

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 44 (1918)
Heft: 10

Artikel: Turbines à vapeur multiples à action
Autor: Colombi, Ch.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-34027>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 15.10.2024

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

BULLETIN TECHNIQUE

DE LA SUISSE ROMANDE

Réd. : D^r 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). — Machines pour la motoculture (suite et fin). — Concours pour l'étude d'un bâtiment destiné à remplacer celui dit « des concierges », Cité-Devant, à Lausanne. — Carnet des concours.

Turbines à vapeur multiples à action

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

(Suite¹.)

Dans la figure 7, nous avons indiqué différentes courbes de rendement en fonction du rapport $\frac{u}{c_1}$. Ces courbes sont :

$$\eta_i = \eta_n \quad (\text{Courbe 1}) \text{ soit } \sigma = 0 \quad \rho = 0 \quad z = \infty$$

$$\eta_i' = \eta_n \frac{1}{1 - \gamma} \quad (\text{Courbe 2}) \text{ soit } \sigma = 0 \quad \rho = 1 \quad z = \infty$$

$$\eta_i'' = \eta_n (1 + \sigma) \quad (\text{Courbe 3}) \text{ soit } \sigma > 0 \quad \rho = 0 \quad z = \infty$$

$$\eta_i''' = \frac{\eta_n + \frac{\gamma}{z}}{1 - \gamma + \frac{\gamma}{z}} (1 + \sigma) \quad (\text{Courbe 4}) \text{ soit } \sigma > 0 \quad \rho = 1 \quad z = 10$$

$$\eta_i'''' = \frac{\eta_n + \frac{\gamma}{z}}{1 - \gamma + \frac{\gamma}{z}} \quad (\text{Courbe 5}) \text{ soit } \sigma = 0 \quad \rho = 1 \quad z = 10$$

Cette dernière courbe a été tracée dans le but d'établir un parallèle exact entre les deux cas $z = 10$ caractérisés par $\rho = 1$, $\sigma = 0$ l'un, et par $\rho = 1$, $\sigma > 0$ l'autre.

Les conclusions que nous avons tirées auparavant de l'examen de la figure 4 (comparaison des courbes 1 et 2) sont naturellement confirmées par l'étude de la figure 7, aussi n'insistons-nous pas sur cet argument. Par contre les comparaisons des courbes 1-3, 2-4, 2-5, 4-5 sont intéressantes, et nous allons les établir successivement.

Courbes 1-3. — La différence entre les ordonnées de ces courbes nous donne l'amélioration de rendement due à la récupération d'une partie des pertes qui se manifestent dans chaque élément de la turbine multiple, récupération ayant lieu sous forme de chaleur (surface s du diagramme entropie-température de la figure 2). C'est, somme toute, l'influence de σ qui est mise en évidence par la comparaison entre les deux courbes susmentionnées : on constate qu'elle n'est, en valeur abso-

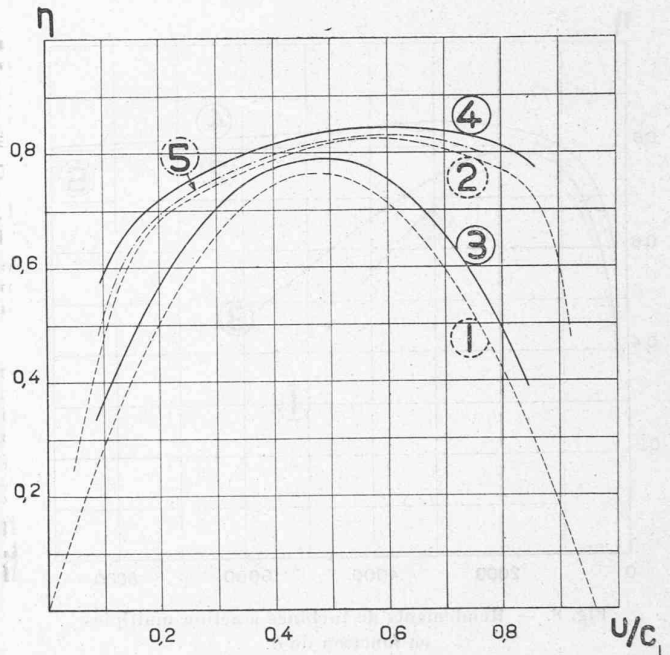


Fig. 7. — Rendements de turbines à action multiples en fonction de $\frac{u}{c_1}$.

lue, pas très importante, n'atteignant que quelques 0/10 et surtout qu'elle n'entraîne pas de modification dans l'allure générale de la courbe de rendement qui reste semblable à celle de la courbe primitive 1.

