

cours d'eau, il fait connaître immédiatement son avis motivé au ministre des travaux publics ainsi qu'au ministre de l'agriculture s'il s'agit d'un cours d'eau ne faisant pas partie du domaine public. Le ministre des travaux publics décide, d'accord avec le ministre de l'agriculture, pour les cours d'eau ne faisant pas partie du domaine public, s'il y a lieu ou non de poursuivre l'instruction.

En cas de désaccord avec l'administration locale des domaines au sujet de la fixation de la redevance applicable aux usines projetées sur les cours d'eau domaniaux, l'ingénieur en chef en réfère immédiatement au ministre des travaux publics, qui statue d'accord avec le ministre des finances.

Art. 16. — Si les ouvrages sont compris dans le rayon myriamétrique d'une enceinte fortifiée et si les modifications au régime des eaux sont de nature à exercer une influence sur les inondations défensives, il est procédé à l'instruction suivant les règles édictées par les lois et décrets sur les travaux mixtes.

Art. 17. — L'ingénieur en chef à qui est confiée l'instruction envoie au préfet chargé d'en centraliser les résultats l'ensemble du dossier avec ses propositions.

Art. 18. — Dès réception du dossier, le préfet statue sur la demande. S'il accorde l'autorisation, il envoie une copie de l'arrêté au ministre des travaux publics ainsi qu'au ministre de l'agriculture, s'il s'agit d'un cours d'eau ne faisant pas partie du domaine public.

En cas de rejet de la demande, le préfet notifie immédiatement sa décision motivée au pétitionnaire.

Si les travaux s'étendent sur plusieurs départements, il est statué par un arrêté unique signé par les préfets intéressés ; en cas de désaccord, les préfets statuent conformément aux instructions qui lui sont données par le ministre des travaux publics si les travaux sont projetés sur un cours d'eau domaniaux et par le ministre de l'agriculture dans les autres cas.

Les autorisations d'une durée supérieure à cinq ans sur les canaux de navigation ou les rivières canalisées sont accordées par décret sur rapport du ministre des travaux publics, après avis du comité consultatif des forces hydrauliques.

Art. 19. — L'accomplissement des formalités prévues au présent décret, ne devra pas dépasser une durée de six mois. Toutefois, cette durée sera augmentée du délai supplémentaire prévu à l'article 8.

Art. 20. — Lorsqu'il y a lieu de prononcer le retrait ou la modification de l'autorisation par application des articles 14 et 45 de la loi du 8 avril 1898, il est statué dans les formes établies par les articles 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17 et 18 du présent décret.

L'enquête s'ouvre, en ce cas, sur les propositions formulées par les ingénieurs.

TITRE II

RÉCOLEMENT DES TRAVAUX

Art. 21. — A l'expiration du délai fixé par l'acte d'autorisation pour l'exécution des travaux, l'ingénieur ordinaire se transporte sur les lieux pour vérifier si les travaux ont été exécutés conformément aux dispositions prescrites et rédige un procès-verbal de récolement en présence du pétitionnaire, des maires ou de leurs représentants et des intéressés convoqués à cet effet dans les formes établies par l'article 6 du présent décret.

S'il résulte du récolement que les travaux exécutés sont conformes aux conditions de l'autorisation, le préfet en prononce la réception.

Si les travaux sont de nature à causer des dommages, le préfet met immédiatement le pétitionnaire en demeure de satisfaire, dans un délai déterminé, aux conditions de l'autorisation.

A l'expiration de ce délai, si la mise en demeure est restée sans effet, le préfet prend les mesures nécessaires pour faire cesser le dommage et prononce, s'il y a lieu, le retrait de l'autorisation, dont il avise le ministre des travaux publics, ainsi que le ministre de l'agriculture, s'il s'agit d'un cours d'eau ne faisant pas partie du domaine public.

