

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande

Band: 48 (1922)

Heft: 12

Artikel: Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques

Autor: Moody, Lewis F.

DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-37407>

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: 15.03.2025

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

BULLETIN TECHNIQUE

DE LA SUISSE ROMANDE

Réd. : D^r H. DEMIERRE, ing.

Paraissant tous les 15 jours

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

SOMMAIRE : *Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques*, par M. E. LEWIS F. MOODY, ingénieur-conseil, à Philadelphie (suite et fin). — *Remplacement du pont métallique de la Paudèze par un viaduc en maçonnerie*. — *La centrale de Genèvevillers*. — *Le gazogène thermo-électrique Sassano*. — *La reconstruction de l'Europe*. — *Questions de chemins de fer*. — *L'économie de la navigation sur le Rhin*. — *L'exploitation méthodique du Rhin*. — *Installations hydro-électriques de Fully*. — BIBLIOGRAPHIE. — SOCIÉTÉS : *Société vaudoise de la S. I. A.* — *Société suisse des Ingénieurs et des Architectes*. — CARNET DES CONCOURS.

Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques

par M. LEWIS F. MOODY, ingénieur-conseil, à Philadelphie.

*(Suite et fin)*¹

Rendements des turbines et des pompes en fonction de la vitesse spécifique.

La fig. 14² montre une série de courbes caractéristiques de turbines et pompes.

Courbe A : Rendements théoriques qu'il est possible d'atteindre d'après la théorie ci-dessus, les valeurs numériques des coefficients adoptés étant $f_2 = 0,04$ et $f_3 = 0,15$.

Courbe B : Mêmes rendements, mais calculés avec $f_2 = 0,03$ et $f_3 = 0,20$, pour faire ressortir l'influence de ces coefficients.

Courbe C : Rendements possibles, avec mêmes coefficients que la courbe A, mais en tenant compte des pertes au joint et par frottement du disque.

Courbe D : Rendements en Europe avant 1907, d'après Graf et Thoma (*Bulletin des Ingénieurs Allemands*, 29 juin 1907).

Courbe E : Meilleurs rendements obtenus en Amérique et en Europe, avant 1909, d'après C. W. Larnier (*Transact. Am. Soc. Mech. Engrs.* 1910, p. 306).

Courbe F : Rendements obtenus à ce jour.

Courbe G : Petites turbines d'essai de 400 mm. de diam. au Laboratoire I. P. Morris.

Courbe H : Calculée d'après la courbe G, pour une turbine plus grande, l'augmentation de rendement étant basée sur les résultats des deux turbines suivantes.

Courbe J : Turbine d'essai type « Cedars », au Laboratoire I. P. Morris.

Courbe K : Essais de Holoake sur un modèle plus grand, du type « Cedars ».

Courbe L : Rendements indiqués par M. Forrest Nagler, Décembre 1919 (*Mechanical Engineering*, décembre 1919.)

Toutes ces courbes se rapportent à des turbines. A titre de comparaison, les courbes suivantes ont aussi été tracées en pointillé :

Courbe M : Rendements de pompes centrifuges, d'après l'ouvrage *Pumping Machinery* de Greene, 1911.

Courbe N : Rendements de pompes jusqu'en 1913.

¹ Voir *Bulletin technique* dn 27 mai 1922, p. 121.

² Voir *Bulletin technique* du 27 mai 1922, p. 122.

Courbe P : Essais de modèles de pompes de 300 mm. au Laboratoire I. P. Morris.

Courbe Q : Rendements de pompes obtenus jusqu'en 1920.

Il est intéressant de noter la similitude des courbes G, H, et A, B. Il est probable qu'avec le développement du type à grande vitesse spécifique les rendements des courbes F et Q (turbines et pompes), seront notablement dépassés et tendront vers la *limite théorique* des courbes A et B. Ceci en supposant que l'on puisse se rapprocher de la valeur des coefficients numériques entrant dans le calcul de ces courbes.

Nous pensons que le rendement généralement inférieur des pompes n'est pas dû surtout à leur mode de fonctionnement différent de celui des turbines, mais plutôt au fait que les pompes sont généralement de dimensions moindres. Toutefois, la pompe est généralement en état d'infériorité parce que sa roue imprime au liquide une « chute-vitesse » et utilise un diffuseur immobile pour retransformer la chute-vitesse en pression. Tandis que le contraire a lieu dans la turbine, où le tuyau d'aspiration n'a qu'une faible chute-vitesse à récupérer.