Courbes 2-4. — La différence des ordonnées de ces deux courbes donne, ici aussi, mais pour $\rho = 1$, l'augmentation de rendement due à σ , soit à la récupération partielle des pertes provenant des frottements, sous forme de chaleur. Toutefois, dans le tracé de ces deux courbes, il a été tenu compte de z d'une façon non uniforme. En effet, la courbe 2 a été tracée pour $z = \infty$, tandis que la courbe 4 est calculée avec $z = 10$. La comparaison ne peut donc, en toute rigueur, pas être considérée comme donnant des résultats exacts.

Courbes 2-5. — Ces deux courbes, comme le montrent les équations qui ont servi à leur calcul, ne diffèrent que par le fait que pour la courbe 5 il a été tenu compte du nombre des étages de la turbine, tandis que la courbe 2 suppose z infiniment grand. Dans les deux cas cependant $\sigma = 0$. La différence des ordonnées renseigne donc simplement sur l'influence exercée par le

¹ Voir Bulletin technique 1918, page 77.

terme $\frac{\gamma}{z}$ qui intervient dans l'expression complète du rendement. On constate que cette influence est minime, et que, sans modifier la forme de la courbe de rendement par rapport à celle de la courbe primitive 2, elle tend, dans les limites considérées, à augmenter le rendement global interne de la machine.

Courbes 4-5. — La comparaison de ces deux courbes est de nature à nous renseigner très exactement sur l'influence de σ dans le cas $\rho = 1$, car les courbes en question sont toutes deux calculées avec $z = 10$, et ne

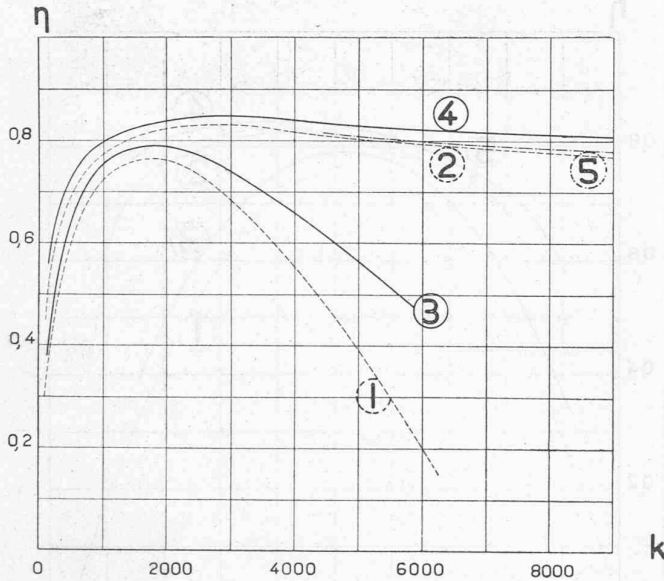


Fig. 8. — Rendements de turbines à action multiples en fonction de k .

diffèrent donc entre elles que par le fait que pour l'une (5) $\sigma = 0$, tandis que pour l'autre (4) $\sigma > 0$. On voit que dans ce cas, comme dans celui déjà étudié pour $\rho = 0$, l'influence de σ sur le rendement est relativement faible, qu'elle ne provoque aucun changement de la forme générale de la courbe de rendement par rapport à celle de la courbe primitive (la 5 dans le cas particulier), et que les améliorations dues à la récupération représentée par σ sont sensiblement moindres dans ce cas que dans celui caractérisé par $\rho = 0$, ce qui est du reste très compréhensible, car les pertes transformées en chaleur sont ici plus faibles, $\frac{A}{2g} c_2^2$ n'intervenant pas.

Les mêmes comparaisons peuvent être faites aussi sur la base des courbes de la *figure 8* qui donnent les rendements en fonction de k , courbes qui portent les mêmes numéros d'ordre que celles correspondantes de la *figure 7*.

