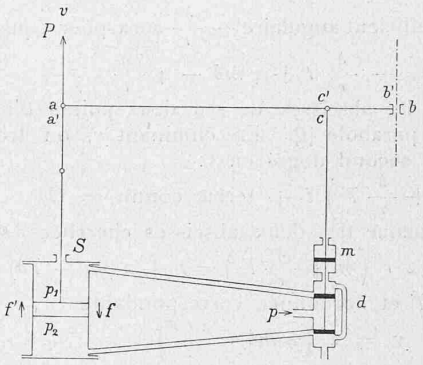

Fig. 6. Schéma de l'appareil de réglage.

D'autre part, le point *a* se déplace en fonction du temps suivant la droite $\overline{027}$, pendant que le point *b* suit la vitesse angulaire ω de la machine; or celle-ci est donnée par:

$$I\frac{d\omega}{dt} = Cn\left(m - \frac{t}{\tau}\right)$$

I étant le moment d'inertie des parties tournantes. Comme pour $t = 0$, $\omega = \omega o$ on aura en intégrant:

$$I(\omega - \omega o) = Cn\left(mt - \frac{t^2}{2\tau}\right)$$

Posons $\frac{I\omega}{Cn} = T$, *et* $\omega - \omega o = \Delta\,\omega$, on aura:

$$\frac{\Delta\,\omega}{\overline{\omega}}\,T = mt - \frac{t^2}{2\,\tau},$$

$\frac{\Delta\,\omega}{\overline{\omega}} = y$ étant la variation en pour cent de la vitesse angulaire moyenne $\overline{\omega}$.

L'équation: $yT = mt - \frac{t^2}{2\tau}$ . . . . . [*I*]

représente une parabole dont le sommet a pour abscisse $t = m\tau$ (tiré de $\frac{dy}{dt} = o = m - \frac{t}{\tau}$) et pour ordonnée:

$$y_m = \frac{m^2\,\tau}{2\,T} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad [II]$$

Donc, en fonction de *t*, le point *b* se déplace suivant les ordonnées de la parabole $\overline{08'10\,9\,7}$ qui coupe la droite $\overline{027}$ au point 7. L'abscisse de ce point sera le temps cherché, au bout duquel le point *c* du levier *ab* sera revenu à son point de départ.

L'équation de la droite $\overline{027}$ sera de la forme: $y = kt$, où *k* pourra être déterminé par l'ordonnée correspondante à l'abscisse $m\tau$. Or, par définition, cette ordonnée est égale à l'écart de réglage $\frac{\Delta\,\omega}{\overline{\omega}} = y = m\delta$ en ce point (y deviendra égal à δ pour $m = 1$, c'est à dire si l'on passe de la marche normale à la marche à vide); donc $m\delta = y = k \cdot m\tau$, d'où : $k = \frac{m\delta}{m\tau}$ et par suite:

$$y = \frac{\delta}{\tau}\,t \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad [III]$$

les deux valeurs de *t* qui satisfont à *[I]* et à *[III]* sont:

$$t = o \text{ et } t = 2\,(m\tau - T\delta).$$

Au bout de ce temps, le point *c* du distributeur est revenu dans sa position neutre, mais *b* continuant son mouvement, le distributeur dépasse cette position, renverse le sens suivant lequel agit la pression d'huile de *f* en *f'*, de sorte que la vanne se referme suivant $\overline{738}$.