Reprenons les conditions de meilleur rendement, ou de meilleure vitesse spécifique, et voyons ce qu'impliquent les augmentations de vitesse spécifique dans les courbes A et B. Ces grandes vitesses spécifiques sont obtenues au moyen d'une augmentation générale des diverses vitesses du diagramme, mais sans en modifier les proportions relatives. Il s'ensuit l'obligation d'employer une plus grande « chute-vitesse » (à la sortie de la roue) par rapport à la chute totale. Pour fixer les idées, voyons comment varie la vitesse absolue de sortie par rapport à n_{sQ} .

Dans les triangles de la fig. 15¹ on a :

$$\frac{C_u}{C} = \frac{\sqrt{\frac{f_2 \cdot f_3}{2}}}{\sqrt{f_2^2 + \frac{f_2 \cdot f_3}{2}}}; \quad \frac{U}{C} = \frac{f_2 + f_3}{\sqrt{f_2 + \frac{f_2 \cdot f_3}{2}}}$$

mais :

$$k_{sQ} \cdot n_{sQ} = U \cdot \sqrt{C_m} = \frac{(f_2 + f_3) \cdot \left(\frac{f_2 + f_3}{2}\right)^{\frac{1}{4}}}{\left(f_2^2 + \frac{f_2 \cdot f_3}{2}\right)^{\frac{3}{4}}} \cdot C^{\frac{3}{2}}$$

¹ Voir *Bulletin technique* du 27 mai 1922, p. 125.

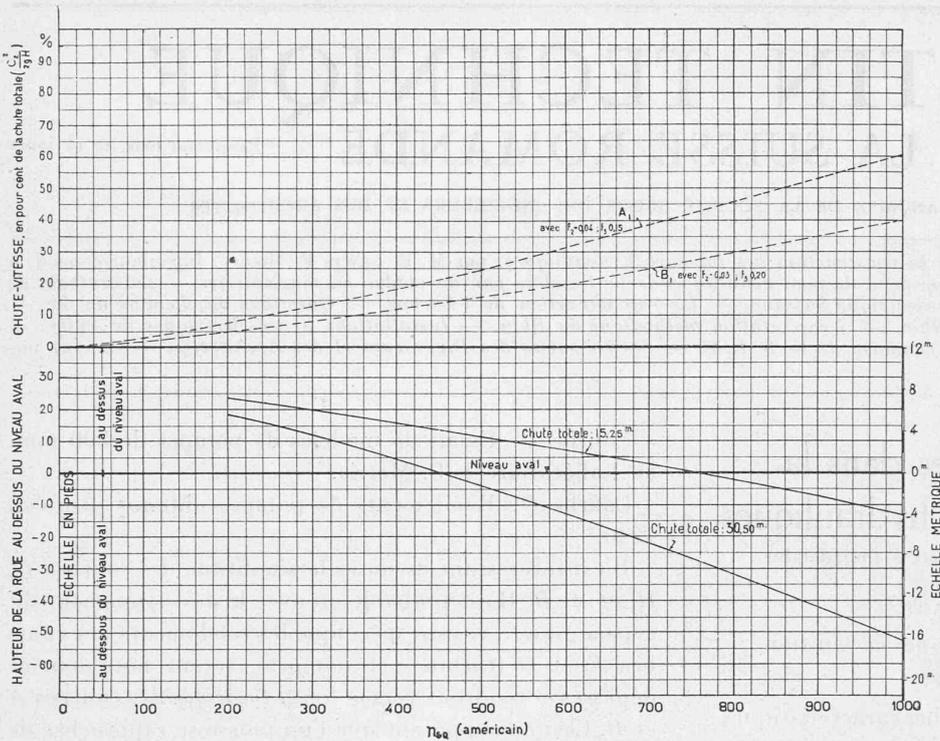


Fig. 16.

d'où :

$$C^2 = \frac{f_2^2 + \frac{f_2 \cdot f_3}{2}}{(f_2 + f_3)^{\frac{3}{4}} \cdot \left(\frac{f_2 \cdot f_3}{2}\right)^{\frac{1}{4}}} \cdot k_{sQ}^{\frac{4}{3}} \cdot n_{sQ}^{\frac{4}{3}}$$

et

$$C^2 = \frac{C_2^2}{2gH} = \frac{1 + \frac{f_3}{2f_2}}{\left(1 + \frac{f_3}{f_2}\right)^{\frac{3}{4}} \cdot \left(\frac{f_3}{2f_2}\right)^{\frac{1}{4}}} \cdot k_{sQ}^{\frac{4}{3}} \cdot n_{sQ}^{\frac{4}{3}}$$

