

Contribution à la commande des usines hydro-électriques

Autor(en): **Raeber, V.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **72 (1954)**

Heft 39

PDF erstellt am: **13.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-61259>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Contribution à la commande des usines hydro-électriques

Par V. Raeber, ingénieur aux Ateliers de Constructions Mécaniques de Vevey S. A.

DK 621.248

1. Généralités

Malgré les perspectives que laissent entrevoir la découverte de l'énergie nucléaire et son application industrielle, on continue cependant, avec raison, à mettre en valeur l'une des

plus anciennes sources d'énergie que l'homme ait su domestiquer: la chute d'eau. Non seulement en Europe, mais aussi dans des pays lointains en pleine évolution, on construit,

à un rythme soutenu, des usines hydro-électriques de plus en plus puissantes. L'éloignement et la difficulté rencontrée dans ce cas à recruter du personnel tout à fait qualifié pour le service de l'usine, obligent le fournisseur des turbines à adapter sa construction à ces conditions particulières. Les pièces de rechange seront rigoureusement interchangeables et l'automatisme poussée à un très haut degré. Tout se passera comme si l'usine était surveillée par des robots, le rôle du personnel se bornant au contrôle général et à l'entretien.

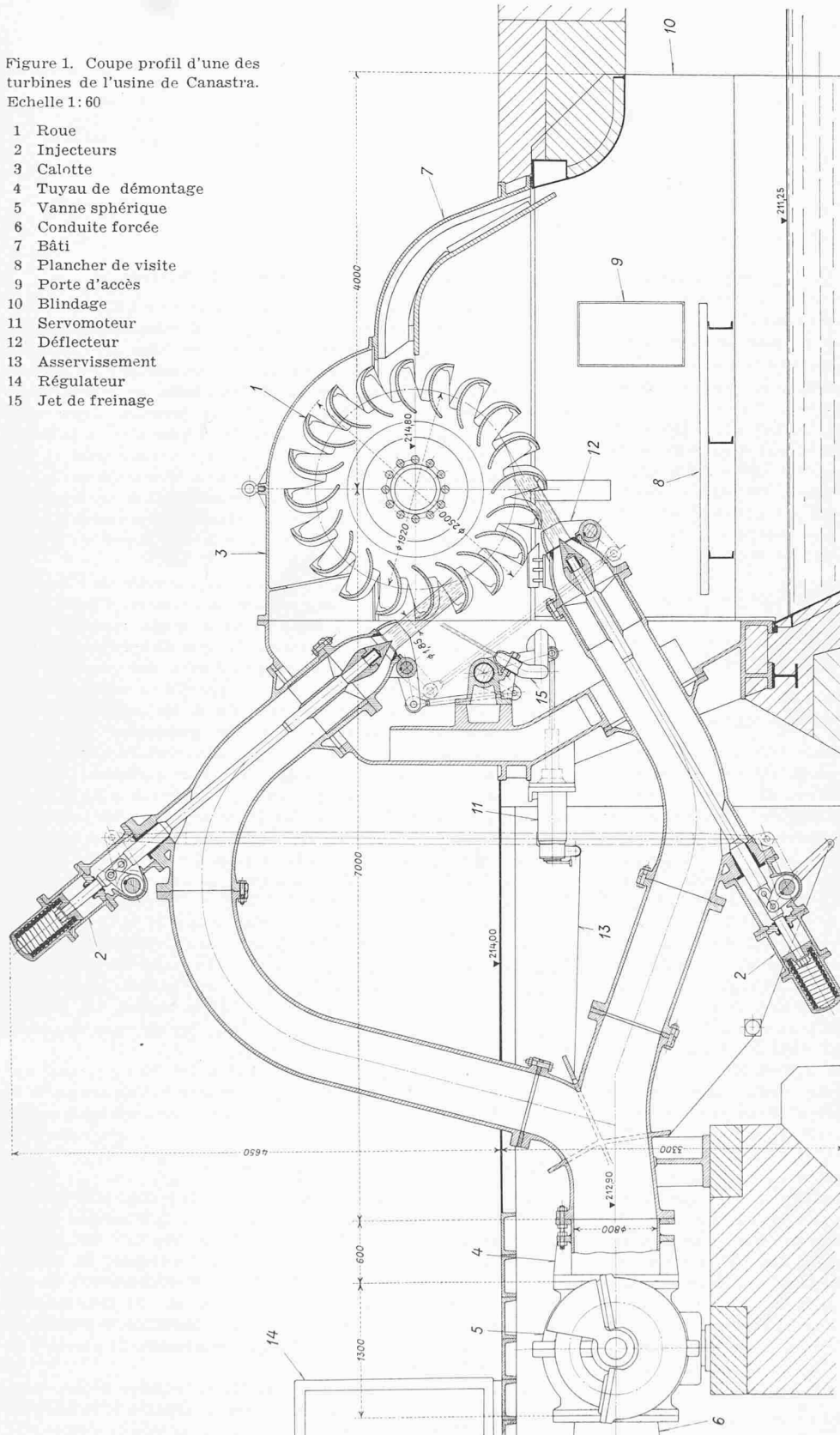
L'objet de cet article est de montrer quelques particularités introduites par le constructeur dans le réglage des turbines hydrauliques, en particulier pour obtenir l'automatisme dont on vient de parler. La bibliographie traitant cette matière est déjà si abondante que l'on peut se demander si le sujet n'est pas complètement épuisé. Cependant il n'en est rien, car l'imagination humaine est inépuisable et, mise en présence de nouvelles exigences, sait inventer les moyens d'y satisfaire. Encore faut-il choisir la meilleure solution, parmi toutes celles qui viennent à l'esprit. Ce sera souvent, non pas la plus compliquée, mais la plus simple, car le perfectionnement va de pair avec la simplicité. C'est grâce à celle-ci que le constructeur pourra abaisser son prix et assurer ainsi ses possibilités d'exportation.