Au point 7, le régulateur se retrouve dans des conditions semblables à celles qui existaient au point *O*; toutefois, la différence entre les couples moteurs et résistants aura diminué dans le rapport $\overline{77'}$ à $\overline{01}$. Nous pourrons

déterminer la seconde oscillation du levier ab, comme nous avons déterminé la première. Nous trouverons que les déplacements du point b peuvent être représentés par un segment de parabole $\overline{76''8}$ identique à $\overline{78'6'}$; pour s'en assurer, il suffit de remarquer que $y_m = \overline{36''} = \overline{3'6'}$ est égal à la surface du triangle $\overline{277'}$ divisé par la constante de la machine T, formule [II]. La droite $\overline{78'}$ passant par 7 $\left[\text{abscisse } t = 2\,(m\tau - T\delta),\ \text{ordonnée}: y = 2\left(m\delta - \frac{T\delta^2}{\tau}\right)\right]$ et ayant pour coefficient angulaire $-\frac{\delta}{\tau}$ aura pour équation

$$y = -\frac{\delta}{\tau}\,t + 4\,m\delta - 4\,\frac{T\delta^2}{\tau}$$

Cherchons les abscisses de ses deux points d'intersection avec la parabole [I]. En éliminant y, on trouve une équation du second degré en t:

$$\frac{t^2}{2\,\tau} - \left(m + \frac{\delta}{\tau}\,T\right)t + \text{terme connu} = O$$

Donc la somme des deux abscisses cherchées sera:

$$t' + t'' = 2\,\tau\left(m + \frac{\delta}{\tau}\,T\right) = t' + 2\,(m\tau - T\delta)$$

d'où: $t'' = 4\,\delta T$ et l'ordonnée correspondante

$$y = 2\left(2\,m\delta - \frac{4\,T\delta^2}{\tau}\right)$$

On peut donc établir l'équation de la droite $\overline{8'9'}$, trouver les ordonnées de 9', etc. et construire par segments la courbe des oscillations 6'6''6 ''6'''6 dans toute son étendue.

Les résultats sont contenus dans le tableau suivant:

Nous allons déterminer ces trois grandeurs, comparer nos calculs et nos résultats de mesures sur notre turbine et discuter l'influence de τ, T et δ sur le réglage.

A. Temps de fermeture du servo-moteur. — Soit P l'effort résistant que doit vaincre le servo-moteur de course s; le travail $\mathcal{T}$ produit par seconde aura pour expression:

$$\mathcal{T} = \frac{P \cdot s}{\tau}$$

D'autre part, si v est la vitesse de l'huile à travers le distributeur et la tuyauterie de section f, l'équation de continuité donnera, S étant la section du piston:

$$Ss = fv\tau$$

donc: $\mathcal{T} = \frac{P}{S}\,fv = \frac{P}{S}\,f \cdot \alpha\,\sqrt{2\,gh\,(p - p_1)}$

où α est un coefficient constant compris entre 0,25 et 0,35; $2\,gh$ pour l'huile ordinaire $= 2\,\frac{1033}{0{,}9}\,981 = 2\,250\,000 = k^2$ et $k = 1500$; p, p_1, p_2 sont les pressions d'huile indiquées sur la figure 6.

D'autre part, nous aurons:

$$(p_1 - p_2)\,S = P$$
$$(p_1 + p_2)\,S = p \cdot S$$

d'où l'on tire:

$$p_1 = \frac{P + pS}{2\,S} \quad \text{et} \quad \sqrt{p - p_1} = \sqrt{\frac{pS - P}{2\,S}}$$

donc: $\mathcal{T} = k \cdot \alpha \cdot f \cdot \frac{P}{S}\sqrt{\frac{p \cdot S - P}{2\,S}}$ en $kgcm$ [V]

Etude dynamique avec essai de contrôle d'un appareil de réglage pour turbines.