Cette dernière expression détermine le rapport entre la chute- vitesse au sortir de la roue et la chute totale. Ce rapport peut être calculé en fonction de la vitesse spécifique. Nous avons trouvé pour la constante k_{sQ} la valeur

$$k_{sQ} = \frac{\pi \cdot D_2}{60 (2g)^{\frac{3}{4}} \cdot \sqrt{A}}$$

dans laquelle D_2 est le diamètre moyen de roue à la sortie, et A la section de l'espace dans lequel débite la roue, mesurée normalement à la vitesse méridienne. Pour une roue ayant une vitesse de sortie méridienne modérément inclinée sur l'axe l'on peut prendre, approximativement,

$$D_2 = \frac{2}{3} D$$

D étant le diamètre de l'espace d'écoulement. La constante devient alors :

$$k_{sQ} = \frac{\sqrt{\pi}}{45 (2g)^{\frac{3}{4}}} = 0,00174.$$

Le calcul a été effectué pour les deux paires de valeurs de f_2 et f_3 admises lors du calcul des courbes A et B ci-dessus décrites, fig. 14. Le résultat de ces calculs est indiqué dans le diagramme supérieur de la fig. 16, dont les deux courbes ont été marquées A et B. Les ordonnées représentent, en pour cent, le rapport entre la chute- vitesse de sortie $\frac{C^2}{2g}$ et la chute totale. Grâce aux valeurs faibles des coefficients f_2 et f_3 admises dans ce calcul, l'on entrevoit la possibilité d'aller bien au delà des vitesses spécifiques obtenues à ce jour, et ceci sans faire usage de chutes- vitesse très élevées. L'avenir montrera peut-être que l'on peut employer des chutes- vitesse encore supérieures sans perte notable en rendement. Les recherches

futures indiqueront quelles sont les valeurs qu'on peut atteindre pour les coefficients f_2 et f_3 .

Quelles que soient ces valeurs, dans une turbine donnée, l'allure générale des courbes ci-dessus sera toujours vraie. C'est dire que la tendance vers des vitesses spécifiques très élevées entraînera, tôt ou tard, l'emploi de « chute- vitesse » de sortie plus élevées. Avec les types de la construction actuelle, l'augmentation de la vitesse spécifique sera limitée par la hauteur de la roue-turbine au-dessus du niveau de l'eau dans le canal de fuite.

Pour maintenir la pression absolue au sortir de la roue à une valeur suffisamment supérieure au point de vaporisation de l'eau, et pour s'assurer la pression nécessaire pour le ralentissement du courant pendant les fermetures rapides, la somme de la hauteur statique de la roue au-dessus du niveau aval et de la hauteur de chute récupérée, ne doit pas trop se rapprocher de la hauteur baro-

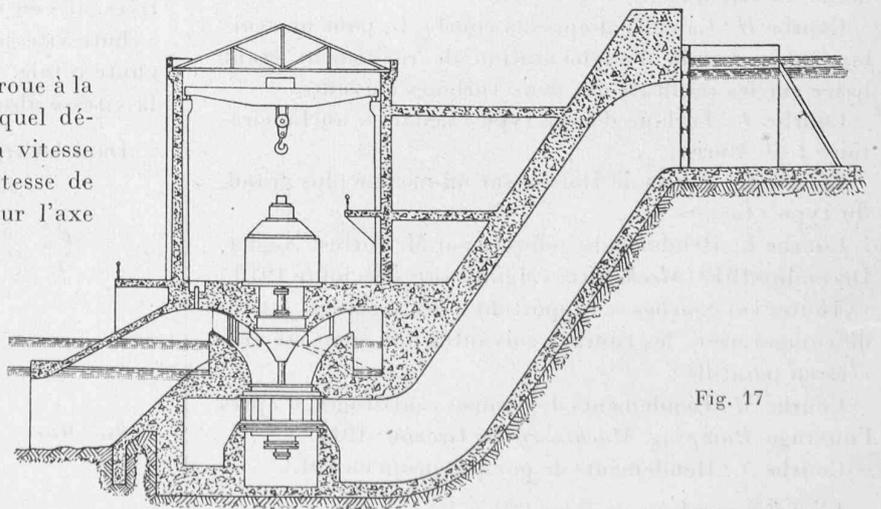


Fig. 17

métrique de 10 m. 33. Dans les exemples qui suivent, cette limite sera fixée à 8 m. 15. Avec cette condition, si une roue est située à 5 m. 15, au-dessus du niveau aval il ne reste que 3 m. comme limite de la chute-vitesse utilisable, en tenant compte cependant, des pertes dans le tuyau d'aspiration, de la répartition inégale des vitesses, et de l'augmentation de vitesse lorsque la turbine travaille à pleine ouverture.

