

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 43 (1917)
Heft: 21

Artikel: Turbines à vapeur multiples à action
Autor: Colombi, Ch.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-33188>

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: 11.01.2026

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

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Réd.: Dr H. DEMIERRE, ing.
2, Valentin, Lausanne

Paraissant tous les
15 jours

ORGANE EN LANGUE FRANÇAISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES

SOMMAIRE. — *Turbines à vapeur multiples à action*, par Ch. Colombi, ingénieur (suite.) — *Emposieux de La Chaux-de-Fonds*, par J. Curti, ingénieur (suite). — La distillation du goudron. — La Houille blanche et la Métallurgie, par G. Flusin, professeur à l'Université de Grenoble (suite). — *Bibliographie*.

Turbines à vapeur multiples à action

par CH. COLOMBI, ingénieur,
professeur à l'Ecole d'Ingénieurs de l'Université de Lausanne.

(Suite¹.)

Cette méthode de démonstration a pour elle l'avantage de sa généralité d'une part et, d'autre part, celui de permettre, comme nous l'avons constaté, une représentation graphique simple et évidente des phénomènes. Par contre, elle ne nous donne pas une relation entre les rendements réels des éléments de la turbine multiple, le rendement global η_i de celle-ci et les quantités représentées dans le diagramme des vitesses de chaque turbine élémentaire. Une relation de ce genre serait cependant bien utile pour les calculs de prédétermination du nombre d'étages d'une turbine multiple par exemple, pour ne citer qu'un parmi les nombreux problèmes qui peuvent se présenter; c'est pourquoi nous allons chercher à l'établir tout en comparant les deux cas de récupération que nous avons mentionnés au début de ces lignes.

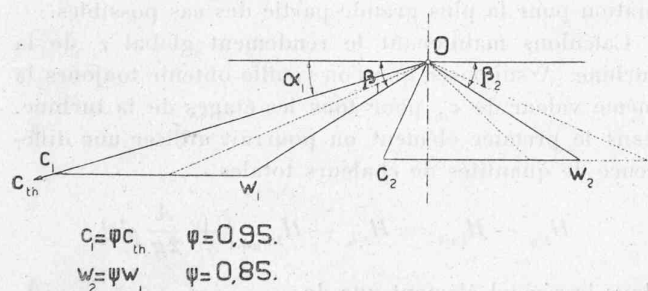


Fig. 3.

Diagramme des vitesses d'une turbine élémentaire.

La figure 3 représente le diagramme des vitesses d'une turbine élémentaire (à action, bien entendu). Nous avons désigné par c_{th} la vitesse théorique, et par c_1 la vitesse réelle de la vapeur à la sortie des tuyères (aubes directrices). Nous savons que $c_1 < c_{th}$ et posons $c_1 = \varphi c_{th}$. La somme géométrique de la vitesse c_1 et de la vitesse périphérique mesurée au diamètre moyen des aubes mobiles, que nous désignerons par u et qui est représentée dans le diagramme par un segment de

droite horizontale, nous donne la vitesse ω_1 relative d'entrée dans les aubes mobiles; u sera donc défini par le segment compris entre les extrémités de c_1 et de ω_1 . Pour des raisons que nous avons exposées, la vitesse relative de sortie des aubes mobiles ω_2 est plus faible que ω_1 . Posons ici encore $\omega_2 = \psi \omega_1$. La somme géométrique de ω_2 et de u donne la vitesse absolue de sortie de la turbine élémentaire, vitesse que nous désignons par c_2 . Les pertes dont nous avons à tenir compte dans nos calculs peuvent s'exprimer comme suit :

pour une turbine élémentaire quelconque, en calories :

$$\text{pertes dans les tuyères} \quad \frac{A}{2g} (c_{th}^2 - c_1^2);$$

$$\text{pertes dans les aubes mobiles} \quad \frac{A}{2g} (\omega_1^2 - \omega_2^2);$$

$$\text{perte par énergie cinétique restante (transformée ou non en chaleur)} \quad \frac{A}{2g} c_2^2.$$

La connaissance de ces pertes va nous permettre d'établir le bilan énergétique de chaque turbine élémentaire.

