

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 43 (1917)
Heft: 23

Artikel: Turbines à vapeur multiples à action
Autor: Colombi, Ch.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-33196>

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: 12.01.2026

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

Les travaux de la ligne ont commencé en juin 1913. A la fin de cette année-là, ils avaient assez avancé. Lorsque la guerre éclata, ils furent totalement interrompus pendant deux mois, pour ne reprendre ensuite que dans une mesure très réduite, même en 1915 et 1916.

Le devis primitif estimait les dépenses de premier établissement à 2,600,000 francs. Ce devis a été dépassé d'abord parce qu'il fallait construire la ligne au gabarit du chemin de fer de la Furka, pour permettre à ses véhicules de venir jusqu'à Göschenen, puis par suite de l'augmentation du rayon des courbes de 60 à 80 m., enfin à cause du renchérissement général. Les dépenses totales atteindront 3,100,000 francs, soit 800,000 fr. par km. (Jungfrau 1,720,000 fr.; Montreux-Glion 933,000 fr. par km.) Ce chiffre est très élevé, mais il s'explique par les nombreux travaux d'art que l'on rencontre tout le long du tracé. Le bâtiment servant de dépôt et de sous-station a coûté également très cher, vu sa situation et les gros déblais et murs de soutènement exigés. La Confédération a fourni à la Compagnie une première subvention à fonds perdu de 125,000 francs; une deuxième subvention de 150,000 francs est encore demandée par la Compagnie.

Turbines à vapeur multiples à action

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

(Suite¹.)

Nous allons appliquer maintenant les dernières équations trouvées à l'étude d'une turbine à action multiple et dans ce but nous choisissons en premier lieu un diagramme de vitesse type nous fixant les relations géométriques qui existent, pour tous les éléments de la turbine, entre les différentes vitesses de la vapeur à considérer, leurs directions, etc.

Nous admettons que, pour tous les éléments, la vitesse absolue de la vapeur à la sortie du distributeur est définie par $c_1 = \varphi c_m$ avec $\varphi = 0,95$, que la relation $\omega_2 = \psi \omega_1$ avec $\psi = 0,85$ lie les vitesses relatives d'entrée et de sortie de la vapeur dans la roue mobile de chaque élément, que l'angle compris entre la direction de la vitesse périphérique et la direction de la vitesse absolue de sortie de la vapeur du distributeur est toujours $\alpha_1 = 17^\circ$ et finalement que les angles définissant les directions des vitesses relatives d'entrée et de sortie de la roue mobile sont égaux entre eux, soit $\beta_1 = \beta_2 = \beta$. En un mot nous adoptons, pour tous les étages de la turbine, le diagramme des vitesses représenté par la figure 3¹. Ceci posé nous pouvons calculer sans autre deux quantités qui nous intéressent immédiatement, la vitesse absolue de sortie de la vapeur et le rendement réel de l'élément, en fonction du rapport $\frac{u}{c_1}$ entre la vitesse périphérique et la vitesse absolue d'entrée de la vapeur ou, ce qui revient au même

puisque nous n'avons affaire qu'à des rapports, en fonction de u la vitesse c_1 étant considérée comme constante.

En tenant compte de la figure 3 nous pouvons établir le calcul suivant :

$$\begin{aligned} c_2^2 &= \omega_2^2 + u^2 - 2u\omega_2 \cos \beta_2; & \omega_1^2 &= c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 \\ \omega_2^2 &= \psi^2 \omega_1^2 = \psi^2 c_1^2 + \psi^2 u^2 - 2uc_1 \psi^2 \cos \alpha_1 \\ \omega_2 \cos \beta &= \psi \omega_1 \cos \beta = \psi (c_1 \cos \alpha_1 - u) \end{aligned}$$

par substitution :

$$\begin{aligned} c_2^2 &= \psi^2 (c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1) + u^2 - 2u\psi (c_1 \cos \alpha_1 - u) \\ &= u^2 (1 + \psi^2 + 2\psi) - u (2c_1 \cos \alpha_1) (\psi^2 + \psi) + \psi^2 c_1^2 \end{aligned}$$

en introduisant les valeurs de φ et de ψ admises et en mettant en évidence u et c_m nous obtenons :

$$c_2^2 = 3,425u^2 - 2,855uc_m + 0,652c_m^2$$

Si, pour les raisons exposées, nous considérons c_1 (respectivement c_m) comme une constante que nous posons = 40 pour obtenir des rapports simples entre u et c_1 nous obtenons finalement :

$$c_2^2 = 3,425u^2 - 30,05u + 72,25$$

Cette équation n'est valable, bien entendu, que pour le cas de diagramme que nous avons pris en considération, pour les valeurs admises de φ , de ψ et de α_1 , etc., mais nous pourrions naturellement déduire des équations analogues pour tout autre cas de diagramme à étudier.