Parabole (06'7): $yT = mt - \frac{t^2}{2\,\tau}$

Droites	Points d'intersection de la droite et de la parabole — Abscisses	Points d'intersection de la droite et de la parabole — Ordonnées	Ordonnées de la droite pour $t = m\tau$	Abscisses des maxima	Ordonnées maxima par rapport à (1,6)
(07) $y = \frac{\delta}{\tau}t$	$2\,m\tau - 2\,T\delta$	(7) $2\,m\delta - 2\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	(2) $m\delta$	(2) $t = m\tau$	(6') $\frac{m^2\tau}{2\,T} - m\delta$
(78') $= -\frac{\delta}{\tau}t + 4\,m\delta - 4\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	$4\,T\delta$	(8') $4\,m\delta - 8\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	(3') $3\,m\delta - 4\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	(3) $= 2\,m\tau - 4\,T\delta$	(6'') $\frac{m^2\tau}{2\,T} - 3\,m\delta + 4\,\frac{T\delta^2}{\tau}$
(8'9') $= \frac{\delta}{\tau}t + 4\,m\delta - 12\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	$2\,m\tau - 6\,T\delta$	(9') $6\,m\delta - 18\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	(4') $5\,m\delta - 12\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	(4) $= 2\,m\tau - 8\,T\delta$	(6''') $\frac{m^2\tau}{2\,T} - 5\,m\delta + 12\,\frac{T\delta^2}{\tau}$
(9'10') $= -\frac{\delta}{\tau}t + 8\,m\delta - 24\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	$8\,T\delta$	(10') $8\,m\delta - 32\,\frac{T\delta^2}{\delta}$	(5') $7\,m\delta - 24\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	(5) $= 2\,m\tau - 12\,T\delta$	(6'''') $\frac{m^2\tau}{2\,T} - 7\,m\delta + 24\,\frac{T\delta^2}{\tau}$
(10'6') $= \frac{\delta}{\tau} + 8\,m\delta - 40\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	$2\,m\tau - 10\,T\delta$	(6') $10\,m\delta - 48\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	(6') $9\,m\delta - 40\,\frac{T\delta^2}{\tau}$	(6) $= 2\,m\tau - 16\,T\delta$	(6) $\frac{m^2\tau}{2\,T} - 9\,m\delta + 40\,\frac{T\delta^2}{\tau}$

Nous pourrions déduire de ce tableau les lois suivant lesquelles varient ces différentes grandeurs et trouver les conditions nécessaires et suffisantes pour que ces séries soient convergentes, et que les oscillations aillent en diminuant; nous nous bornerons à faire remarquer que, d'après ce tableau, les points 6'6'''6 etc. . ., sont situés sur une droite et que la variation maxima de la vitesse angulaire y_t au temps t exprimée en pour cent prend la forme:

$$y_t = y_m - \frac{\delta}{\tau}\,t = \frac{m^2\tau}{2\,T} - \frac{\delta}{\tau}\,t.$$

Le temps t, après lequel la variation maxima y_t de la vitesse sera, par exemple, égale ou inférieure à 1 %, aura pour expression:

$$\frac{1}{100} - \frac{m^2\tau}{2T} \geqq -\frac{\delta}{\tau}\,t$$

d'où: $t \geqq \frac{m^2\tau^2}{2T\delta} - \frac{\tau}{100\delta}$

et le temps après lequel le réglage sera terminée et $y_t = 0$, sera: $\Theta = \frac{m^2\tau^2}{2\,\delta T}$ . . . . . [IV]

Nous aurions encore pu trouver ce temps de réglage en éliminant y entre les équations [II] et [III].

Les équations [II] et [IV] suffisent, en général, pour se rendre compte du fonctionnement d'un régulateur. Nous voyons qu'il faut, pour celà, connaître:

1° Le temps de fermeture τ du servo-moteur;
2° Le temps T du lancement de la turbine;
3° L'écart de réglage δ du régulateur.

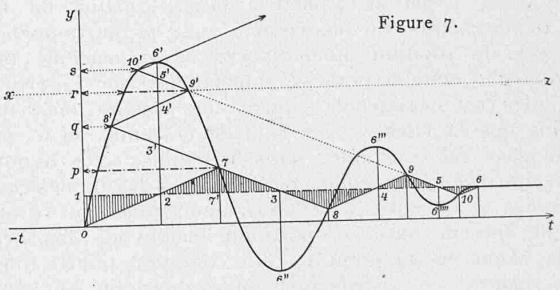

Figure 7.