Pour le premier élément, en admettant une vitesse nulle d'entrée de la vapeur dans les tuyères, l'énergie fournie à l'élément même et que celui-ci transformerait intégralement en travail mécanique si les pertes étaient

$$\text{nulles, est : } H_{2/0} - H'_{2a/1} = \frac{A}{2g} c_{th}^2.$$

La somme des pertes pour ce premier élément, considéré comme isolé, est :

$$\Pi_1 = \frac{A}{2g} \{ (c_{th}^2 - c_1^2) + (\omega_1^2 - \omega_2^2) \} + \frac{A}{2g} c_2^2$$

Le travail réellement fourni aux aubes par l'élément en question est :

$$\mathcal{T}_1 = (H_{2/0} - H'_{2a/1}) - \Pi_1$$

et son rendement :

$$\eta_1 = 1 - \frac{\Pi_1}{H_{2/0} - H'_{2a/1}} = 1 - \frac{\Pi_1}{\frac{A}{2g} c_{th}^2}$$

Pour le second élément l'énergie fournie à la turbine, en supposant qu'une partie de la vitesse $(c_2)_1$ de sortie de la première turbine élémentaire soit utilisée comme

¹ Voir numéro du 22 septembre 1917, p. 485.

vitesse d'entrée $(c_0)_2$ dans les tuyères de la seconde, est

$$H_{2/1} - H_{2a/2} + \frac{A}{2g} (c_0)_2^2 = \frac{A}{2g} (c_{th})_2^2$$

soit, avec $(c_0)_2 = \rho (c_2)_1$:

$$H_{2/1} - H_{2a/2} + \frac{A}{2g} \rho^2 (c_2)_1^2 = \frac{A}{2g} (c_{th})_2^2$$

donc

$$\mathcal{T}_2 = \frac{A}{2g} (c_{th})_2^2 - \Pi_2$$

ou Π_2 représente la somme des pertes dans le second élément.

Si les diagrammes des vitesses des deux éléments 1 et 2 sont identiques: $\Pi_1 = \Pi_2$; $\mathcal{T}_1 = \mathcal{T}_2$

donc aussi
$$\eta_2 = \eta_1 = 1 - \frac{\Pi_2}{\frac{A}{2g} c_{th}^2}$$

En général, pour une turbine désignée par n , on aurait:

$$\mathcal{T}_n = \frac{A}{2g} (c_{th})_n^2 - \Pi_n$$

$$\Pi_n = \frac{A}{2g} \{ (c_{th})_n^2 - (c_1)_n^2 + (\omega_1)_n^2 - (\omega_2)_n^2 \} + \frac{A}{2g} (c_2)_n^2$$

$$\eta_n = 1 - \frac{\Pi_n}{\frac{A}{2g} (c_{th})_n^2}$$

avec, en outre:

$$\frac{A}{2g} (c_{th})_n^2 = \{ H_{2/n} - H_{2a/n+1} \} + \frac{A}{2g} \rho^2 (c_2)_{n-1}^2$$

Si tous les diagrammes des différents éléments sont identiques il est évident que les travaux, les rendements réels que nous venons de calculer, les pertes et les vitesses théoriques, etc. sont aussi les mêmes pour tous les éléments. Ainsi que nous venons de le dire, les rendements calculés en dernier lieu pour chaque élément et désignés en général par η_n (pour les distinguer de ceux définis par l'équation 3) sont les *rendements réels* de chaque élément. Il y a donc une différence primordiale entre ces deux quantités η_n et η'_n . Cependant on peut montrer qu'elles ne sont pas indépendantes l'une de l'autre. Nous avons supposé que c_2 d'une turbine élémentaire quelconque était utilisé plus ou moins complètement comme c_0 dans la suivante; nous avons une portion de la vitesse de sortie $(1 - \rho) c_2$ qui est transformée en chaleur et se traduit par une majoration de la quantité de chaleur totale contenue dans l'unité de poids de vapeur sortant de la turbine élémentaire considérée. Cette augmentation est donnée par

$$\frac{A}{2g} (1 - \rho)^2 c_2^2$$

Nous avons donc comme différence réelle des quantités totales de chaleur contenues dans l'unité de poids de la

vapeur entre l'amont et l'aval de la turbine élémentaire:

$$H_{2/n} - H_{2a/n+1} - \frac{A}{2g} \{ (c_{th}^2 - c_1^2) + (\omega_1^2 - \omega_2^2) \} - \frac{A}{2g} (1 - \rho)^2 c_2^2$$

et le rendement apparent calculé ci-dessus devient:

$$\eta'_n = 1 - \frac{\frac{A}{2g} \{ (c_{th}^2 - c_1^2) + (\omega_1^2 - \omega_2^2) + (1 - \rho)^2 c_2^2 \}}{H_{2/n} - H_{2a/n+1}}$$

$$= 1 - \frac{c_{th}^2 - c_1^2 + \omega_1^2 - \omega_2^2 + (1 - \rho)^2 c_2^2}{c_{th}^2 - \rho c_2^2}$$