Le rendement réel de chaque élément peut s'exprimer par la relation,

$$\eta_n = 2\varphi^2 (1 + \psi) \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 - 2\varphi^2 (1 + \psi) \left(\frac{u}{c_1} \right)^2$$

Cette relation étant connue et d'un usage courant, nous n'insistons pas sur les calculs qui permettent sa déduction, nous remarquerons seulement qu'il est possible de l'établir en partant du calcul des pertes dont nous nous sommes servis auparavant.

En substituant dans cette équation aux différentes notations les valeurs admises, on obtient :

$$\eta_n = 0,3195u - 0,03342u^2$$

Au moyen des deux équations trouvées pour c_2^2 et pour η_n nous avons calculé différentes valeurs numériques de ces quantités, valeurs qui ont été reportées en courbes, en fonction des rapports $\frac{u}{c_1}$ dans la figure 4 avec d'autres quantités à la détermination desquelles nous allons nous appliquer tantôt.

L'une et l'autre de ces deux courbes ont une allure tout à fait caractéristique. Sans insister sur leur discussion qui nous entraînerait trop loin et qui est d'ailleurs connue, nous remarquons seulement que la courbe du rendement réel de l'élément (courbe 1 de la figure 4) nous montre clairement que cette valeur atteint son maximum aux environs de $\frac{u}{c_1} = 0,5$ tandis qu'elle tombe à 0 dans le voisinage de $\frac{u}{c_1} = 1$ rapport qui définit la vitesse d'emballlement de la turbine élémentaire sous

¹ Voir Bulletin technique du 20 octobre 1917, p. 205.

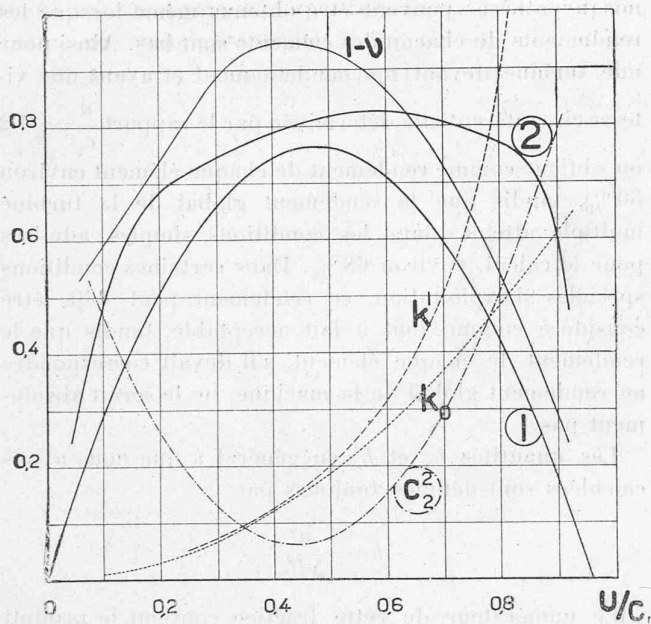


Fig. 4.

Rendements et courbes caractéristiques en fonction de u/c_1 .

certaines conditions spéciales. Les valeurs portées en courbe pour le rendement réel sont naturellement les valeurs absolues de cette quantité. Au sujet de la courbe c_2^2 il y a lieu de remarquer que, comme nous avons admis $c_1 = 10$ et par suite des valeurs de u allant de 1 à 10, la courbe en question ne peut que nous donner l'allure des variations de c_2^2 ; pour obtenir dans chaque cas particulier les valeurs absolues de c_2^2 il nous faudrait tenir compte aussi des valeurs réelles des vitesses c_1 et u .

Reprenons maintenant le système d'équations (10). Nous pouvons modifier très facilement ces équations en tenant compte du fait que c_{th} peut s'exprimer aussi par $x \cdot u$ ce qui nous permet d'écrire

$$\left. \begin{aligned} x^2 u^2 z \left(\gamma_n + \frac{\gamma}{z} \right) &= 8380 \cdot \Delta H_{2a,1} \cdot \gamma_i \\ x^2 u^2 z \left(1 - \gamma + \frac{\gamma}{z} \right) &= 8380 \cdot \Delta H_{2a,1} \cdot (1 + \sigma) \end{aligned} \right\} \dots (10b)$$