TITRE III

DISPOSITIONS DIVERSES

Art. 22. — Dans le délai d'un an à partir de la publication

du présent décret, les propriétaires des usines existantes non fondées en titre, et qui n'ont pas été régulièrement autorisées, seront tenus de demander l'autorisation prévue par la loi du 16 octobre 1919. La demande doit être accompagnée des renseignements prévus à l'article 3 ci-dessus et d'une copie des titres en vertu desquels l'établissement existe.

Au cas où la demande ne serait pas présentée dans le délai imparti, le préfet peut soit procéder à la réglementation d'office, soit imposer au propriétaire, après avis du comité consultatif des forces hydrauliques, le rétablissement du libre écoulement des eaux.

Art. 23. — Le ministre des travaux publics et le ministre de l'agriculture sont chargés, chacun en ce qui le concerne, de l'exécution du présent décret, qui sera publié au *Journal Officiel* de la République française et inséré au *Bulletin des Lois*.

Fait à Rambouillet, le 30 juillet 1920.

(A suivre.)

P. DESCHANEL.

NOTE DE LA RÉDACTION

Nous sommes heureux d'annoncer à nos lecteurs, que notre distingué collaborateur, M. Paul BOUGAULT, Avocat à la Cour, donnera prochainement dans la Houille Blanche, une série d'études sur les points les plus intéressants de la mise en œuvre pratique de la loi des chutes d'eau, Cahier des charges, restitution de l'énergie supprimée, etc., etc.

SUR UNE MÉTHODE THERMOMÉTRIQUE

DE

MESURE DU RENDEMENT

DES

TURBINES HYDRAULIQUES

I. — Considérations générales.

Dans les opérations de détermination du rendement des machines, à quelque type qu'elles appartiennent du reste, on s'est efforcé depuis longtemps de mesurer directement, par voie calorimétrique ou thermique, la fraction de la puissance disparaissant dans les dites machines sous forme de pertes. Il est bien évident, dans l'état actuel des théories scientifiques, que la différence entre la puissance fournie P et la puissance utile P' , représentant la puissance dégradée et inutilisable, se retrouverait sous forme de chaleur dans une enceinte supposée adiathermane, qui envelopperait théoriquement la machine de toutes parts, le fluide moteur évoluant lui-même à l'intérieur de cette enceinte. Une circulation d'eau, convenablement réglée dans l'enceinte, donnerait par la différence des températures amont et aval du liquide, en y joignant la connaissance du débit de l'eau calorimétrique, la puissance dissipée dans la dite machine.

On conçoit les difficultés expérimentales soulevées par l'application de cette méthode. Nous ne nous y arrêtons pas. Notamment, dans les machines électriques, ce n'est qu'une petite fraction des pertes qui devient accessible directement, sous forme thermique immédiate, à savoir : les pertes dans les enroulements. Certaines installations de Centrales prévoient en particulier, pour raisons de sécurité, la mise en évidence permanente de ces échauffements, mais ce ne sont là que des cas isolés.

Dans le cas des turbines hydrauliques, une telle méthode de mesure du rendement global, par voie thermométrique ou calorimétrique est-elle possible ? Qu'on ne vienne pas dire *a priori* que le principe de la méthode est bon ou mauvais ! L'expérience seule jouera le rôle de critère. Il nous a semblé logique personnellement de nous affranchir provisoirement de tout esprit de critique préalable et de rapprocher purement et simplement les chiffres déduits de l'application de cette méthode de ceux apportés par d'autres méthodes. Ce sont les faits seuls qui parleront, c'est aux faits seuls que nous demanderons la justification ou l'infirmité de notre esquisse de théorie, ne désirant qu'une chose, ouvrir une discussion...

II. — Exposé du principe de la Méthode Thermométrique.

La méthode susvisée est donc basée sur la remarque que, dans une turbine hydraulique, les quantités de chaleur correspondant aux pertes d'énergie sont employées à échauffer l'eau qui, en même temps que celui de fluide moteur, se trouve jouer le rôle de réfrigérant.

Soit une turbine hydraulique absorbant, en régime établi, un débit de Q litres par seconde, sous une hauteur de chute, lue au manomètre, de H mètres.