Afin de montrer d'une manière générale combien cette hauteur de la turbine peut restreindre la vitesse spécifique nous avons établi les courbes dessinées au bas de la fig. 16 en prenant pour base les données de la courbe A de la partie supérieure du dessin. Nous avons majoré de 30 % les chutes-vitesse correspondantes, afin d'avoir une marge tenant compte de certains facteurs, notamment de la répartition inégale des vitesses de sortie et de la variation de la vitesse absolue entre les régimes de marche à ouverture normale et à pleine ouverture. Cette marge nécessaire est toutefois réduite par le fait que la chute-vitesse n'est pas entièrement récupérée dans le tuyau d'aspiration. Deux courbes ont été calculées, l'une pour le cas d'une chute totale de 15 m. 25 et l'autre pour une chute totale de 30 m. 50.

L'on voit que, même avec les faibles pertes de sortie inhérentes au type de turbine étudié, il devient très vite nécessaire de situer la roue au niveau même du plan d'eau

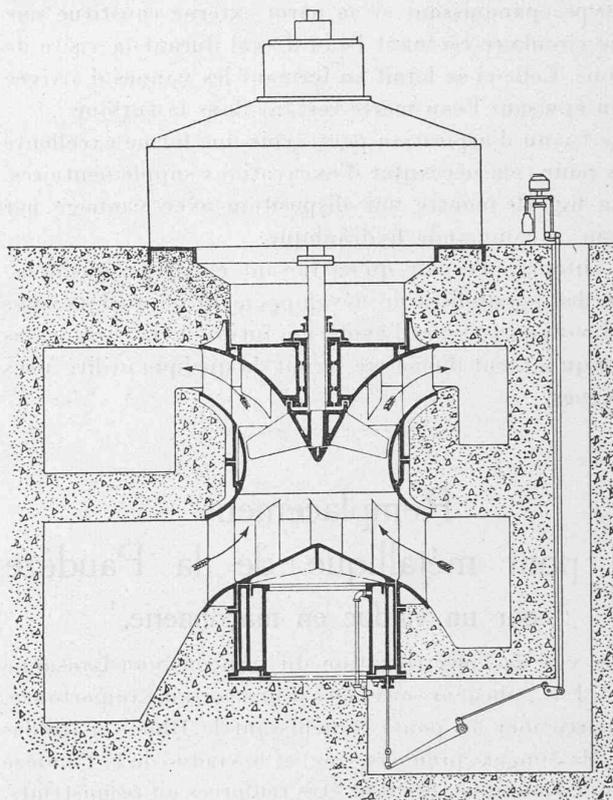


Fig. 19.

aval, et plus bas encore c'est-à-dire au-dessous de celui-ci. Si la chute totale était supérieure à 30 m. 50, ce phénomène se produirait à des vitesses spécifiques encore moins grandes.

Turbines renversées, placées au-dessous du tuyau d'aspiration.

Si l'on en restait à la construction usuelle, l'extension future de la vitesse spécifique en serait grandement limitée. M. H. Birchard Taylor a proposé de supprimer l'obstacle qui vient d'être signalé, en abandonnant franchement l'usage qui consiste à placer la roue au-dessus du niveau aval. M. Taylor propose de situer la roue, au besoin, bien en contrebas du niveau aval. Cette disposition soulève une objection immédiate. Même si l'on s'arrangeait à placer la roue très bas mais encore au-dessus du niveau aval en basses eaux, la roue serait néanmoins noyée, et inaccessible pour les réparations, durant toute la période des hautes eaux. Cette difficulté est surmontée par le procédé fort simple quoique un peu radical qui consiste à installer la roue sens dessus dessous. Le tuyau d'aspiration s'élève alors au-dessus de la roue de façon à ménager une arête située au-dessus des plus hautes eaux d'aval, fig. 17. Les fig. 18 et 19 montrent des dispositions de turbines qui pourraient convenir à ce genre d'installation.