Définissons par $k = \frac{u^2 z}{\Delta H_{2a,1}}$ une valeur que l'on pourrait à juste titre, pour des raisons qui nous apparaîtront clairement bientôt, nommer chiffre caractéristique de la turbine multiple. En tenant compte des équations (10b) nous pouvons écrire :

$$k = \frac{u^2 z}{\Delta H_{2a,1}} = \frac{8380}{x^2} \cdot \frac{\gamma_i}{\gamma_n + \frac{\gamma}{z}} = \frac{8380}{x^2} \cdot \frac{1 + \sigma}{1 - \gamma + \frac{\gamma}{z}}$$

d'où
$$\gamma_i = \left(\gamma_n + \frac{\gamma}{z} \right) \frac{1 + \sigma}{1 - \gamma + \frac{\gamma}{z}} \dots (11)$$

Considérons, pour commencer, un cas particulièrement simple. Nous allons admettre que $\rho = 0$ et en outre

que $\sigma = 0$ ce qui peut s'exprimer en disant que toute récupération sous quelle forme que ce soit est impossible dans notre turbine. Il s'agit naturellement d'un cas hypothétique et auquel ne correspond aucune réalité. Pour ce qui concerne l'équation (11) nos suppositions reviennent à admettre $\sigma = 0$ et $\gamma = 0$. Alors : $\gamma_i = \gamma_n$

$$k = \frac{8380}{x^2} = k_0$$

Les quantités que nous venons de définir peuvent se calculer très facilement; la plus intéressante étant sans aucun doute celle que nous avons désignée par k_0 ce sont ses valeurs que nous avons reportées sous forme de courbe en fonction de $\frac{u}{c_1}$ dans la figure 4. Leur calcul se fait très facilement puisqu'il nous suffit de déterminer pour toute valeur du rapport porté en abscisse la valeur de $x = \frac{c_{th}}{u}$ puis celle de $\frac{8380}{x^2}$.

Examinons maintenant un cas particulier un peu plus complexe. L'équation définissant k peut s'écrire aussi :

$$k = k_0 \cdot \frac{1 + \sigma}{1 - \gamma + \frac{\gamma}{z}}$$

Supposons que le nombre d'étages de la turbine multiple soit suffisamment grand pour que nous puissions négliger le terme $\frac{\gamma}{z}$ qui apparaît au dénominateur et que la récupération sous forme de chaleur puisse être négligée également. Alors la valeur de k que nous désignerons par k' devient :

$$k' = k_0 \cdot \frac{1}{1 - \gamma}$$

Il est évident que cette quantité varie avec k_0 dont nous avons étudié les propriétés il y a un instant et avec γ dont les variations propres en fonction de $\frac{u}{c_1}$ ne nous sont pas encore connues. D'après les conventions faites lorsque nous avons établi l'équation (8) la valeur de γ est définie par

$$\rho^2 c_2^2 = \gamma c_{th}^2; \quad \gamma = \rho^2 \cdot \frac{c_2^2}{c_{th}^2}$$

elle varie donc en premier lieu avec ρ qui, comme nous le savons, dépend de la possibilité constructivement consentie à la turbine multiple de récupérer sous forme d'énergie cinétique l'énergie de même nature contenue dans la vapeur à la sortie de chaque élément. En second lieu elle varie avec le rapport $\frac{c_2}{c_{th}}$ qui dépend à son tour de $\frac{u}{c_1}$ donc de la forme considérée dans chaque cas particulier pour le diagramme des vitesses. Au sujet de ρ nous pouvons supposer une série de cas intermédiaires entre les deux valeurs extrêmes de cette quantité, soit 0 et 1. Pour l'étude de principe que nous avons en vue nous ne considérerons que les deux valeurs

extrêmes susmentionnées. La première de ces valeurs extrêmes, 0, nous ramène, en tenant compte de l'approximation admise $\tau = 0$ au cas étudié ci-dessus. Pour examiner par contre les résultats auxquels nous conduit la valeur $\rho = 1$ nous avons calculé, pour différents rapports $\frac{u}{c_1}$ les quantités ν resp. $(1 - \nu)$. Ces dernières ont été portées en courbe dans la *figure 4*; remarquons qu'elles sont tout simplement données par $(1 - \nu) = 1 - \frac{c_2^2}{c_1^2}$. Mais, toujours en tenant compte des approximations admises, nous avons

$$k' = \frac{u^2 z}{\Delta H_{2a,t}} = k_0 \frac{1}{1 - \nu} = k_0 \cdot \frac{\gamma_i}{\gamma_n}$$

Or puisque nous connaissons k_0 et $(1 - \nu)$ nous pouvons calculer k' dont les valeurs sont également portées en courbe dans la *figure 4* où elles sont désignées par les notations correspondantes. γ_n nous est également connu, par suite nous pouvons déterminer sans autre le rendement global interne de la turbine multiple γ_i . Cette valeur a été déterminée pour différents rapports $\frac{u}{c_1}$ et portée en courbe (courbe 2) dans la *figure 4*; nous la désignerons par γ'_i pour la distinguer d'autres valeurs de γ_i que nous déterminerons par la suite pour d'autres hypothèses.