2. L'usine

Pour concrétiser notre exposé, nous choisissons l'exemple de l'usine de Canastra dont l'équipement, actuellement en construction aux Ateliers de Constructions Mécaniques de Vevey S. A., comprend notamment: les turbines Pelton entraînant deux groupes de 33 000 CV chacun, fonctionnant sous 345 m de chute environ; deux conduites forcées, longueur 660 m, diamètre 1,85 m à 1,35 m, épaisseur 8 à 32 mm; le funiculaire de service; deux vannes papillons en tête des conduites; le pont roulant de 65 tonnes dans la centrale. Cette usine comprend deux alternateurs entraînés chacun par deux turbines Pelton à deux jets. Comme elle sera la plus importante du réseau, elle devra jouer

Figure 1. Coupe profil d'une des turbines de l'usine de Canastra. Echelle 1: 60

- 1 Roue
- 2 Injecteurs
- 3 Calotte
- 4 Tuyau de démontage
- 5 Vanne sphérique
- 6 Conduite forcée
- 7 Bâti
- 8 Plancher de visite
- 9 Porte d'accès
- 10 Blindage
- 11 Servomoteur
- 12 Déflecteur
- 13 Asservissement
- 14 Régulateur
- 15 Jet de freinage



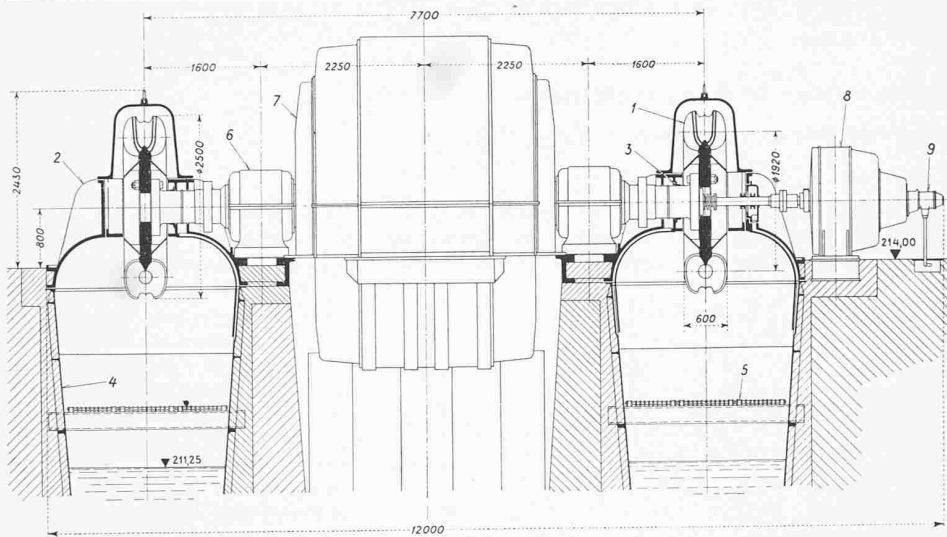


Fig. 2. Coupe axiale d'un groupe de l'usine de Canastra, échelle 1:100

- 1 Roue
- 2 Bâti
- 3 Chicane
- 4 Blindage
- 5 Plancher de visite
- 6 Palier
- 7 Alternateur
- 8 Excitatrice
- 9 Limiteur d'emballement

Caractéristiques des turbines de l'usine de Canastra

Chute nette	330 m	
Vitesse	375 tours/min	
Débit	8460 l/s	} par groupe
Puissance	33100 ch	
Roue: Diamètre moyen	1920 mm	
	Nombre d'aubes	20
	Diamètre du jet	185 mm

le rôle d'usine pilote et parer aux variations plus ou moins rapides de puissance se produisant dans le réseau, tout en maintenant constante la fréquence de celui-ci.