Dans la fig. 18 la turbine est pourvue d'un vannage à aubes directrices mobiles dont la commande est située dans une chambre accessible. Le tuyau d'aspiration nest

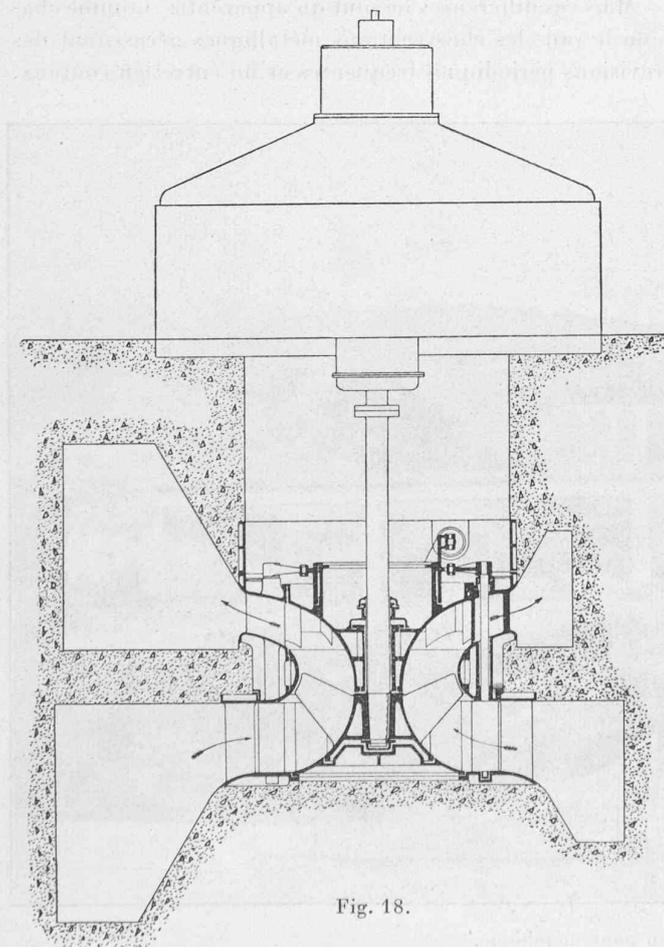


Fig. 18.

du type épanouissant et sa paroi externe constitue une arête circulaire retenant l'eau d'aval durant la visite de la roue. Celle-ci se ferait en fermant les vannes d'arrivée et en épuisant l'eau morte restant dans la turbine.

Le tuyau d'aspiration peut avoir une forme excellente sans pour cela nécessiter d'excavations supplémentaires.

La fig. 19 montre une disposition avec vannage par rideau, à commande hydraulique.

L'auteur a l'espoir qu'en faisant entrevoir quelques-unes des possibilités de développement et quelques-uns des facteurs régissant l'évolution future de la turbine, les idées qu'il vient d'émettre seront de quelque utilité à ses collègues.

Remplacement du pont métallique de la Paudèze par un viaduc en maçonnerie.¹

En vue de l'électrification du tronçon Sion-Lausanne des C F F., plusieurs ouvrages d'une certaine importance, en particulier les ponts franchissant le Rhône à Riddes et à Massongex (première voie) et le viaduc de la Paudèze près de Lausanne, devront être renforcés ou reconstruits. Les études poursuivies dès lors ont démontré qu'aucun de ces ouvrages ne pouvait être renforcé d'une manière convenable et qu'il fallait en prévoir le remplacement.

¹ Les éléments de cette notice nous ont été obligeamment fournis par M. V. Amaudruz, ingénieur en chef adjoint du 1^{er} arrondissement des C. F. F.

Pour les ponts sur le Rhône, la solution se présentait dès lors d'une manière assez simple : la hauteur disponible ne permettant pas de construire des ouvrages en pierre, on a été forcé de prévoir de nouveaux tabliers métalliques. Ces tabliers ont été adjugés le printemps dernier, celui de Riddes à la Société anonyme Buss et C^{ie}, à Bâle, celui de Massongex à la Société anonyme Th. Bell et C^{ie}, à Kriens, et à MM. Zwahlen frères et Mayr, à Lausanne ; ils sont en cours d'exécution et seront posés dans le courant de cet été.