Le rendement réel étant:

$$\eta_n = 1 - \frac{c_{th}^2 - c_1^2 + \omega_1^2 - \omega_2^2 + c_2^2}{c_{th}^2}$$

ces deux expressions sont identiques pour $\rho = 0$, donc pour le cas où la vitesse restante de la turbine n n'est pas utilisée comme vitesse d'entrée dans les tuyères de la turbine $n + 1$.

Le cas particulier auquel nous avons fait allusion lorsque nous avons calculé l'équation (5) apparaît maintenant sans difficulté. En effet, pour que nous ayons $H_{2/n} - H_{2a/n+1}$ constant le long de toute la turbine avec η'_n également constant il est en général indispensable que $\rho = 0$. Si tel n'est pas le cas, le premier étage de la turbine nécessite une différence de quantités de chaleurs totales plus grande que la différence utilisée dans les étages successifs de la turbine. Les deux conditions posées sont, en quelque sorte, exclusives l'une de l'autre, et par suite l'équation (5) ne représente qu'une approximation pour la plus grande partie des cas possibles.

Calculons maintenant le rendement global η_i de la turbine. A supposer que l'on veuille obtenir toujours la même valeur de c_{th} pour tous les étages de la turbine, dans le premier élément on pourrait utiliser une différence de quantités de chaleurs totales

$$H_{2/0} - H_{2a/1} = H_{2/n} - H_{2a/n+1} + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2$$

dans le second élément une de

$$H_{2/n} - H_{2a/n+1}$$

ainsi que le troisième, le n^{me} , etc.

La somme de toutes les quantités de chaleur ainsi définies est:

$$\Sigma (H_{2/x} - H_{2a/x+1}) = \Sigma (H_{2/n} - H_{2a/n+1}) + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2$$

tandis que la somme des quantités de chaleur converties en travail mécanique est:

$$(H_{2/0} - H_{2/1}) + (H_{2/1} - H_{2/2}) + \dots + (H_{2/2-1} - H_{2/2})$$

$$= H_{2/0} - H_{2/2}$$

Mais les différents termes de cette somme peuvent s'écrire aussi :

$$\left. \begin{aligned} (H_{2/0} - H_{2/1}) &= (H_{2/0} - H_{2a/1}) - \Pi_1 + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2 \\ (H_{2/1} - H_{2/2}) &= (H_{2/1} - H_{2a/2}) - \Pi_2 + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2 \\ &\dots \dots \dots \\ \text{etc.} &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\}$$

avec, en outre,

$$\Pi_1 = \Pi_2 = \dots = \Pi$$

Ces quantités représentent, en calories, les travaux fournis par chaque élément de la turbine multiple; leur forme s'explique très facilement. Pour le premier élément, en effet, l'énergie cinétique $\frac{A}{2g} c_m^2$ doit être obtenue entièrement par la transformation de l'énergie potentielle disponible; le terme $\frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2$ de $H_{2/0} - H_{2a/1}$ représente donc une certaine énergie potentielle. Pour les éléments suivants par contre l'énergie potentielle disponible, pour chaque turbine élémentaire, est donnée par $H_{2/n} - H_{2a/n+1}$ tandis que $\frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2$ se trouve déjà sous forme d'énergie cinétique à l'entrée de l'élément. La somme de toutes ces quantités représente le travail total fourni par la turbine multiple soit :

$$\mathcal{T}_t = z \left\{ (H_{2/n} - H_{2a/n+1}) + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2 - \Pi \right\} + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2$$

Ce travail, comme le montre l'équation trouvée, est simplement la somme de toutes les quantités de chaleur de la forme $H_{2/n} - H_{2a/n+1}$ dont la valeur peut être déduite des indications du diagramme entropies-températures ou d'autres diagrammes dérivés de celui-ci. Nous pouvons maintenant calculer le rendement global interne de la turbine :

$$\eta_i = \frac{z \left\{ (H_{2/n} - H_{2a/n+1}) + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2 - \Pi \right\} + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2}{H_{2/0} - H'_{2a/z}} \quad (6)$$

Cette expression peut se modifier en substituant au terme $z(H_{2/n} - H_{2a/n+1})$ une quantité dans laquelle entre la différence $(H_{2/0} - H'_{2a/z})$.