La puissance-eau fournie à la turbine est :

$$(1) \quad P = Q.H. \text{ Kgm/sec.}$$

Si nous admettons, par hypothèse, que les diverses pertes d'énergie dans cette turbine se transforment intégralement en chaleur, évacuée par l'eau elle-même (nous verrons plus loin que ceci semble à peu près réalisé), l'échauffement de l'eau (différence entre la température Θ_1 à l'entrée et celle Θ_2 à la sortie de la turbine, en degrés centigrades) sera proportionnel aux pertes p , et l'on pourra écrire :

$$\text{pertes } p = 425 Q (\Theta_2 - \Theta_1) \text{ kgm/sec.}$$

Le rendement de la turbine sera alors :

$$\eta = \frac{P-p}{P} = \frac{Q.H - 425 Q (\Theta_2 - \Theta_1)}{Q.H} = \frac{H - 425 (\Theta_2 - \Theta_1)}{H}$$

$$(2) \quad \eta = 1 - \frac{425 (\Theta_2 - \Theta_1)}{H}$$

expression dans laquelle le débit Q , qui était précisément le facteur difficilement mesurable, est éliminé.

La valeur du rendement serait ainsi obtenue instantanément par une lecture de différence de température et une lecture de pression manométrique.

Evaluons l'ordre de grandeur de cet échauffement. Si l'on suppose avoir affaire à une chute de 300 mètres, et une turbine ayant environ 0,80 de rendement, l'échauffement de l'eau sera :

$$\Theta_2 - \Theta_1 = \frac{p}{425 Q} = \frac{0,20 Q.H}{425 Q} = \frac{0,2 H}{425} = 0,0471$$

Cet échauffement est donc proportionnel à la hauteur de chute ; pour une chute de 30 mètres, il serait de $0,0141$.

Il faut donc, pour exécuter des mesures suffisamment précises, disposer de thermomètres, simples ou différentiels, capables de mesurer au $1/100^\circ$ près la différence $\Theta_2 - \Theta_1$.

La réalisation de cette condition est facile pour des chutes supérieures à 100 mètres, et elle n'est pas impossible pour des chutes de hauteurs plus faibles.

Des thermomètres à mercure conviennent fort bien pour

cès mesures ; également, avec certaines précautions, des thermomètres à gaz.

L'emploi de couples thermo-électriques « fer-constantan » permettra aussi la mesure avec précision, et elle sera instantanée, puisque différentielle (fig. 1).

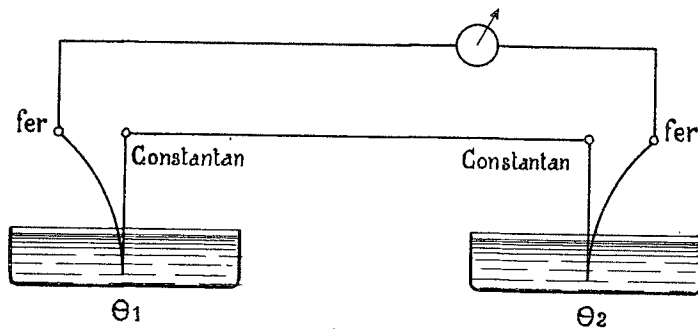


Fig. 1.

Les deux couples sont respectivement plongés dans les enceintes A et B (conduite forcée et canal de fuite). Ils sont connectés en opposition sur le galvanomètre G et donnent lieu à une déviation proportionnelle à $\Theta_2 - \Theta_1$. Si l'on intervertit les couples, on doit retrouver la même déviation, mais de sens inverse. Le maximum de sensibilité sera obtenu avec des fils de connexion de résistance négligeable, et un galvanomètre G de résistance égale à celle de la somme des deux couples. On peut, en outre, multiplier l'effet au moyen de plusieurs couples associés en série ou en parallèle.

Le galvanomètre sera étalonné empiriquement, mais avec toute la précision nécessaire.

III. — Analyse des pertes dont les turbines sont le siège.

Il reste à tenter de justifier l'hypothèse, faite au début, que les pertes d'énergie dans la turbine se traduisent en chaleur pratiquement toute évacuée par l'eau motrice.