Ces courbes de la *figure 8* nous montrent cependant autre chose encore, une particularité pratique intéressante que nous allons mettre en évidence au moyen d'un exemple qui complètera celui que nous avons traité au sujet des courbes de la *figure 5*. Nous avons trouvé, au moyen de la courbe 2, que pour réaliser la turbine

désirée il nous fallait $k = 1360$ avec $z = 10$ et $u = 173$ m/sec. le rendement global étant de 80 %. En partant maintenant de la courbe 4, qui tient compte de tous les facteurs qui modifient notre estimation primitive, nous arrivons, avec $k = 1360$, à un rendement global de 82 % qui nous fixe d'après la *figure 7* aussi

le rapport $\frac{u}{c_1}$ à adopter, soit la forme du diagramme

des vitesses. Il est clair que si nous ne possédions que la courbe 2 sans aucune correction, nous ne pourrions obtenir de notre calcul qu'une approximation qui nous obligerait, pour arriver à une solution définitive, à des tâtonnements, en vérité pas très nombreux, mais toujours inutiles. En effet, le rendement de 80 % est atteint déjà avec $k = 1000$, par conséquent en traçant dans le diagramme $H_2 - S$ la courbe de détente de notre turbine (courbe semblable à une de celles notées dans la *figure 6*) nous aurions atteint la pression finale avec moins que 10 étages, ce qui nous eut obligé à une nouvelle construction de la courbe de détente convenablement modifiée et ainsi de suite. Si la courbe 4 est connue d'emblée on peut arriver de suite au résultat exact, ou, dans tous les cas, très près de celui-ci. Mais cette courbe 4 dépend des valeurs de σ qui, à leur tour, sont influencées par des circonstances que nous avons appelées locales c'est-à-dire entr'autres par l'état initial de la vapeur en amont de la turbine. De la connaissance des courbes 2 ou 5 qui sont déterminées par la nature du diagramme des vitesses, nous ne pouvons donc pas déduire sans autre celle de la courbe 4. Toutefois il y a lieu de remarquer que rien ne nous empêche, en principe, de calculer, pour une série d'états initiaux de la vapeur, une série de courbes semblables à la courbe 4, en partant d'une courbe de base 2 donnée pour un diagramme des vitesses choisi. Ce serait la méthode qu'il faudrait suivre, par exemple, pour établir des barèmes d'un usage constant. Mais il y a encore une circonstance qui nous facilite au point de vue pratique; c'est simplement le fait que l'influence de σ dans les portions intéressantes de la courbe de rendement est non seulement relativement faible, mais surtout fort peu variable: l'amélioration de rendement due à la récupération des pertes représentée par σ se maintient, pour des états initiaux largement variables, par exemple, dans des limites qui ne s'écartent que peu de valeurs notées dans nos courbes. On peut donc déjà atteindre une approximation satisfaisante en se basant sur une courbe calculée pour un cas particulier (telle que celle désignée par 4) que l'on utiliserait pour d'autres cas, caractérisés par des conditions du fluide moteur sensiblement différentes. Ce que nous venons de dire pour les courbes 2, resp. 5 et 4, vaut aussi naturellement pour le cas des courbes 1 et 3 ($\rho = 0$). Il est évident qu'une étude détaillée de l'influence de la variabilité de σ présente un intérêt nullement négligeable, mais dans cette étude, nous avons voulu exposer la question sans entrer dans trop de détails, raison pour laquelle nous n'insis-

tons pas plus longuement sur celui auquel nous venons de faire allusion.

D'ailleurs d'autres questions de détail pourraient et devraient même être examinées systématiquement pour compléter en tous points l'exposé de principe que nous venons de faire. Rappelons, entr'autres, celle concernant l'influence de la variabilité du coefficient ψ , celle découlant de l'étude de l'influence de z , pour ne citer que des cas que les relations que nous avons établies mettent immédiatement en évidence. Toujours pour ne pas encombrer l'exposé de principe que nous avons en vue, nous négligeâmes, de propos délibéré, toutes ces questions secondaires; nous tenons cependant à observer derechef qu'aucune d'elles ne peut être considérée comme dénuée d'intérêt.

Machines pour la motoculture.

(Suite et fin)¹

Tracteur universel « Moline ».