Chaque groupe est réglé par un régleur accéléro-tachymétrique breveté type ACMV¹⁾. Ce régleur est le seul au monde à permettre pendant la marche, le dosage des actions accélérométrique et tachymétrique.

L'huile sous pression alimentant le régleur et les servomoteurs est fournie, en marche normale, par un groupe motopompe branché sur le réseau triphasé de l'usine. Ce groupe est secondé par un accumulateur d'huile. En cas de manque de courant dans le réseau triphasé on a recours, pour le démarrage du groupe générateur, à une pompe auxiliaire entraînée par un moteur à courant continu, alimenté par une batterie d'accumulateurs.

Sur le schéma de réglage, fig. 3, figurent, à part les organes déjà mentionnés, un grand nombre d'autres qu'il serait fastidieux d'énumérer. Pour la compréhension de l'exposé qui va suivre, le lecteur voudra bien toutefois se référer à ce schéma.

3. Le réglage des deux turbines par un seul régleur

Aussi longtemps que la puissance effective du groupe reste supérieure à environ 50 % de sa puissance nominale les deux turbines sont en action et doivent être réglées simultanément par l'unique régleur. Remarquons d'emblée que les deux pointeaux et les deux déflecteurs d'une même turbine sont reliés mécaniquement deux à deux, de sorte que le réglage de la turbine est obtenu par le servo-moteur 3 des déflecteurs qui lui commande les servo-moteurs des pointeaux 6 par l'intermédiaire de la came 5 et du distributeur 4. La course du piston du servo-moteur des déflecteurs peut donc, en régime stable, servir de mesure à la puissance de la turbine.

Le réglage de deux turbines par un seul régleur se faisait, jusqu'ici, soit au moyen d'un seul servo-moteur très puissant agissant mécaniquement sur tous les pointeaux, soit en utilisant deux tiroirs de distribution mis sous la dépendance du régleur unique. Avec cette disposition, il était difficile d'obtenir que les servo-moteurs réagissent d'une façon rigoureusement identique. Pour parer à cet inconvénient, nous avons créé un tiroir de distribution spécial 2, breveté, remplaçant les deux tiroirs communément utilisés.

Le corps de ce nouveau distributeur est semblable à celui d'un distributeur ordinaire. Par contre le piston comporte dans son axe, deux cloisons disposées en croix et divisant en quatre parties égales la chambre circulaire à pression variable. Des canaux, largement dimensionnés, relient deux à deux les compartiments diamétralement opposés. Ainsi, les poussées latérales sont équilibrées et les frottements réduits au minimum.

Remarquons que la fabrication de ce tiroir se fait uniquement au tour, ce qui assure l'égalité absolue des recouvrements, condition essentielle pour que les deux servo-moteurs 3 réagissent d'une façon identique.

¹⁾ Ce régleur a été décrit dans le «Bulletin Technique Vevey», No 1/1947.

4. La marche du groupe avec une seule turbine

Lorsque la puissance effective du groupe baisse en dessous de la demi-puissance nominale il est avantageux, pour maintenir de bons rendements, de mettre hors service l'une des deux turbines. Cette opération est réalisée par les pistons jumelés 12 et 13. Pour obtenir l'effet désiré, on supprime la pression d'huile dans le cylindre 13. La pression d'eau agissant sur le piston 12, n'étant plus équilibrée par la pression d'huile, amène le servo-moteur 3 des déflecteurs dans la position correspondant à la turbine fermée. Remarquons que le servo-moteur reste toujours en communication hydraulique avec le tiroir 2, de sorte que si l'on rétablit la pression d'huile dans le cylindre 13, le servo-moteur 3 est libéré et prêt à fonctionner.

Nous venons de voir que la mise hors service de l'une des deux turbines se fait en supprimant la pression d'huile dans le cylindre 13. Examinons maintenant de quelle manière cette manœuvre est rendue automatique. Il faut d'abord mesurer la puissance totale du groupe. Cette mesure est réalisée au moyen du balancier 10, dont chaque extrémité est reliée mécaniquement à l'un des servo-moteurs 3. Le déplacement du point milieu du balancier mesure la puissance totale du groupe, tandis que l'inclinaison du balancier est proportionnelle à la différence de puissance des deux turbines. Lorsque la puissance effective du groupe est inférieure à 45 % de la puissance nominale, le balancier 10 actionne un contact électrique non représenté sur le schéma qui, par l'intermédiaire d'un électro-aimant, fait déplacer le piston du petit distributeur 14, qui lui met à l'échappement le cylindre 13. Lorsque la puissance atteint environ le 50 % de la puissance nominale, les manœuvres se font en sens inverse et la turbine hors service est remise en service. Mais il reste encore à égaliser la charge entre les deux turbines. Cette manœuvre est aussi obtenue par le balancier 10, dont l'inclinaison actionne le distributeur 11, lequel provoque le déplacement des pistons des deux servo-moteurs, jusqu'à ce que les charges des deux turbines soient égales.

