

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 48 (1922)  
**Heft:** 2

**Artikel:** Note sur un nouveau procédé de mesure du rendement des turbines hydrauliques (Méthode thermométrique)  
**Autor:** Barbillion, L. / Poirson, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-37386>

### **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:** 26.01.2026

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

que l'eau de purge avec toutes les alluvions éliminées est rendue à la rivière.

Le seuil  $N$  provoque en amont de la section  $B-B$ , le léger remous du niveau de l'eau nécessaire pour permettre l'écoulement de la couche inférieure par le dessableur.

En basses-eaux les tuyères  $M_1$  et  $M_2$  sont fermées. Si la rivière charrie encore quelques alluvions, ce qui sera rarement le cas, elles se déposeront dans les canaux  $K_1$  et  $K_2$  pour être évacuées par des chasses périodiques.

La hauteur  $h$  de la couche inférieure est une fraction de la profondeur de l'eau  $H$ ; la faible largeur du fond du canal favorise la réduction du débit de cette couche et par conséquent des dimensions et du prix du dessableur.

La séparation des couches supérieures et inférieures de l'eau par un plancher, et la dérivation de cette dernière, peut aussi avoir lieu lorsque le canal d'amenée est en galerie. Le dessableur formera une seconde galerie ou sera placé si possible à ciel ouvert. Dans certains cas on se servira tout simplement d'une fenêtre d'attaque aménagée à cet effet.

(A suivre.)

## Note sur un nouveau procédé de mesure du rendement des turbines hydrauliques

(Méthode thermométrique).

On peut, à cet égard, envisager l'emploi d'une nouvelle méthode, dont la réalisation pratique ne met en jeu qu'une mesure d'échauffement suivant un mode opératoire déjà réalisé, à mettre tout à fait au point, des essais satisfaisants ayant déjà été exécutés à ce sujet.

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 :

$$(1) \quad P = QH \text{ kgm/sec.}$$

En admettant que les diverses pertes d'énergie dans cette turbine se transforment intégralement en chaleur, évacuée par l'eau elle-même (sous réserve de justification ultérieure), l'échauffement de l'eau (différence entre la température  $\theta_2$  de l'eau à la sortie, et celle  $\theta_1$  à l'entrée de la turbine (en degrés centigrades) sera proportionnel aux pertes de puissance  $p$ , et l'on pourra écrire :

$$(1') \quad p = 425 Q (\theta_2 - \theta_1)$$

Le rendement sera alors :

$$\eta = \frac{P - p}{P} = \frac{QH - 425 Q (\theta_2 - \theta_1)}{QH}$$

Ou :

$$(2) \quad \eta = \frac{H - 425 (\theta_2 - \theta_1)}{H} = 1 - \frac{425 (\theta_2 - \theta_1)}{H} \text{ kgm/sec.}$$

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

La valeur du rendement est ainsi obtenue (1) instantanément, par une lecture de différence de température, et une lecture de pression manométrique.

Pour évaluer l'ordre de grandeur de cet échauffement, imaginons que nous ayons affaire à une chute de 300 mètres, et une turbine ayant environ 0,80 de rendement. L'échauffement de l'eau sera :

$$\theta_2 - \theta_1 = \frac{p}{425 \cdot Q} = \frac{0,20 \cdot QH}{425 \cdot Q} = \frac{0,20 \cdot H}{425}$$

$$\theta_2 - \theta_1 = \frac{0,20 \times 0,30}{425} = 0,144$$

Il faudrait donc disposer de thermomètres, simples ou différentiels, sensibles à des différences de température de l'ordre du centième de degré, avec une précision suffisante.

Cela est déjà réalisable avec des thermomètres existants, convenablement étudiés et perfectionnés.

L'emploi des couples thermo-électriques (*fer constantan*) de grande sensibilité permet également de réaliser avec précision cette mesure différentielle.

Lorsque l'eau n'est pas pure, parfois même très sablonneuse, quelques rectifications sont à apporter à la formule (1).