De construction américaine, représenté en Suisse par *U. Ammann*, à Langenthal. Moteur à 4 temps, à 2 cylindres opposés. Course 150 mm., alésage 120 mm. Vitesse normale 1000 tours/min. Allumage par magnéto à haute tension. Graiss-

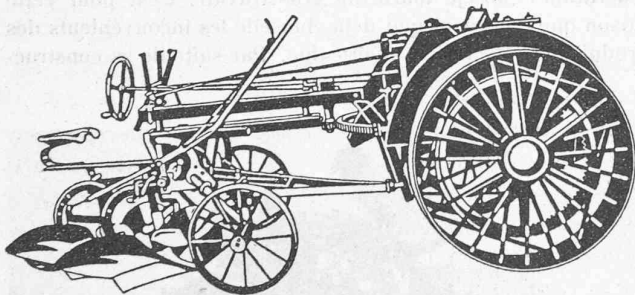


Fig. 1. — Tracteur universel *Moline*.

sage automatique à distribution forcée. Transmission de la force par embrayage conique, boîte de vitesse, différentiel et engrenages aux roues motrices. Réglage de la vitesse par régulateur à force centrifuge, entre 2 et 5 km. à l'heure. Cousinets à rouleaux, système Hyatt. Radiateur à nid d'abeilles, avec circulation d'eau par pompe à engrenages. Capacité du réservoir à essence 28 litres (fig. 1 et 2.)

Le moteur développe une puissance de 12 HP à la poulie et de 8 HP à la barre d'attelage. Les deux roues du tracteur sont à la fois motrices et directrices, les roues de l'engin remorqué (charrue) faisant corps avec le tracteur, ce qui facilite la direction et la marche arrière. D'autres instruments, herses, extirpateurs, peuvent être adaptés, aussi aisément que la charrue, au tracteur qui servira en outre à remorquer des charges ou à actionner des machines fixes, batteuses, lieuses, au moyen de la poulie dont il est muni. Un seul homme suffit à la conduite de toute la machine, tracteur et engin de travail du sol.

¹ Voir *Bulletin technique*, 1918, page 82.



Fig. 2. — Tracteur universel *Moline* en action.

Les roues motrices, de 1,30 m. de diamètre, sont armées de crampons appropriés à la nature du terrain. Poids total, avec la charrue : 1300 kg. Prix : environ 12 000 francs.

Autocharrue « Mogul ».

Construite par l'International Harvester Company, représentée en Suisse par *M. Hofmann*, Hohlstrasse, 100, Zurich.

Moteur monocylindre de 20 HP de puissance nominale et 40 HP à la barre d'attelage, fonctionnant au pétrole, à l'essence, au benzol ou à l'alcool au moyen du même vaporisateur d'un type original (fig. 3).

Alésage 215 mm., course 304 mm. 400 tours à la minute. Trois vitesses de marche avant et deux vitesses de marche arrière. Allumage par magnéto, transmission par chaîne et graissage automatique sous pression. Les crampons-cornières sont amovibles en vue de la marche sur route. Capacité du réservoir à combustible 58 litres, du réservoir d'eau de réfrigération 150 litres. Diamètre des roues motrices 1^m37, des roues directrices 0^m91. Poids en ordre de marche : 2500 kg.

Autocharrue « Stella ».

Cette petite charrue, qui pèse 800 kg., est construite par la *Centrale de machines agricoles*, à Bümpliz. Un moteur « Félix », de 6 HP, à 2 cylindres, avec réglage et graissage automatiques, actionne une roue motrice centrale, à large jante munie de crampons. De chaque côté de cette roue, sont deux roues porteuses dont la hauteur est réglable suivant la profondeur du sillon dans lequel l'une d'elles roule, comme on le voit sur la figure 4. La motocharrue est conduite par un

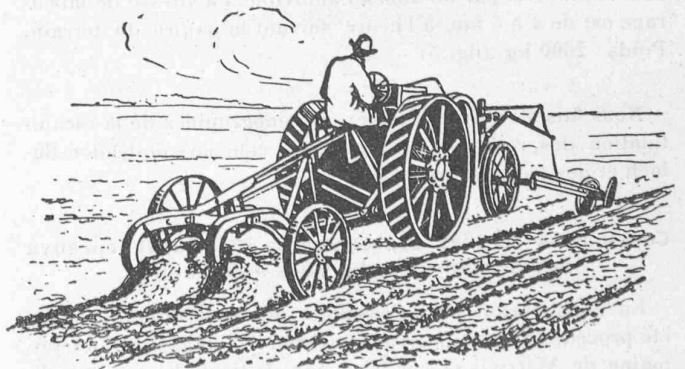


Fig. 3. — Tracteur *Mogul*.