Signalons en passant que le balancier 10 agit aussi sur le régleur 1, de façon à créer le statisme indispensable à la répartition des puissances de tous les groupes débitant sur le réseau.

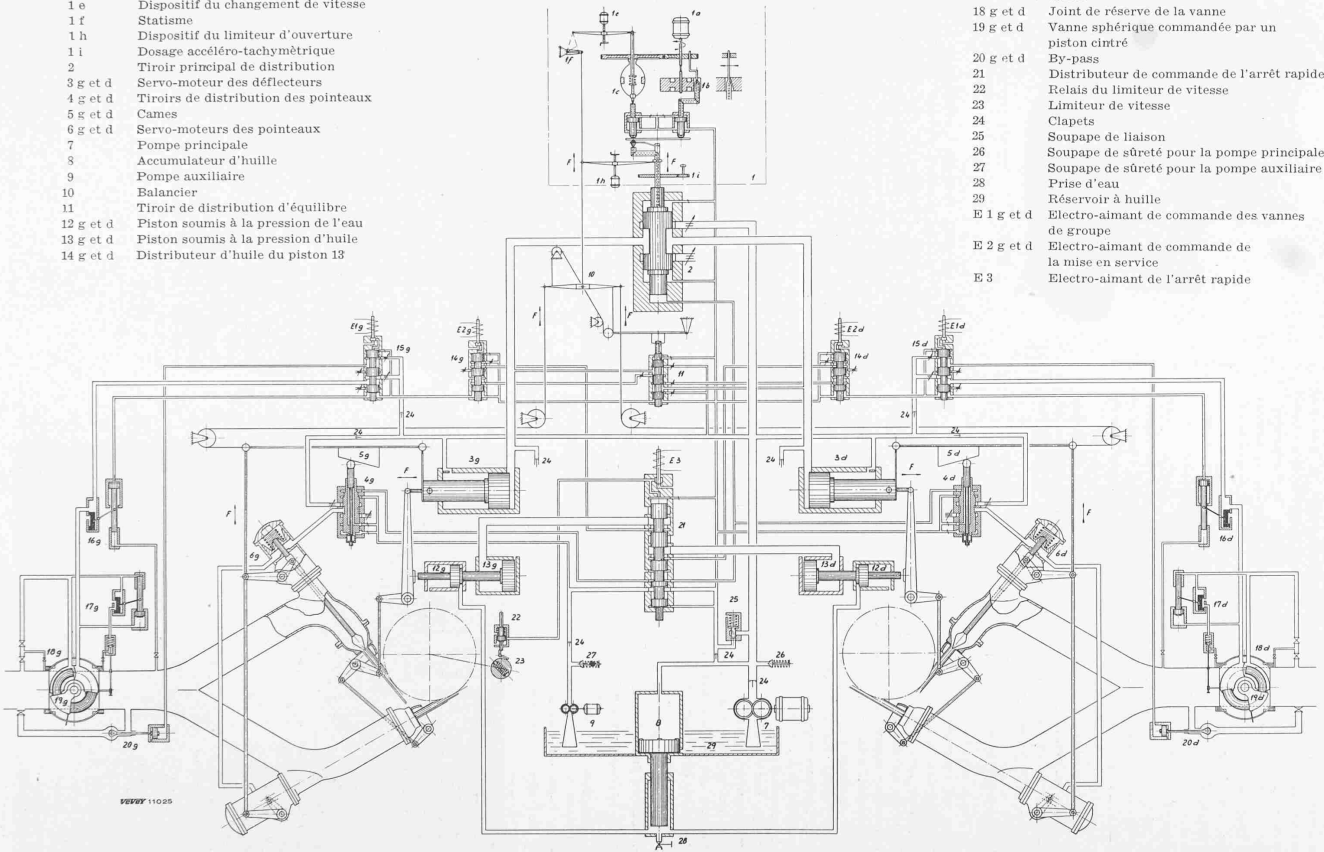
5. Pompes et accumulateur hydraulique

Pour pouvoir réduire la puissance de la pompe principale 7, on a branché en parallèle un accumulateur hydraulique 8 dont le but est de compléter le débit de la pompe lors des grands mouvements de réglage ou encore de remplacer la pompe pendant un court arrêt de celle-ci. Le fonctionnement de cet accumulateur est si clairement indiqué sur le schéma que tout commentaire nous paraît superflu. Soulignons cependant que sa construction rend absolument impossible le passage de l'eau dans l'huile.