Nous le répétons : nous n'émettons ici aucune affirmation *a priori*. Nous ne donnerons au contraire cette esquisse de théorie que pour couvrir éventuellement des résultats numériquement concordants et acceptables, si l'expérience démontre qu'il en est ainsi.

Les pertes d'énergie sont en effet les suivantes :

1° *Pertes par brassage et frottement de l'eau, sur les aubes, fuites, remous et tourbillons.* — Elles échauffent l'eau intimement, d'une part, et superficiellement la roue de la turbine et les parois, d'autre part, mais en raison du contact intime de ces parties avec l'eau, on peut admettre que l'eau emporte ces calories, ainsi que celles dues à la ventilation par la roue de turbine.

Etant donnée la faible élévation de température de l'eau, il ne semble pas y avoir à craindre que la masse de la turbine joue le rôle de radiateur, dans l'ambiance, d'une portion appréciable de la chaleur dégagée, ni même inversement que l'ambiance elle-même, à température généralement plus élevée que celle de l'eau, réchauffe celle-ci, par conduction à travers la turbine, d'une quantité appréciable, d'autant moins que l'eau circule avec une grande vitesse linéaire.

2° *Pertes par pulvérisation et vaporisation de l'eau.* — Comme il ne s'échappe, dans le canal de fuite, que de l'eau et pas de vapeur d'eau parce que toutes les poussières et vapeurs (en admettant qu'il s'en produise par chocs) se résolvent finalement au sein du liquide, en lui restituant leur chaleur aussitôt, il est raisonnable d'admettre que c'est encore l'eau qui emporte intégralement cette quantité de chaleur éventuelle.

3° Pertes par frottement dans les paliers de la turbine. — C'est la seule partie des pertes dont la chaleur ne soit certainement pas emportée dans son intégrité par l'eau. Mais encore, comme cette partie des pertes n'est qu'une faible fraction des pertes totales et que, en outre, une grande partie de la chaleur correspondante est transmise à l'eau par l'arbre de la turbine, on pourrait se croire autorisé à négliger cette cause d'erreur. En effet, le rayonnement des paliers dans l'ambiance est, en réalité, très faible et l'on pourrait d'ailleurs aménager autour de ces paliers une circulation d'eau prise dans la bêche de la turbine et rejetée dans le canal de fuite.

En résumé, pour ces divers motifs, puis en raison de la rapidité de circulation de l'eau et de sa faible différence de température avec l'ambiance immédiate, terre ou air, on peut se croire autorisé à admettre que l'eau évacue en chaleur la *totalité* de la puissance correspondant aux diverses pertes.

Cette méthode doit donc pouvoir donner des résultats exacts, à 1 % ou 2% près.

IV. — Mode opératoire. — Précautions à prendre dans la mesure des températures.

1° Dans le canal de fuite, placer le thermomètre dans un endroit où l'eau est aussi calme que possible et au milieu du canal pour éviter l'effet des parois.

2° Dans la conduite forcée, placer le thermomètre en un point où la vitesse de l'eau est faible et ne puisse produire d'erreurs par frottement de l'eau sur le thermomètre.

Si c'était nécessaire, on prendrait la température Θ_1 dans la chambre de mise en charge de la conduite forcée, et l'on mesurerait ainsi le rendement global conduite-turbine, d'où l'on déduirait celui de la turbine, le rendement de la conduite forcée étant égal au rapport entre les pressions manométriques en charge et à l'arrêt, près de la turbine.

3° Prendre garde à ce fait que la température propre de l'eau peut varier en certaines saisons de 1° à 3° par jour, soit 0°, 04 à 0°, 12 par heure et même, à certaines heures de la journée, de 0°5 à 1° par heure. Il faut donc que les mesures de Θ_1 et Θ_2 soient aussi simultanées que possible.

REMARQUES

REMARQUE I. — Dans l'hypothèse de l'exactitude de la méthode, les appareils de mesure des températures pourraient rester en permanence installés et donner à chaque instant, et à toutes les charges des turbines, la valeur de leur rendement.