L'équation (2) nous donne :

$$\begin{aligned} \sum_1^z (H_{2/n} - H_{2a/n+1}) &= \sum_1^z (H'_{2a/n} - H'_{2a/n+1}) \\ &+ \sum_1^z s = (H_{2/0} - H'_{2a/z}) + \sum_1^z s \end{aligned}$$

mais dans notre cas

$$\sum_1^z (H_{2/n} - H_{2a/n+1}) = z (H_{2/n} - H_{2a/n+1}) + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2$$

donc :

$$z (H_{2/n} - H_{2a/n+1}) + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2 = (H_{2/0} - H'_{2a/z}) + \sum_1^z s$$

Cette dernière valeur introduite dans l'équation (6) donne :

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{(H_{2/0} - H'_{2a/z}) + \sum_1^z s + z \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2 - z\Pi}{(H_{2/0} - H'_{2a/z})} \\ \eta_i &= 1 + \frac{\sum_1^z s}{H_{2/0} - H'_{2a/z}} + \frac{z \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2}{H_{2/0} - H'_{2a/z}} - \frac{z\Pi}{H_{2/0} - H'_{2a/z}} \dots \dots (7) \end{aligned}$$

Il est facile de voir que cette équation pour $\rho = 0$ devient tout simplement la (5) trouvée auparavant, mais ce qui importe principalement c'est qu'elle nous montre :

1) que le rendement interne de la turbine multiple diminue lorsque les pertes Π de chaque élément augmentent;

2) que cette diminution du rendement est compensée, au moins partiellement, par la récupération qui peut être faite soit sous forme de chaleur $\sum_1^z s$ soit sous forme d'énergie cinétique $\frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2$.

Ces résultats concordent naturellement, comme nous l'avons dit au début de ces lignes, avec ceux énoncés par M. le professeur Stodola, quoique obtenus au moyen de calculs différents et conduits de façon à mettre, autant que possible, en évidence les différents facteurs qui influent sur le résultat final.

Nous allons maintenant appliquer nos calculs à la recherche de relations générales dont nous avons déjà indiqué l'utilité.

Posons

$$\Pi = \mu \frac{A}{2g} c_{th}^2 \quad \text{et} \quad \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2 = \nu \frac{A}{2g} c_{th}^2$$

nous savons en outre que

$$(H_{2/n} - H_{2a/n+1}) + \frac{A}{2g} \rho^2 c_2^2 = \frac{A}{2g} c_{th}^2$$

donc, d'après la (6) :

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{A}{2g} \cdot \frac{z(c_{th}^2 - \mu c_{th}^2) + \nu c_{th}^2}{H_{2/0} - H'_{2a/z}} = \frac{A}{2g} \cdot c_{th}^2 \cdot \frac{z(1 - \mu) + \nu}{H_{2/0} - H'_{2a/z}} \\ \eta_i &= \frac{c_{th}^2}{8380} \cdot \frac{z \cdot \eta_n + \nu}{H_{2/0} - H'_{2a/z}} \dots \dots \dots (8) \end{aligned}$$

puisque $(1 - \mu)$ ne représente pas autre chose que le rendement réel d'un élément de la turbine.

Notons que l'équation (8) peut se mettre aussi sous la forme

$$\eta_i = z \cdot c_{th}^2 \cdot \frac{\eta_n + \frac{\nu}{z}}{8380 (H_{2/0} - H'_{2a/z})} \dots \dots \dots (9)$$

laquelle met en évidence le produit $z c_{th}^2$, tandis que le second facteur du membre de droite contient principalement des quantités données par l'étude générale du problème ou imposées par la forme choisie du ou des diagrammes des vitesses.