Dans le but de réduire le coût de la batterie d'accumulateurs électriques alimentant la pompe auxiliaire 9, le débit de celle-ci a été choisi inférieur au débit de la pompe principale.

Fig. 3. Schéma de réglage

- 1 Régleur
- 1 a Moteur d'entraînement
- 1 b Accéléromètre
- 1 c Tachymètre
- 1 e Dispositif du changement de vitesse
- 1 f Statisme
- 1 h Dispositif du limiteur d'ouverture
- 1 i Dosage accélero-tachymétrique
- 2 Tiroir principal de distribution
- 3 g et d Servo-moteur des déflecteurs
- 4 g et d Tiroirs de distribution des pointeaux
- 5 g et d Cames
- 6 g et d Servo-moteurs des pointeaux
- 7 Pompe principale
- 8 Accumulateur d'huile
- 9 Pompe auxiliaire
- 10 Balancier
- 11 Tiroir de distribution d'équilibre
- 12 g et d Piston soumis à la pression de l'eau
- 13 g et d Piston soumis à la pression d'huile
- 14 g et d Distributeur d'huile du piston 13



- 15 g et d Distributeur d'huile préliminaire de commande de la vanne
- 16 g et d Distributeur principal de commande de la vanne
- 17 g et d Distributeur de commande du joint de la vanne
- 18 g et d Joint de réserve de la vanne
- 19 g et d Vanne sphérique commandée par un piston cintré
- 20 g et d By-pass
- 21 Distributeur de commande de l'arrêt rapide
- 22 Relais du limiteur de vitesse
- 23 Limiteur de vitesse
- 24 Clapets
- 25 Soupape de liaison
- 26 Soupape de sûreté pour la pompe principale
- 27 Soupape de sûreté pour la pompe auxiliaire
- 28 Prise d'eau
- 29 Réservoir à huile
- E 1 g et d Electro-aimant de commande des vannes de groupe
- E 2 g et d Electro-aimant de commande de la mise en service
- E 3 Electro-aimant de l'arrêt rapide

Ce choix se justifie par le fait que la pompe auxiliaire est destinée uniquement au démarrage du groupe et que les mouvements des servo-moteurs peuvent dans ce cas être ralentis à volonté. Cependant, pour assurer le bon fonctionnement des organes de réglage, malgré le faible débit de la pompe, la distribution d'huile se fait par deux réseaux, l'un alimentant les appareils n'exigeant qu'un faible débit, mais où la pression doit être suffisante pour éviter toute perturbation, l'autre destiné aux gros consommateurs (servo-moteurs) pour lesquels une baisse momentanée de pression n'entraîne pas de perturbations nuisibles. L'huile fournie par la pompe auxiliaire est amenée directement dans le premier réseau et y assure la pression nécessaire; ce n'est que l'excédent d'huile qui, soulevant la soupape 25, passe dans le second réseau.

Soulignons pour terminer que tout le schéma est conçu de façon qu'une baisse accidentelle de la pression d'huile, dépassant une certaine durée réglable, provoque automatiquement l'arrêt du groupe.

6. Dispositif de sécurité

Pour assurer l'arrêt rapide de la machine, nous avons prévu un dispositif de sécurité pouvant être commandé de deux façons indépendantes, soit électrique et hydraulique. Lorsqu'on met sous tension l'électro-aimant E_3 , celui-ci provoque la montée du tiroir de distribution du relais 21 (dispositif de commande de l'arrêt rapide), donc la chute de la pression d'huile dans les chambres 13_g et 13_d . La pression d'eau existant sur les pistons 12_g et 12_d commande l'abaissement rapide des déflecteurs dans les jets, le couple moteur de la turbine disparaît. Par le jeu des asservissements et des cames 5_g et 5_d , les tiroirs de distribution 4_g et 4_d des pointeaux commandent également la fermeture de ceux-ci.

En cas de survitesse, la masse centrifuge du limiteur 23 sort, vient frapper un cliquet, et libère le piston du relais 22. Sous l'effet d'un ressort, ce dernier tombe, ce qui enlève la pression sur la face supérieure du piston 21. Celui-ci monte, et comme précédemment, provoque l'abaissement rapide des déflecteurs.