Installé pour chaque turbine, ce système donnerait au chef d'usine d'utiles indications sur l'état des organes (aubes et distributeurs).

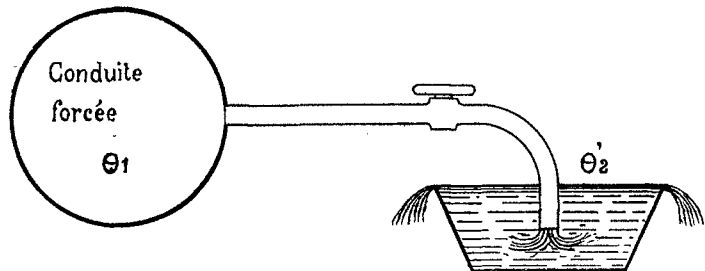


Fig. 2.

REMARQUE II. — Si l'on soutire de l'eau de la conduite directement dans une enceinte, sans lui faire produire de travail mécanique, son énergie intrinsèque se transforme

intégralement en chaleur (rendement = 0), d'où : Θ'_2 = température de l'eau calme soutirée).

$$\eta' = 1 - \frac{425 (\Theta'_2 - \Theta_1)}{H} = 0$$

d'où :

$$\Theta_2 - \Theta_1 = \frac{H}{425}$$

pour

$$H = 300m, \quad \Theta'_2 - \Theta_1 = 0^{\circ},707$$

On peut, au moyen de cette remarque, soit contrôler les autres mesures, soit connaissant Θ'_2 en déduire Θ_1 pour évaluer ensuite $\Theta_2 - \Theta_1$ de la turbine, si l'on ne peut mesurer Θ_1 .

Soit H_m la pression manométrique en charge.

Par conséquent, connaissant Θ'_2 et Θ_2 , le rendement de la turbine s'exprime par :

$$\eta = \frac{425 (\Theta'_2 - \Theta_2)}{H_m}$$

Ce procédé peut, dans certains cas, être plus commode, évitant les difficultés de prise de température dans la conduite sous pression.

Corrections à apporter aux formules précédentes. — Ces formules sont relatives à de l'eau pure. Si, comme il arrive parfois, l'eau est plus ou moins chargée de sable (au point que sa densité peut être accrue de 5 % ou même davantage), les mesures, pour être précises, demandent une correction de ce fait.

Si δ est la densité de l'eau sablonneuse, et c sa capacité thermique, la formule du rendement devient :

$$(2') \eta = 1 - \frac{425 \cdot c (\Theta_2 - \Theta_1)}{H} = 1 - \frac{425 \cdot c \cdot \delta (\Theta_2 - \Theta_1)}{H_m \text{ lue au manomètre.}}$$

H étant la hauteur de chute réelle = $\frac{\text{pression manométrique II}}{\delta}$ agissant sur la turbine.

Les facteurs de correction c et δ sont aisés à fixer dans chaque cas. Cette correction est d'ailleurs peu sensible, en général ; si le poids du litre d'eau reste assez voisin de 1 kg., on n'aura pas à en tenir compte.

On a, en effet, dans ce cas (débit de Q litres par seconde) :

Pression manométrique $H' = \delta H$ (on lit H' mètres au manomètre) ;

Puissance-eau totale : $P = QH' = Q\delta H$ kgm/sec ;

Pertes totales : $p = 425 \cdot c \cdot \delta \cdot Q (\Theta_2 - \Theta_1)$ kgm/sec.