Nous voyons qu'en fonction de P, ce travail $\mathcal{T}$ varie suivant une courbe parabolique:

$$\mathcal{T} = 0 \text{ pour } P = 0 \text{ et pour } P = p\,S$$

entre ces deux valeurs extrêmes, $\mathcal{T}$ passe par un maximum qu'on obtient en égalant à O la dérivée:

$$\frac{d\,\mathcal{T}}{dP} = \frac{k\,\alpha f}{S} \cdot \frac{p\,S - P}{2\,S} - \frac{k\,\alpha\,f\,P}{4\,S^2} = 0$$

On en déduit $P = {}^2/_3\,p\,S$, c'est à dire que l'effort maximum réel doit être les $^2/_3$ de l'effort maximum possible; le travail $\mathcal{T}$ maximum correspondant sera:

$$\mathcal{T}_m = k \cdot \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{54}}\,p^{3/2}$$

Remarquons en passant que $\mathcal{T}_m$ est indépendant de S.

L'équation [V] nous a permis de tracer en figure 8, en fonction, de la résistance P de la vanne et du servo-moteur, la courbe du travail $\mathcal{T}$ fourni par seconde. Il est

aisé d'en déduire le temps τ de fermeture du servo-moteur puisque:

$$\mathcal{T}\tau = Ps$$

τ varie suivant une courbe hyperbolique en fonction de P, et devient infini pour $P = Sp$. Il suffit d'évaluer la résistance moyenne P pour en déduire le temps cherché. Dans un servo-moteur bien construit, l'effort réel devra être compris entre $^1/_2$ et $^2/_3$ de Sp.

Les constantes du servo-moteur, auquel se rapporte la figure 8, sont: $p = 1{,}5$ *atm*, $S = 63{,}6$ *cm*², $f = 1$ *cm*², $s = 6$ *cm*, et $\alpha = 0{,}288$. En introduisant ces valeurs dans l'équation [V], il vient:

$$\mathcal{T} = 6{,}78\ P \sqrt{0{,}75 - \frac{P}{127{,}2}}$$

$\mathcal{T}$ est maximum et égal 215,7 *kgcm* pour $P = 63{,}6$ *kg*.

Dans nos essais, nous avons trouvé pour $p = 1{,}5$ *atm*; $\tau = 1{,}25$ seconde correspondant à $P = 31$ *kg*.

B. Temps de lancement de la turbine. — Nous avons défini ce temps par l'expression $T = \frac{I\omega}{Cn}$ où I est le moment d'inertie des parties tournantes, ω la vitesse angulaire normale et Cn le couple normal *supposé constant*. Or, nous savons que, dans les turbines, le couple varie avec la vitesse de rotation de celles-ci; théoriquement le couple serait même, au repos, le double de ce qu'il est en vitesse normale. Donc T est bien différent du temps qui s'écoulerait entre le moment où, la turbine étant au repos, on ouvrirait en grand l'admission de vapeur, et l'instant où la turbine aurait atteint son régime normal de vitesse. Appeler T le temps de «lancement» de la turbine comme on le fait habituellement, c'est donc faire une appellation impropre.

Le couple réel, déduction faite des pertes par frottement, étant de la forme: $C = A - B\omega - D\omega^2$, on aura:

$$I\frac{d\omega}{dt} = A - B\omega - D\omega^2$$

$$t = I\int_{\omega_0}^{\omega} \frac{d\omega}{A - B\omega - D\omega^2}$$

c'est à dire:

$$t = I\left[\frac{1}{\sqrt{B^2 + 4AD}} Ln \frac{\sqrt{B^2 + 4AD} + B + 2D\omega}{\sqrt{B^2 + 4AD} - B - 2D\omega} + E\right]_{\omega_0}^{\omega}$$