7. Marche normale de la turbine

a) en régime stable

Pendant la marche normale de la turbine, le régulateur est alimenté en courant alternatif et continu. La pompe à huile 7 est en service, les électro-aimants E_{1g} et E_{1d} et E_{2g} et E_{2d} sont sous tension, les deux vannes sphériques sont

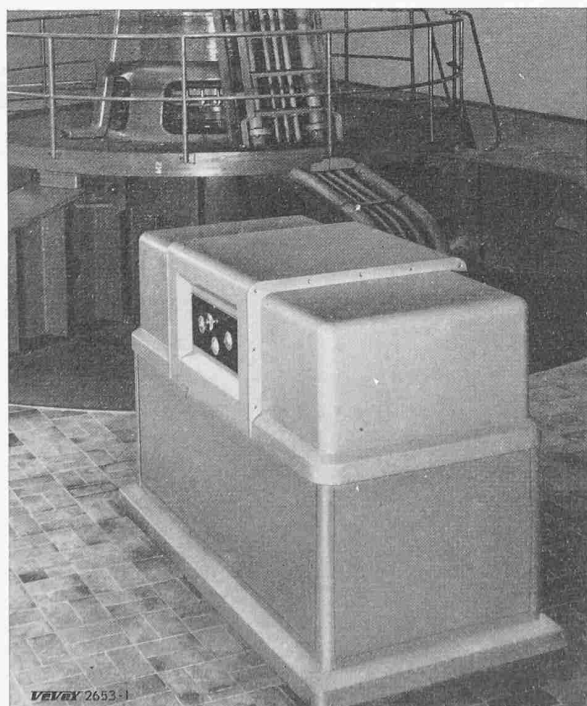


Fig. 4. Régulateur accéléro-tachymétrique pour turbine Kaplan. Travail de réglage 30 000 kgm

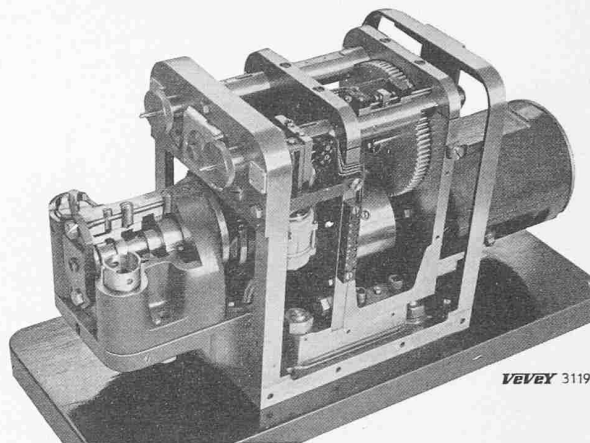


Fig. 5. Régulateur accéléro-tachymétrique avec coupe partielle du tiroir de distribution. Type 500 kgm

ouvertes et les deux turbines travaillent à la même charge. L'électro-aimant E_3 est hors tension. Lorsqu'il y a équilibre entre la puissance absorbée par l'alternateur et la puissance fournie par la turbine, la vitesse du groupe reste constante et tous les organes du régulateur occupent leur position moyenne, représentée sur le schéma. La masse annulaire de l'accéléromètre 1_b tourne exactement à la même vitesse que l'arbre d'entraînement et le relais correspondant reste en équilibre au milieu de sa course. Le tachymètre à masses centrifuges 1_c occupe lui-même la position moyenne et maintient également le relais qu'il commande au milieu de sa course. L'anneau du dosage accéléro-métrique est rendu solidaire des pistons des relais de l'accéléromètre et du tachymètre par des lames élastiques, qui lui permettent de prendre n'importe quelle inclinaison, mais l'obligent à suivre fidèlement tous les mouvements de ces pistons. Cet anneau agit sur un obturateur que l'on peut déplacer depuis l'extérieur, et pendant la marche de la turbine, à l'aide d'un bouton 1_i en tournant le dispositif autour de l'axe du tiroir de distribution 2. Dans la position représentée sur le schéma, tout déplacement du piston du relais du tachymètre entraîne un déplacement équivalent du tiroir de distribution principal 2. Dans ce cas, ce tiroir est soumis seulement aux effets du tachymètre 1_c . Dans la position diamétralement opposée de l'obturateur, le tiroir de distribution suivrait intégralement et uniquement les mouvements du piston du relais de l'accéléromètre 1_b ; le réglage serait alors purement accéléro-métrique. Dans une position intermédiaire quelconque, les deux pendules, accéléromètre et tachymètre, agissent simultanément sur le tiroir de distribution principal. En régime stable, les arêtes de réglage des tiroirs de distribution coïncident avec celles montées dans les corps. Les différents servo-moteurs restent immobiles, ce qui maintient les pointeaux dans une position telle que la puissance fournie correspond exactement à celle nécessaire. Les cames 5_g et 5_d sont taillées de façon que, à chaque régime stable, les jets ne touchent pas les déflecteurs, mais en restent très près.

b) en régime troublé

En cas de décharge, par exemple, le couple moteur fourni par les turbines est supérieur au couple résistant absorbé par l'alternateur. La vitesse du groupe croît, le relais du tachymètre monte, l'accélération est positive, et les deux pendules (le tachymètre et l'accéléromètre) provoquent la levée du tiroir de distribution principal, donc la fermeture des déflecteurs. L'accélération, qui était maximum au début de la perturbation, décroît, car l'écart entre les couples moteur et résistant diminue.