(car c , chaleur spécifique, est la quantité de chaleur par kg. de liquide et par degré centigrade).

$$\text{rendement } \eta = \frac{P - p}{P} = \frac{Q\delta H - 425 \cdot c \cdot \delta \cdot Q (\Theta_2 - \Theta_1)}{Q \cdot \delta \cdot H} = 1 - \frac{425 \cdot c \cdot (\Theta_2 - \Theta_1)}{\delta H}$$

$$(2'') \eta = 1 - \frac{425 \cdot c \cdot \delta (\Theta_2 - \Theta_1)}{H'_m \text{ lue au manomètre.}}$$

ou encore, si l'on connaît Θ'_2 [définie comme précédemment], soit la température de détente dans un récipient sans travail mécanique] et Θ_2 au canal de fuite :

$$(3') \eta = \frac{425 \cdot c \cdot \delta (\Theta'_2 - \Theta_2)}{H'_m \text{ lue au manomètre.}}$$

V. — Quelques essais d'application de la méthode thermométrique. — Chiffres et observations.

A l'aide de deux thermomètres à mercure sensibles, gradués de 0° à 25, et donnant une dilatation de 40 mm. environ par degré centigrade, gradués en 1/20 de degré, on a pu faire des mesures précises déjà sur trois chûtes différentes, en Savoie, dans les usines suivantes que nous dénommerons respectivement A B et C.

Usine A.....	370 mètres
Usine B.....	230 mètres
Usine C.....	106 mètres

Ci-après les résultats numériques obtenus :
Dans chaque cas, on a procédé comme suit :

1° Mesure de Θ_2 dans le canal de fuite, avec les deux thermomètres ensemble, pour contrôle, en notant l'instant :

2° Mesure de Θ'_2 (de l'eau détendue dans un récipient), si l'on peut s'exprimer ainsi) avec les deux thermomètres, en notant l'instant ;

3° Nouvelle mesure de Θ_2 , en notant l'instant ;

4° Nouvelle mesure de Θ'_2 , en notant l'instant ;

Ces quatre mesures effectuées à intervalles aussi rapprochés que possible. Mesure de la pression manométrique correspondante.

(Il s'agissait là de premières mesures, et l'on peut opérer de façon plus rationnelle, comme il sera indiqué par la suite).

On a relevé les chiffres suivants :

USINE A

Quatre unités en marche, dont trois de 2.200 HP et un de 4.800 HP ; l'une des turbines de 2.200 HP est du type Girard, assez usagée ; les trois autres turbines sont du type Pelton, modernes et neuves. Ces quatre unités sont à peu près à la charge 3/4.

La charge est assez constante ; les régulateurs des turbines sont laissés en action. On mesurera donc le rendement global des quatre turbines à la charge considérée.

Il y a, en outre, une turbine d'excitatrice Girard, de 120 HP, à 3/4 de charge.

Temps	Θ_2 (Canal de fuite)		Θ'_2 (Eau détendue)		Manomètre aux turbines
	Therm. n°1	Therm. n°2	Therm. n°1	Therm. n°2	
1re mesure	16h 49m	15°,59	15°,63		360m
	16h 51m	16°,27	360m
2me mesure	16h 53m	15°,625	15°,665		365m
	16h 55m	16°,30	360m

On voit d'après ces chiffres que, dans l'intervalle de quatre minutes, la température de l'eau a subi une variation propre de 0°,035, soit donc 0°,017 par deux minutes (ou 0°,52 par heure), en augmentation à cette heure de la journée.

Les valeurs de Θ'_2 seront donc à diminuer respectivement, de cette quantité 0°,017, pour les ramener aux instants respectifs où ont été pris les Θ_2 .

On trouve ainsi, d'une façon très concordante :

$$\Theta'_2 - \Theta_2 = 0°,66$$

D'où le rendement global des turbines :

$$\eta = \frac{425 (\Theta'_2 - \Theta_2)}{H} = \frac{425 \times 0,66}{360}$$

d'où :

$$\eta = 0,78$$

ce qui constitue un chiffre très probablement exact et en tous cas entièrement acceptable dans les conditions sus-énoncées.

USINE B

Deux unités en marche, à 2/4 de charge environ, dont
1 turbine de 1.400 HP-Pelton moderne usagée ;
1 turbine de 600 HP-Girard, ancienne usagée.
Plus 1 excitatrice (turbine Pelton) de 500 HP.
Et 1 excitatrice (turbine Girard) de 30 HP.