En ce qui concerne le viaduc de la Paudèze, la question se présente d'une manière toute différente. Non seulement la hauteur disponible est suffisante pour permettre la construction d'un viaduc en maçonnerie, mais des considérations d'esthétique plaident en faveur de cette solution. Les C F F. n'ont toutefois pas voulu s'engager à fond dans cette voie sans se rendre compte des conséquences financières qu'elle entraînerait, et ont mis au concours les deux solutions. D'après les soumissions reçues, la construction d'un nouveau tablier métallique, pour lequel on conserverait les piles et les culées actuelles, reviendrait à fr. 1 300 000, plus fr. 432 600 pour l'amortissement du tablier actuel. En revanche, la construction d'un ouvrage en maçonnerie entièrement neuf, à l'exception des culées qui seraient conservées, reviendrait à 1 516 000. Les amortissements s'élèveraient dans ce cas à fr. 490 100 (fig. 1 et 2).

Mais ces différences ne sont qu'apparentes. Comme chacun le sait, les constructions métalliques nécessitent des revisions périodiques fréquentes et un entretien coûteux.

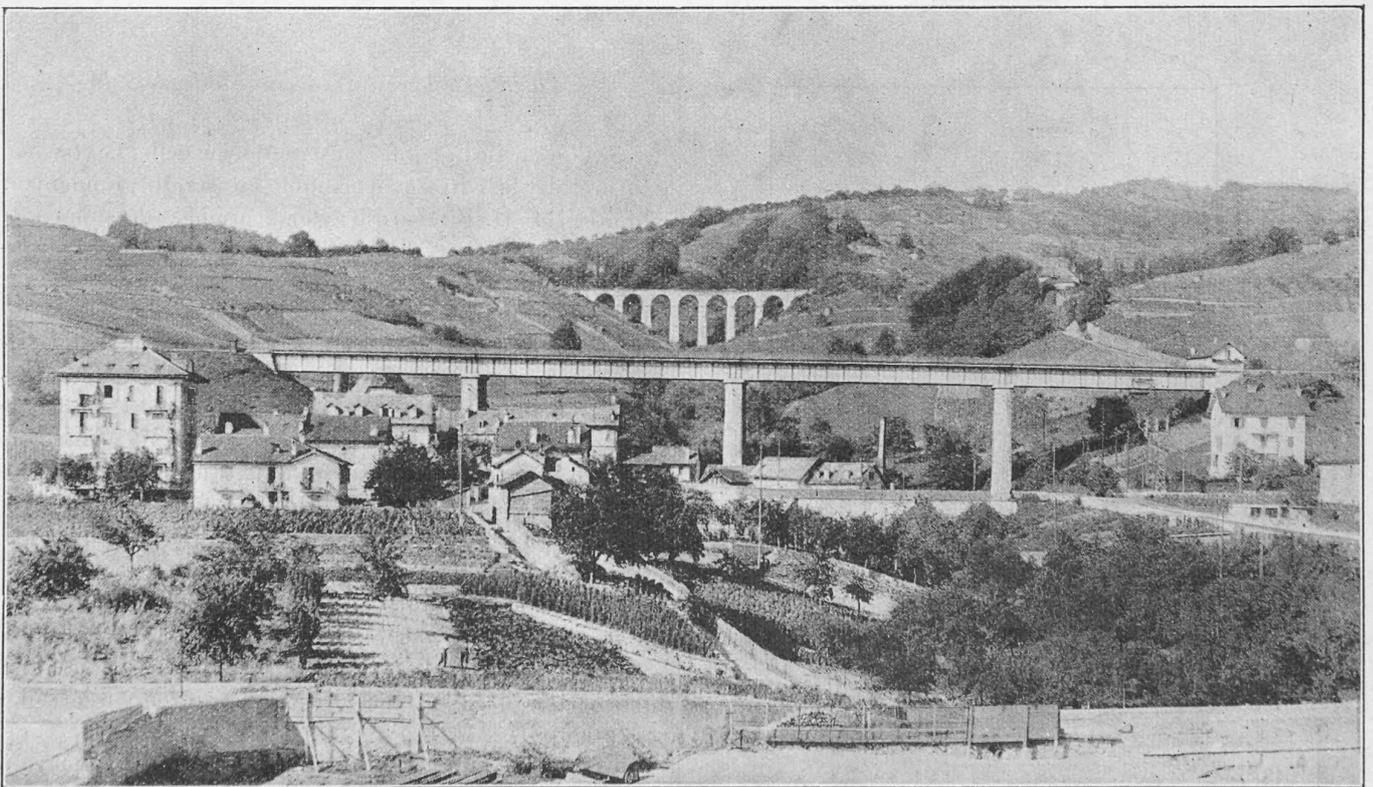


Fig. 1. — Vue de l'ancien pont métallique.