Quand les turbines sont suffisamment fermées, l'écart entre ces deux couples s'annule, l'accélération est nulle. Le relais du tachymètre atteint sa position extrême correspondant à la vitesse maximum, tandis que le relais de l'accéléromètre est revenu à sa position moyenne. Le tachymètre provoque la continuation du mouvement de fermeture. L'accélération devient négative et l'accéléromètre tend à provoquer un mouvement d'ouverture. Il s'oppose alors aux effets du

tachymètre et ramène le tiroir de distribution dans sa position moyenne et cela en un point de la courbe des vitesses en fonction du temps, que l'on peut, grâce au dispositif de dosage, choisir à volonté.

Si l'influence tachymétrique est trop grande par rapport à l'influence accélérométrique, les mouvements s'effectuent trop rapidement et le réglage devient instable. Si l'influence accélérométrique est trop forte le réglage sera très stable, et le retour à la vitesse de régime extrêmement lent. Entre ces deux extrêmes, il est aisé de trouver la position la plus favorable, puisque, comme nous l'avons déjà dit, il est possible de faire ce réglage pendant la marche de la machine.

Normalement, on effectue ce réglage une fois pour toutes. On peut néanmoins le modifier en tout temps suivant les particularités du réseau de distribution. Si ce dernier est très puissant par rapport à la puissance de la centrale en service, la charge de la machine doit être facilement réglable. On aura alors avantage à choisir un dosage plutôt tachymétrique. Lorsque, par contre, le réseau de distribution est petit, la charge de la machine influence facilement la charge du réseau. Il faut, pour obtenir dans ce cas un réglage stable, disposer d'un dosage plutôt accélérométrique. Le personnel de

la centrale est en mesure d'adapter continuellement le réglage des machines aux conditions posées par l'exploitation.

8. Mise en marche

a) Nous disposons de la tension en courant alternatif et continu sur les bornes des services auxiliaires du groupe. On établit la pression d'huile en mettant en service la pompe principale. Une fois la pression d'huile établie, on peut ouvrir la vanne. Lorsque celle-ci a terminé sa course d'ouverture, elle provoque la mise sous tension des électro-aimants E_{2g} et E_{2d} . Il suffit alors d'ouvrir la machine à l'aide du limiteur d'ouverture I_1 pour que celle-ci démarre.

Dès que la vitesse est suffisante, l'alternateur pilote entraîne le moteur des pendules en rotation et le régulateur prend alors à sa charge le réglage de la vitesse de la machine. La vitesse normale obtenue, on peut synchroniser et charger.

b) On ne dispose pas de courant alternatif, mais seulement de courant continu. A l'aide de la pompe auxiliaire 9, les manœuvres peuvent s'effectuer comme ci-dessus, mais plus lentement. Dès que la tension apparaît à l'alternateur, on alimente les services auxiliaires du groupe et on met en service la pompe principale 7.

Planung des schweizerischen Hauptstrassennetzes

Von J. Bernath, Kantonsingenieur, Schaffhausen

DK 625.711.1.001.1

Am 4. September 1954 fand in Rapperswil SG die ordentliche *Mitgliederversammlung der Regionalplanungsgruppe Nordostschweiz* (RPG NO) bei zahlreicher Beteiligung statt. Als wichtigstes Traktandum stand die Wahl des neuen Präsidenten der RPG NO auf der Liste. Der Präsident der Schweizerischen Vereinigung für Landesplanung (VLP), Prof. Dr. H. Gutersohn, fand ehrende Worte für den allzu früh gestorbenen, initiativen und allseits beliebten, ehemaligen Präsidenten, Regierungsrat A. Roth, Frauenfeld, der die Gruppe von ihrer Gründung an umsichtig geleitet hatte. Ihm war es gelungen, die Ostschweizerischen Landesplaner zielbewusst zu führen.