Temps	(Canal de fuite)		(Eau détendue)		Manomètre
	Therm. n°1	Therm. n°2	Therm. n°1	Therm. n°2	
1re mesure	18h 2m	16°,435	16°,475	224m
	18h 6m	16°,045	16°,082		224m
	18h 11m	16°,385	16°,420

Variation propre de température de l'eau (refroidissement) de 0°,05 en neuf minutes, soit 0°,022 en quatre minutes.

Les valeurs de Θ_2 sont donc ici à majorer de cette quantité.

On obtient alors :

$$\Theta'_2 - \Theta_2 = 0°37$$

D'où le rendement global des turbines :

$$\eta = \frac{425 \times 0°,37}{224} = 0°,705$$

chiffre assez vraisemblable dans cette circonstance.

USINE C

Deux unités en marche, à 1/4 de charge environ, soit deux turbines de 200 HP, Escher-Wyss, état (?). Charge très variable (tramway) ; régulateur en action ; débit faible : mince lame d'eau dans le canal de fuite.

Temps	(Canal de fuite)		(Eau détendue)		Manomètre
	Therm. n°1	Therm. n°2	Therm. n°1	Therm. n°2	
1re mesure	10h 3m	10°,125	10°,075		104m
	10h 7m	10°,285	10°,24
2me mesure	10h 9m 30s	10°,15	10°,10		104m
	10h 11m	10°,35	10°,30

Entre 10 h. 3 et 10 h. 9 m. 1/2, échauffement propre de 0°,025 en 6 m. 5, donc pour la première mesure, échauffement propre de 0°,015 en 4 m.

On en déduit, pour la première mesure :

$$\Theta'_2 - \Theta_2 = 0°,15$$

D'où :

$$\eta = \frac{425 \times 0,15}{104} = 0,61$$

Entre 10 h. 7 et 10 h. 11, échauffement propre de $0^{\circ},06$ en 4 m., donc pour la première mesure, échauffement propre de $0,023$ en 1 m. $1/2$.

On en déduit, pour la deuxième mesure :

$$\Theta'_2 - \Theta_2 = 0^{\circ},177$$

D'où :

$$\eta = \frac{425 \times 0^{\circ},177}{104} = 0,72$$

On se trouvait là dans de mauvaises conditions pour exécuter des mesures, surtout en raison de la charge très variable, qui a donné lieu visiblement à des erreurs de lecture. Néanmoins, on entrevoit la possibilité ici encore, c'est-à-dire même pour une chute de 100 mètres, d'appliquer fructueusement cette méthode rapide, avec l'espoir d'en tirer une suffisante précision.

CONCLUSION

Ces mesures sous trois chutes différentes, opérées sur des ensembles de turbines, ont fourni des chiffres très concordants avec ce que nous connaissions par ailleurs de ces machines, en dépit des conditions rudimentaires dans lesquelles nous avons opéré.

Il semble très possible d'admettre qu'en observant un certain nombre de précautions nécessaires, dont il est fait mention ci-après, on puisse arriver à une véritable précision, peut-être à 1 % ou 2 % près) par cette méthode.

Le degré de précision (si l'on admet que le manomètre soit exact à moins de 1 % près, ce qui est réalisable), sera lié, toujours sous réserve de la valeur théorique de la méthode, à l'exactitude de la mesure de $\Theta'_2 - \Theta_2$, ou de $\Theta_2 - \Theta_1$.

Or, les causes d'erreurs possibles qui ont apparu sont principalement les suivantes :

1° Variations diurnes de la température de l'eau.

2° Effet de la capacité thermique des masses en jeu : turbine, parois du canal de fuite, masse d'eau contenue entre l'échappement de la turbine et le point où l'on prend la température Θ_2 , cet effet pouvant se faire sentir sensiblement si le régime de marche est variable.

3° Effet de la capacité thermique du tuyau, robinet et récipient avec lesquels on « détend » de l'eau de la conduite forcée.