Si  $\delta$  est la densité de l'eau sablonneuse, et  $c$  sa capacité thermique spécifique, on a :

(1)<sup>1</sup> puissance-eau :

$$P = Q\delta H \text{ kgm/sec.}$$

(1')<sup>1</sup> pertes :

$$p = 425 Q\delta c (\theta_2 - \theta_1) \text{ kgm/sec.}$$

(2)<sup>1</sup> rendement :

$$\eta = \frac{Q\delta H - 425 Q\delta c (\theta_2 - \theta_1)}{Q\delta H} = 1 - \frac{425 c (\theta_2 - \theta_1)}{H}$$

Or, le manomètre indique  $\delta H$ , et non  $H$ ; on prendra pour  $H$  la hauteur de chute réelle, lue au manomètre quand l'eau est pure, et bien connue à l'usine.

Quant à la capacité thermique spécifique  $c$  de cette eau, une mesure très simple permet de la déterminer, par rapport à celle de l'eau pure, et d'en tenir compte dans le calcul de  $\eta$  d'après la formule (2).

### Remarque.

*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).

*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, (si  $\theta'_2$  est la température de l'eau calme sous-tirée) :

$$\eta' = 1 - \frac{425 (\theta'_2 - \theta_1)}{H} = 0$$

d'où :  $\theta'_2 - \theta_1 = \frac{H}{425}$

pour  $H = 300^m$  ;  $\theta'_2 - \theta_1 = 0^{\circ},707$

On peut, au moyen de cette remarque, soit contrôler les autres mesures, soit connaissant  $\theta'_2$  en déduire  $\theta_1$  pour évaluer ensuite  $\theta_2 - \theta_1$  de la turbine, si l'on ne peut mesurer  $\theta_1$  (fig. 1).

Soit  $H_m$  la pression manométrique en charge.

Par conséquent, connaissant  $\theta'_2$  et  $\theta_2$ , 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, comme 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

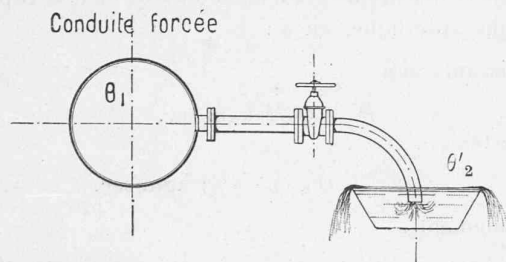


Fig. 1.

(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  $\delta$  est la densité de l'eau sablonneuse, et  $c$  sa capacité thermique, la formule du rendement devient :

$$(2') \quad \eta = 1 - \frac{425 \cdot c \cdot (\theta_2 - \theta_1)}{H} = 1 - \frac{425 \cdot c \cdot \delta \cdot (\theta_2 - \theta_1)}{H_m \text{ lue au manomètre}}$$

$H$  étant la hauteur de chute réelle, c'est-à-dire :

$$H = \frac{\text{pression manométrique}}{\delta}$$

agissant sur la turbine.

Les facteurs de correction  $c$  et  $\delta$  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 :  $p = 425 \cdot c \cdot \delta \cdot (\theta_2 - \theta_1) Q$

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

$$\text{Rendement : } \eta = \frac{P - p}{P} = \frac{Q\delta H \cdot 425 \cdot c \cdot Q \cdot (\theta_2 - \theta_1) \delta}{Q \cdot \delta \cdot H}$$

$$\eta = 1 - \frac{425 \cdot c \cdot (\theta_2 - \theta_1) \delta}{\delta H}$$

$$\eta = 1 - \frac{425 \cdot c \cdot \delta \cdot (\theta_2 - \theta_1)}{H' \text{ m lue au manomètre}}$$

ou encore, si l'on connaît  $\theta'_2$  (définie comme précédemment), soit la température de détente dans un récipient sans travail mécanique et  $\theta_2$  au canal de fuite :

$$\eta = \frac{425 \cdot c \cdot \delta \cdot (\theta'_2 - \theta_2)}{H' \text{ m lue au manomètre}}$$

*Justification de la méthode thermométrique.* — Etant ainsi rappelé que l'on peut mesurer avec assez de précision d'aussi faibles différences de températures, il reste à 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.