Zum neuen Präsidenten wurde der st. gallische Baudirektor, Regierungsrat Dr. S. Frick, vorgeschlagen, der mit grossem Beifall einstimmig gewählt worden ist. Mit einer gehaltvollen, kurzen und unzweideutigen Ansprache, die mit einem ehrlichen Bekenntnis zu massvoller, nüchterner und doch fortschrittlicher Planung im helvetisch-demokratischen Rahmen gipfelte, war die gute Stimmung geschaffen, die für die rasche Abwicklung der Vereinsgeschäfte nötig war. Besondere Beachtung fand der von Arch. O. Glaus, Zürich, erstattete Tätigkeitsbericht des vergangenen Jahres. In einem kurzen Einleitungsreferat, mit welchem der neue Präsident seine persönlichen Ansichten zum kommenden schweizerischen Fernverkehrs- oder Autobahnbaubekanntgab, räumte er Kantonsing. J. Bernath, dem offiziellen Vertreter der Landesplanung in der Studienkommission für den schweiz. Hauptstrassenausbau, vorübergehend seinen Platz ein. Ing. Bernath erfüllte die ihm gestellte Aufgabe in magistraler Art und Weise. Mit ruhiger, gründlich vorbereiteter und gemessen vorgetragener Argumentation gelang es ihm, die Zuhörer zu fesseln und sie zu zahlreichen Diskussionsvoten anzuspornen. Das Referat, das uns von grundlegender Bedeutung zu sein scheint, geben wir im Wortlaut wieder. Auf die Diskussionsvoten, von denen einzelne ein selbständiges Referat wert gewesen wären, können wir im einzelnen nicht eintreten, doch werden wir versuchen, die Quintessenz zu ziehen, die wir nach dem Referat veröffentlichten. Als Diskussionsredner meldeten sich Ing. P. Soutter, Generalsekretär des S. I. A., Dr. M. Hottinger, Zürich, Arch. P. Trüdinger, St. Gallen, Ing. E. Ochsner, Zollikon, Prof. Dr. K. Leibbrand, Zürich, Arch. Rolf Meyer, Zürich, Regierungsrat J. Stricker, Herisau, Ing. W. Knoll, St. Gallen, Dr. J. Killer, Baden und andere mehr. Schon diese Liste zeigt, dass sich Leute zum Wort meldeten, die sich seit Jahren intensiv mit den Problemen der Landesplanung auseinandergesetzt haben. Regierungsrat Frick gelang es, mit eingeschobenen Zusammenfassungen der gefallen Voten und mit eingestreuten eigenen Gedanken die Stimmung zu fördern und die Versammlung anzuregen, so dass man das Fortschreiten des Uhrzeigers kaum merkte. Zum Schluss

erntete er als reife Frucht der auf hohem Niveau geführten Diskussion eine Resolution der Versammlung, die an den Vorstand der VLP gerichtet wurde. Mit dieser Resolution wird der Vorstand gebeten, bei der kommenden Strassenplanung dafür besorgt zu sein, dass die landesplanerischen Belange gebührend berücksichtigt werden. Hoherfreut über den schönen und anregenden Verlauf der Tagung schloss Präsident Frick die Versammlung, die im gediegenen Rathausaal in Rapperswil einen würdigen Rahmen gefunden hatte.

Wir lassen das Referat nun im Wortlaut folgen. Red.

I. Bisherige Strassenplanung

Einleitung

Sie kennen alle die ungelösten Probleme des heutigen Strassenverkehrs. Die *Unfallziffern* steigen stetig. Fast jeden Tag erfordert der Verkehr in der Schweiz drei Tote. Millionen an Heilungs- und Materialkosten werden zu. Behebung der Schäden ausgegeben. Man rechnet, dass die Aufwendungen für die Rechtsprechungen der betreffenden Verkehrsunfälle sogar die Summe der Heilungs- und Materialkosten ausmachen.

Es ist eine Tatsache, dass die Schweiz in der Nord-Südrichtung *umfahren* ist. Wenn Sie einen Holländer oder Belgier in Italien antreffen, der durch die Schweiz gefahren ist, dann wird er Ihnen erklären, dass er diese Reisebelastung nicht ein zweites Mal auf sich nehmen werde, sofern er das Fernziel Italien vor Augen hat. Der Weg über Oesterreich oder Frankreich erspart ihm einige Fahrstunden und lässt ihn den Ferienort angenehmer erreichen.

Die *hohen volkswirtschaftlichen Verluste* durch schlecht angelegte Strassen, durch Verkehrsstockungen und Umwege lassen sich schon daraus erkennen, dass beispielsweise ein Umweg bzw. ein Verlust von fünf Minuten Fahrzeit für eine einzige Strassenbahnlinie jährlich Fr. 100 000.— ausmacht.

Die *Strassenbauer bemühen* sich, mit dem Verkehr in den Wettlauf einzutreten und müssen erkennen, dass alles, was getan wird, ein klägliches Bemühen ist. Der Verkehr wächst, ohne sich um die strassenbauliche Konzeption zu kümmern. Der Verkehr ist Leben und das Leben geht seinen ureigensten Gesetzen nach. Welches sind diese Gesetze und wie lässt sich dieses junge Leben in die gewünschten Fesseln legen, das ist das Problem des heutigen Strassenbaues.

Bisheriger Ausbau des schweizerischen Hauptstrassennetzes

Bis heute wurde für den Ausbau des Strassennetzes in der Schweiz die kantonale Strassenhoheit grundsätzlich gewahrt. Jeder Kanton baute auf Grund eigener Konzeption sein Strassennetz aus. Seit dem Jahre 1935 zahlte der Bund an den Ausbau der Alpenstrassen Subventionen, und mit dem Jahre 1948 wurde bei der Neuordnung der Bundes-