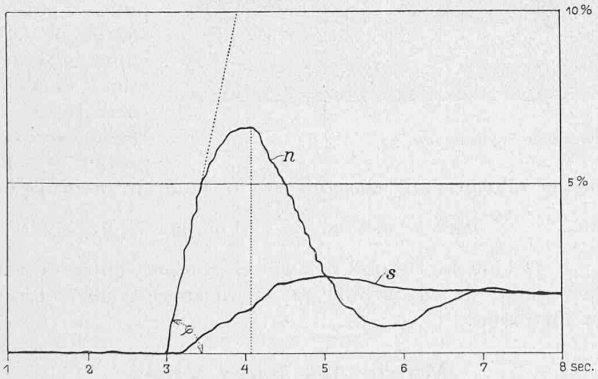

Figure 10.

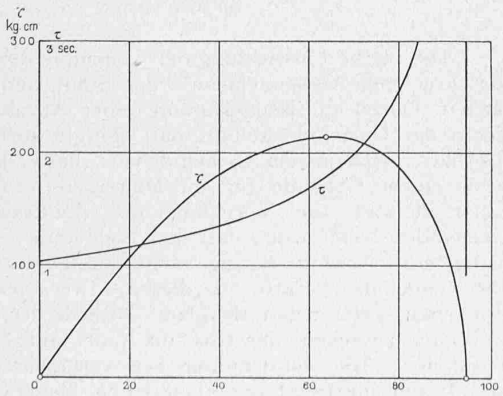

Figure 8.

puisque pour $t = 0$, $\omega = 0$ on aura:

$$\text{constante } E = \frac{-1}{\sqrt{B^2 + 4AD}} Ln \frac{\sqrt{B^2 + 4AD} + B}{\sqrt{B^2 + 4AD} - B}$$

Ce temps de lancement n'est donc pas à confondre avec le temps arbitrairement défini par l'expression:

$$T = \frac{I\omega}{Cn} \text{ où } Cn = \frac{30 \cdot 75 \cdot HP}{\pi\ n}\ kgm$$

HP étant la puissance normale de la turbine en chevaux et n le nombre de tours normal par minute.

Le moment d'inertie I de la partie tournante peut s'obtenir en décomposant la surface qui l'engendre en tranches de largeur axiale b, de rayon moyen r et de hauteur radiale Δr. Le moment I exprimé en kilogrammes-centimètres sera donné par la somme:

$$I = \frac{10^{-4}}{2} \Sigma\ b\, r^3\, \Delta r$$

Dans notre turbine, nous avions: $I = 3{,}725$ *kgm*, Cn pour 600 HP à 3000 tours par minute égal à 143,2 *kgm*; par suite, le temps $T = \frac{I\omega}{Cn} = 8{,}16$ sec.

On pourrait vérifier le temps T expérimentalement en traçant la tangente en o (fig. 7) à la parabole o6'7 relevée dans un essai de rupture. En effet, en ce point on a:

$$\text{tg}\ \varphi = \frac{dy}{dt} = \frac{\frac{\Delta\omega}{\omega}}{\Delta t} = \frac{C}{I\omega} = \frac{m}{T}$$

Si la machine est brusquement déchargée de Cn à o, c'est à dire si $m = 1$, on aura $tg\ \varphi = \frac{1}{T}$.

C. Ecart de réglage du régulateur. Le régulateur dont il s'agissait était du genre de Laval bien connu, de sorte que nous pouvons nous dispenser d'en reproduire le dessin, tournant à 3000 tours par minute et dont la course du manchon était de 10 *mm*.

Quand l'effort à exercer par le manchon du régulateur, ainsi que les frottements dans ses articulations sont négligeables par rapport à la force moyenne du ressort — comme c'est le cas dans le dispositif envisagé — l'écart de réglage $\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\bar{\omega}}$ peut se déduire de la comparaison de la courbe des efforts centrifuges des pendules avec la droite caractéristique du ressort.