En effet, ces pertes sont les suivantes :

1<sup>o</sup> Pertes par brassage et frottement de l'eau sur les aubes ; fuites, remous et tourbillons. Ces pertes chauffent intimement l'eau, d'une part, superficiellement la roue de turbine et les parois, d'autre part. Mais en raison du contact intime de la turbine avec l'eau, on a toutes raisons d'admettre que c'est l'eau qui finalement emporte la chaleur dégagée sur la turbine par ces frottements, et de même pour la ventilation de la roue.

Etant donnée la faible élévation de température de l'eau, il n'y a pas 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 au travers de la turbine, d'une quantité appréciable, vu l'immense capacité thermique de l'eau débitée par seconde.

2<sup>o</sup> 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, parce que toutes les poussières ou 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 certain que c'est encore l'eau qui emporte intégralement cette quantité de chaleur éventuelle.

3<sup>o</sup> Pertes par frottements dans les paliers de la turbine. C'est la seule partie des pertes dont la chaleur ne soit pas emportée par l'eau intégralement. Néanmoins, comme elle ne constitue qu'une faible portion des pertes totales (de laquelle portion la plus grande partie est quand même emportée par l'eau, qui joue le rôle de réfrigérant du palier par l'intermédiaire de l'arbre de la roue), on peut négliger, semble-t-il, cette cause d'erreur, vu que le rayonnement des paliers dans l'ambiance est en fait très faible, et l'on peut d'ailleurs y faire passer une cir-

culution d'eau se rejetant dans le canal de fuite, si l'on y tient à la rigueur.

Quelques objections nous ont été présentées :

On a émis en particulier la crainte de voir une partie des pertes dans la turbine, échapper à la mesure, par exemple les pertes provenant de la vitesse restante, lorsque l'eau quitte les aubes des turbines. Les constructeurs spécialistes ne semblent pas très inquiets sur l'importance de ces pertes par rapport aux autres. Du reste elles sont certainement englobées dans les pertes totales qui se traduisent finalement par une lecture thermométrique.

Elles chauffent l'eau au même titre que les autres pertes, dans la turbine même, et comme l'on mesure la température de l'eau dans le canal de fuite, là où elle est calmée, l'on tient compte de cet échauffement partiel dû à la vitesse restante, à la sortie des aubes, qui s'amortit dans la turbine et en amont du thermomètre. Donc, à cet égard, la méthode semble rigoureuse.

Certains physiciens ont paru craindre que la mesure des différences de température, de l'ordre de  $1/10$  à  $1/100$  de degré, présente de graves difficultés.

Nous avons exécuté un grand nombre de mesures déjà, dont on trouvera le détail dans la revue *La Houille blanche*<sup>1</sup>. Nous avons pu constater que ces mesures de différences de température sont faciles et précises, pourvu que l'on dispose d'instruments étudiés dans ce but.

On ne mesure pas des micro-ampères avec un ampèremètre de tableau, et pourtant un galvanomètre sensible permet de le faire avec précision, pourvu que le courant soit bien fixe. Or ici les températures sont aussi bien fixes et bien déterminées, en raison des masses d'eau mises en jeu et de la grande capacité thermique de celle-ci.

Une autre objection a été faite sur la transmission de chaleur de la salle des machines à l'eau, à travers les turbines et les tuyaux. Cette objection repose sur un principe exact, et il résulte de cette transmission une cause d'erreur dans la méthode; heureusement cette erreur semble se traduire par des valeurs relatives, très faibles. En effet, on peut évaluer numériquement le nombre de calories passant par seconde à travers les enveloppes métalliques, dont la surface externe (la salle) est par hypothèse à 20° environ au-dessus de la température de l'eau (35°-15°). L'échauffement du débit d'eau passant par seconde dans ces enveloppes est tellement petit relativement, qu'il n'influe pas sur les mesures.