Précautions à prendre. — Pour éviter ces diverses causes d'erreurs ou tout au moins pour réduire leur importance au minimum, on devra, dans la mesure du rendement d'une turbine :

D'abord, opérer à régime constant pour chaque degré de charge, en libérant la turbine de son régulateur, et en maintenant la charge aussi constante que possible, pour que la vitesse ne varie pas trop.

Pour chaque degré de charge, attendre que les régimes de température se soient établis (3 ou 4 minutes suffisent) en toutes les parties, turbine et canal de fuite.

Ne pas prendre les températures dans les remous et tourbillons, mais en des endroits aménagés à cet effet, où l'eau circulante est calme et pas trop rapide, pour éviter l'effet de frottement sur le thermomètre.

Dans la mesure de Θ'_2 , dans un récipient léger et assez netil, avoir un débit d'eau convenable par rapport à sa contenance, pour que l'énergie de l'eau se transforme en chaleur uniquement dans le récipient, sans projections au dehors (disposition de chicanes, etc...). que l'eau déborde abondamment, mais sans vitesse, du récipient. Au moment

de la lecture, faite après un temps suffisant, pour que l'équilibre de température soit réalisé, fermer le robinet pour que l'eau soit calme et lire immédiatement.

Tenir un compte exact, par des calculs appropriés, de la variation diurne, ascendante ou descendante, de la température propre de l'eau, cette variation étant parfois très sensible, comme on l'a vu ; emploi de mesures simultanées, au signal, si on le peut, à l'aide de thermomètres soigneusement comparés.

Si l'on mesure le rendement par la formule (2), (mesure de $\Theta_2 - \Theta_1$), la mesure de Θ_1 nécessite des thermomètres spéciaux, résistant à la pression ; se méfier des effets de celle-ci sur les indications du thermomètre (compression des parois). Si l'on mesure Θ_1 dans la chambre de mise en charge, à l'entrée dans la conduite, tenir compte du temps d'écoulement pour arriver à la turbine, car des mesures simultanées ne conviendraient plus alors.

Enfin, si l'on juge à propos de tenir compte des pertes dans le ou les paliers de la turbine, on peut, soit en faire une évaluation approximative, soit évacuer, dans le canal de fuite, les calories qui proviennent de ces pertes, par une faible circulation d'eau prélevée dans le canal de fuite lui-même à l'aide d'une pompe.

Cette correction doit être d'ailleurs de peu d'effet en général (1 % probablement, pour les raisons indiquées déjà).

En terminant, et au risque de nous faire taxer de monotonie, nous ne saurions trop insister à nouveau sur le caractère *hypothétique* d'exactitude philosophique de la méthode que nous venons d'exposer.

Nous espérons que les quelques chiffres et quelques résultats d'essais rapportés plus haut démontreront notre parfaite bonne foi en la matière. Notre sincère espérance est qu'un mouvement d'opinion sera ainsi créé autour d'une question d'une importance capitale. Nous accueillerons avec le plus grand plaisir, nous sollicitons même les explications, observations ou suggestions qui pourraient nous être présentées par nos confrères et amis de l'industrie.

16 août 1920.

L. BARBILLION et A. POIRSON.

L'ÉTUDE DES COUPS DE BÉLIER

DANS LES
CANALISATIONS MÉTALLIQUES SOUS PRESSION

RÉSULTATS OBTENUS PENDANT LA GUERRE
(SUITE)

6. *Transmission du coup de bélier provenant d'une fermeture brusque.* — L'un de nous a montré que les réflexions qui se produisent dans une conduite à caractéristiques variables aux jonctions des divers tronçons ont pour effet de modifier complètement le phénomène de la transmission intégrale dont nous avons parlé plus haut dans le cas des conduites à caractéristique unique. La valeur du coup de bélier au moment où l'onde arrive en haut sera :

$$y = y_0 + f_1 \prod_{i=1}^{n-1} \left(1 - \frac{\alpha_i + \alpha_{i+1}}{\alpha_i + \alpha_{i+1} + 1} \right), \quad (21)$$

$i = 1$

α étant le rapport $\frac{a}{S}$.