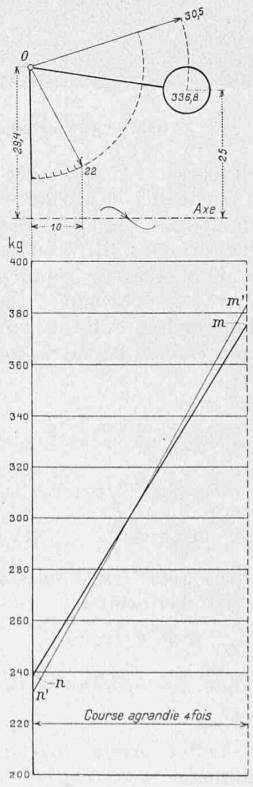

Figure 9.

La forme particulière des pendules de ce régulateur complique un peu le calcul du moment de la force centrifuge des pendules par rapport à l'articulation à couteau O (fig. 9). Il serait évidemment inexact de n'envisager que la force centrifuge de la masse totale du pendule appliquée à son centre de gravité, car la force centrifuge réelle variera suivant la position des pendules, et son point d'application n'est pas un point fixe du pendule. Pour trouver ce moment, il faut décomposer le pendule en éléments de masse dm situés à la distance x de l'axe de rotation et former la somme $\omega^2 \int dm \cdot x$ pour obtenir la force centrifuge réelle. Pour une position déterminée du pendule, celle-ci est proportionnelle à la surface comprise entre la longueur de l'axe du pendule et l'axe de rotation du régulateur; elle est appliquée au centre de gravité de cette *surface*. Il faut, d'autre part, composer les forces centrifuges radiales exercées par chaque élément dm du pendule, suivant la résultante contenue

dans le plan passant par l'axe de otation et le milieur de l'articulation O.

Nous avons fait ces opérations pour les deux positions extrêmes des pendules, et avons trouvé que chacun d'eux pouvait être remplacé approximativement par une masse unique de 336,8 *gr* agissant à 30,5 *mm* de l'articulation O située elle-même à 29,4 *mm* de l'axe de rotation fig. 9.

Moyennant ces données, il est aisé de tracer, comme nous l'avons fait en *mn* fig. 9 en fonction de la course du manchon, agrandie, la courbe de fa force centrifuge des pendules, réduite au point d'application du ressort du régulateur. Ce ressort a été calculé pour que sa caractéristique $m'n'$, c'est à dire la force de compression P, en fonction de la déformation f, varie suivant la droite $m'n'$; en d'autres termes que $\frac{P}{f} = 144$ *kgcm*. A cet effet, il est formé de neuf spires et demie de fil d'acier de 9,3 *mm* de diamètre, enroulé sur un diamètre moyen de 36 *mm*.

L'écart de réglage δ se déduit de la fig. 9 par la relation:

$$1 + 2\,\delta = \frac{382}{375} \cdot \frac{238}{232} = 1{,}045$$

d'où: $\delta = 2{,}25\,\%$.

Le régulateur commence sa course à 2967 tours/minute et la termine à 3033 tours/minute; il en résulte bien $\delta = \frac{66}{3000} = 2{,}2\,\%$; il décrit la course dans le sens inverse entre 3020 et 2955 tours/minute, parce que les frottements dans les articulations retardent son action.

* * *

Nous venons de trouver les grandeurs τ, T, δ qui déterminent le réglage d'une machine, en particulier la variation maxima du nombre de tours et le temps de réglage, lors d'un essai de rupture, se déduisent des formules [II] et [IV]. Ces formules ont été vérifiées à l'aide d'un essai de rupture assez bien réussi, et pris entre 600 et 55 chevaux. La courbe n a été relevée au moyen d'un tachygraphe qu'entraînait la turbine, tandis que les déplacements de la vanne de réglage s'inscrivaient en s (fig. 10).