D'autre part, nous avons :

$$z \frac{A}{2g} c_{th}^2 = z (H_{2/n} - H_{2a/n+1} + \nu \frac{A}{2g} c_{th}^2)$$

soit

$$\begin{aligned} z \frac{A}{2g} c_{th}^2 (1 - \nu) &= z (H_{2/n} - H_{2a/n+1}) \\ &= (H_{2/0} - H'_{2a/z}) + \sum_1^z s - \nu \frac{A}{2g} c_{th}^2 \end{aligned}$$

ou encore en exprimant la somme des surfaces s par σ

$$(H_{2/0} - H'_{2a/z}) + \sum_1^z s = (H_{2/0} - H'_{2a/z}) (1 + \sigma)$$

c'est-à-dire en $\sigma/0$ de la différence $(H_{2/0} - H'_{2a/z})$, nous obtenons :

$$\frac{A}{2g} c_{th}^2 \left\{ (1 - \nu) z + \nu \right\} = (H_{2/0} - H'_{2a/z}) (1 + \sigma)$$

soit avec $c_{th}^2 \cdot z$ en évidence

$$\frac{A}{2g} c_{th}^2 z \left\{ (1 - \nu) + \frac{\nu}{z} \right\} = (H_{2/0} - H'_{2a/z}) (1 + \sigma)$$

Posons finalement pour simplifier

$$(H_{2/0} - H'_{2a/z}) = \Delta H_{2a.t.}$$

et nous pouvons écrire le système d'équations suivant :

$$\left. \begin{aligned} z \cdot c_{th}^2 \left(r_n + \frac{\nu}{z} \right) &= 8380 \cdot \Delta H_{2a.t.} \cdot r_i \\ z \cdot c_{th}^2 \left(1 - \nu + \frac{\nu}{z} \right) &= 8380 \cdot \Delta H_{2a.t.} \cdot (1 + \sigma) \end{aligned} \right\} (10)$$

(A suivre.)

Emposieux de la Chaux-de-Fonds.

Notice sur les travaux de désobstruction des Emposieux de la Ronde, et des installations de dépotoirs pour la décantation des eaux d'égout,

par J. CURTI, ingénieur.

(Suite)¹

Dépotoirs.

Dès l'instant où nous nous trouvons en présence des deux gouffres et deux galeries distinctes, le problème de l'installation des dépotoirs était considérablement simplifié (fig. 3).

Le bureau technique des Travaux publics procéda à l'étude de divers avant-projets de dépotoirs destinés à recevoir tous les matériaux lourds ainsi que les corps flottants charriés par les eaux du grand collecteur de la Ville.

On s'arrêta au projet d'un grand et d'un petit dépotoir qui a reçu l'approbation de la Commission des Travaux publics et du Conseil Communal. Un nouveau crédit de Fr. 50 000 fut accordé par le Conseil Général pour l'exécution de ces grands travaux.

¹ Voir numéro du 6 octobre 1917, p. 193.



Fig. 4. — Gouffre de l'Ancienne Scierie et canal provisoire.

Pour éviter le déversement des eaux-vannes dans la Combe des Moulins, un nouveau canal boisé, provisoire, (fig. 4) reliant le collecteur au gouffre de l'Ancienne Scierie a été creusé dans la roche et depuis septembre 1915 jusqu'en mars 1916, les eaux se déversaient par ce nouvel orifice, ce qui a permis de construire le petit dépotoir avec la galerie voûtée conduisant au puits situé à l'angle des Anciens Abattoirs. Ces travaux terminés, les eaux furent de nouveau dirigées dans la première galerie souterraine en passant par le petit dépotoir et l'on procéda à la construction du grand dépotoir avec deux galeries voûtées.

Petit dépotoir (fig. 5). Le petit dépotoir mesure 3 m. 50 sur 7 m. de longueur et 5 m. de profondeur, le premier canal voûté, 2 m. d'ouverture sur 2 m. 50 de hauteur et 21 m. de longueur jusqu'au grand puits. Cette galerie construite entièrement en béton de ciment Portland mesure à la clef 35 cm. d'épaisseur, aux reins 50 cm. et 80 cm. aux naissances.

Le grand puits de 28 m. situé à l'extrémité de cette première galerie voûtée a dû être consolidé dans sa partie en terre jusqu'à 10 m. de profondeur au moyen d'une ceinture de béton de 3 m. 50 sur 3 m. 50 d'espace libre et 1 m. d'épaisseur sur 6 m. de hauteur. Pour remplacer le boisage très difficile à exécuter et très coûteux, nous avons élevé une paroi en briques de scories, derrière la-