Il faut tenir compte en effet que les deux faces des enveloppes ne sont pas soumises à une différence de température de 20° : la face externe des enveloppes est presque à la même température que l'eau, et se trouve isolée du restant de la salle par une couche d'air froid, mince et immobile, très isolante.

De même, dans le canal de fuite, on ne trouve pas, quand l'eau circule à grand débit, une différence de température sensible, entre le centre et la zone avoisinant le

périmètre mouillé. Il faut presque toucher la paroi pour y déceler une température un peu différente, parce que l'eau y est à peu près immobile.

En résumé, pour les raisons ci-dessus développées, en raison de la rapidité de circulation de l'eau dans la turbine et de sa faible différence de température avec l'ambiance, *terre* ou *air*, en régime établi, l'hypothèse que l'eau emporte toute la chaleur provenant des pertes semble bien justifiée, et jusqu'ici les essais faits, non pas incomplets, mais qui nécessitent encore d'être appuyés par de nouvelles séries d'expériences, paraissent le confirmer.

Dans le cas où cette méthode serait reconnue, à la suite des essais que nous poursuivons, utilisable dans un champ suffisamment large, elle pourrait s'appliquer de même évidemment à l'évaluation du rendement d'une pompe, centrifuge ou autre, en tenant compte, bien entendu, de la capacité thermique et de la densité du liquide en jeu.

L. BARBILLION et A. POIRSON.

## DIVERS

### Le canal latéral au Rhin.

Comme suite à la note sur le projet de concession de l'usine de Kembs, que nous avons publiée dans notre numéro du 24 décembre dernier, nous reproduisons ci-dessous, d'après le *Journal d'Alsace et de Lorraine* du 31 décembre, la résolution adoptée par la commission centrale du Rhin.

Après avoir pris connaissance du rapport du 9 juillet 1921 de la sous-commission chargée d'examiner le projet de canal latéral au Rhin, communiqué par la France en exécution de l'article 358 du traité de Versailles, la commission centrale pour la navigation du Rhin constate que la France est disposée à accepter les conditions suivantes qui ne visent que la section de Huningue à Kembs.

1° *Tirant d'air*. — Le tirant d'air au-dessous des ouvrages, tant dans le canal que dans les passes navigables du barrage dans le Rhin, sera de sept mètres au minimum lorsque le niveau des eaux atteindra la cote trois mètres (3 mètres) au limni-mètre de Bâle actuel.

2° *Mouillage d'ancre*. — Dans le canal projeté, les bateaux devront pouvoir mouiller l'ancre d'une manière efficace, les dispositions nécessaires devront être prises à cet effet. Notamment, là où un bétonnage du fond sera reconnu nécessaire, le béton sera recouvert d'une couche de sable ou de gravier suffisante pour permettre aux ancres de mordre.

Si, au cours de l'exploitation, l'épaisseur de la couche de sable ou de gravier adoptée par la France était reconnue comme insuffisante par la Commission centrale pour la navigation du Rhin, la France s'engage à augmenter cette épaisseur dans la mesure nécessaire.

3° *Programme d'exécution des travaux*. — Le canal éclusé devra être utilisable par les convois avant que l'exécution des travaux de construction du barrage dans le Rhin commence à gêner la navigation; l'achèvement de ces travaux sera poursuivi de telle sorte qu'à aucun moment la navigation ne soit entravée par leur exécution.

4° *Nombre et dimensions des écluses*. — La longueur utile de l'écluse au projet français sera portée à 185 m. Cette écluse sera complétée par une deuxième écluse accolée, de même largeur utile de 25 m. et de 100 m. de longueur utile au moins.

A. — L'allongement d'une des écluses à 270 mètres de longueur utile devra être réalisé lorsque la proportion de convois montants se présentant aux écluses et ne pouvant pas passer dans une seule éclusée, aura dépassé 25 % du nombre de

<sup>1</sup> *La Houille Blanche*, novembre, décembre 1920 et septembre, octobre 1921.