Dans cet essai nous avions:

$$m = \frac{545}{600} = 0{,}915; \quad \tau = 1{,}25''; \quad \delta = 2{,}25\,\%; \quad T = 8{,}16''$$

$$\text{donc } \left(\frac{\Delta n}{n}\right)_{max} = \frac{m^2\,\tau}{2\,T} = \frac{0{,}837 \cdot 1{,}25}{16{,}32} = 0{,}064 = 6{,}4\,\% \quad \text{[II]}$$

$$\text{et} \quad \Theta = \frac{m^2\,\tau^2}{2\,\delta\,T} = \frac{0{,}837 \cdot 1{,}56}{0{,}0225 \cdot 16{,}32} = 3{,}55 \text{ sec.} \quad \text{[IV]}$$

Ces valeurs concordent très bien avec les résultats de l'essai et l'angle φ vérifie assez bien la formule:

$$tg\,\varphi = \frac{m}{T} = \frac{0{,}915}{8{,}16} \cdot 100 = 11{,}2, \text{ d'où } \varphi = 84^0$$

$\frac{m}{T}$ est à multiplier par 100 parce que les ordonnées de la courbe relevée sont comptées en %.

Nous n'avons pas pû vérifier l'effet produit par le piston amortisseur m (fig. 6) dont l'influence a été négligée. Par quelques tâtonnements, on se rend pourtant bien vite compte que l'action exercée par l'amortisseur peut devenir tout à fait défavorable; c'est en particulier le cas si le cataracte est trop serré.

La concordance entre les formules et les essais était moins bonne quand le degré de décharge m diminuait; ni la variation maxima du nombre de tours, ni le temps de réglage n'était proportionnel à m^2; par contre, le temps de fermeture τ du servo-moteur semblait bien intervenir à la deuxième puissance dans Θ et à la puissance simple dans $\frac{\Delta n}{n}$ maximum.

De tout ce qui précède, nous pouvons en déduire que, pour obtenir un bon réglage, il faut:

1° Que τ soit aussi petit que possible, la section du piston distributeur aussi grande que l'on voudra, et qu'il recouvre les lumières de distribution d'environ 0,2 *mm* de chaque côté au maximum;

2° Que T soit aussi grand que possible, c'est à dire le moment d'inertie des parties tournantes important;

3° Que l'insensibilité du régulateur, c'est à dire l'effort qu'il aura à exercer et ses frottements intérieurs, soit très petite et ne dépasse pas en général 0,3 %;

4° Que δ ne soit pas trop petit, car plus δ est petit, plus la charge de la machine est indéterminée et plus les oscillations de réglage seront importantes. Pour que le réglage soit apériodique, il faudrait théoriquement que: $\frac{\Delta\omega}{\omega}\,max = m\,\delta = \frac{m^2\,\tau}{2\,T}$, d'où $m\,\tau = 2\,T\,\delta$;

5° Que le volume de vapeur compris entre la vanne de réglage de la turbine et sa dernière roue soit réduit au minimum.

Mairie des Eaux-Vives. — Architekt *Léon Bovy*, Genf.

Abb. 4. Fassade gegen die Route de Frontenex.

Mairie des Eaux-Vives.

Erbaut von *Léon Bovy*, Architekt in Genf.

(Mit Tafel 29).

Die rasche Entwicklung der Commune des Eaux-Vives, der vornehmen Aussengemeinde der Stadt Genf, die in den letzten Jahren zur Neugestaltung einer Anzahl von Quartieren der Gemeinde geführt hat, zeitigte auch das Bedürfnis nach einem neuen Gemeindehaus, bezw. das Verlangen nach einem Gebäude für die Mairie, die Sitzungen des Gemeinderates, die Vornahme der Ziviltrauungen, den Gemeindesekretär usw., mit der Bedeutung ihrer Bestimmung entsprechend würdig ausgestatteten Räumlichkeiten. Die Gemeinde erwarb für diesen Zweck einen günstig gelegenen, geräumigen Bauplatz nördlich der Place du Pré l'Evêque, zwischen der Rue du Nant und der Route de Frontenex. Die Ausdehnung des verfügbaren Bauplatzes und dessen günstige Lage erlaubten es, gleich eine grössere