La comparaison entre les deux courbes γ_n (qui, comme nous l'avons vu, ne représente pas autre chose que le rendement global interne d'une turbine multiple sans aucune récupération, sous quelle forme que ce soit) et γ'_i (qui donne le rendement global mentionné en tenant compte uniquement d'une récupération définie par $\rho = 1$ et $\tau = 0$ c'est-à-dire sous forme d'énergie cinétique, sans considérer l'utilisation partielle possible de la chaleur due au frottement), est intéressante. Non seulement elle nous montre que le rendement, en tenant compte de la récupération, est plus grand que le rendement calculé sans tenir compte de cette circonstance, ce qui est parfaitement naturel; mais elle met encore en évidence une déformation caractéristique de la courbe de rendement. En effet le maximum de γ'_i ne correspond pas au même rapport $\frac{u}{c_1}$ que le maximum de γ_n , mais à une valeur du rapport $\frac{u}{c_1}$ sensiblement plus grande que celle correspondant au maximum de γ_n . Ceci signifie qu'une turbine multiple donnera son rendement maximum en tournant plus rapidement que ne le voudrait la condition d'obtention du rendement maximum pour chacun de ses éléments, déterminée par les diagrammes de vitesses, les angles d'entrée et de sortie de la roue mobile correspondant à un écoulement sans choc dans les deux cas. D'autre part on remarquera que la courbe γ'_i est beaucoup plus plate dans sa partie supérieure que la courbe γ_n ce qui signifie que des rendements acceptables pour des turbines multiples fonctionnant selon

nos hypothèses peuvent être obtenus même lorsque les rendements de chacun des éléments sont bas. Ainsi pour une turbine devant tourner lentement et ayant une vitesse circonférentielle déterminée par le rapport $\frac{u}{c_1} = 0,2$

on obtient comme rendement de chaque élément environ 50 %, tandis que le rendement global de la turbine multiple atteint, dans les conditions simples admises pour le calcul, environ 68 %. Dans certaines conditions spéciales d'exploitation, ce rendement peut déjà être considéré comme tout à fait acceptable, tandis que le rendement de chaque élément, s'il devait correspondre au rendement global de la machine, ne le serait absolument pas.

Les quantités k_0 et k' en général k que nous avons calculées sont définies toujours par

$$k = \frac{u^2 z}{\Delta H_{2a,t}}$$

Le numérateur de cette fraction contient le produit de la vitesse circonférentielle au carré par le nombre d'étage de la turbine multiple, deux quantités d'une importance toute spéciale pour ce qui concerne la construction de la machine, tandis que le dénominateur n'est pas autre chose que le nombre total de calories disponibles en supposant une détente isentropique le long de toute la turbine, cette quantité qui constitue généralement une donnée du problème à résoudre puisque, pour le calcul d'une turbine déterminée nous connaissons toujours les conditions initiales de la vapeur et la pression d'échappement, où nous nous fixons ces données. L'importance du produit $u^2 z$, déjà reconnue d'ailleurs, apparaît immédiatement si l'on réfléchit aux deux facteurs qui le composent. La vitesse circonférentielle u est déterminée par le nombre de tours que doit faire la turbine et par le diamètre des disques mobiles.

Des conditions de résistance des matériaux et de rigidité imposent des limites pratiques à la valeur du diamètre des disques, tandis que la valeur du nombre de tours de la turbine est généralement déterminée par des conditions indépendantes de la turbine même, par exemple imposée par la nature des machines utilisatrices. Nous ne sommes donc pas libres pratiquement dans le choix de u . Pour ce qui est de z il est évident que seules des considérations pratiques peuvent a priori limiter notre choix. La plus importante parmi ces conditions concerne naturellement le coût de la turbine multiple qui augmente, avec la longueur de la machine, donc avec z ce qui nous empêche de choisir un nombre d'étages trop grand.

Puisque $\Delta H_{2a,t}$ nous est imposé, ce sont donc des considérations d'ordre essentiellement pratique qui vont déterminer le choix de k . Mais à chaque valeur de k correspondent des valeurs bien déterminées de $\frac{u}{c_1}$ et de γ'_i (pour ne traiter que du rendement global qui nous intéresse le plus) de sorte que si nous voulons réaliser

une turbine nous donnant un rendement global déterminé sous une différence de quantités de chaleurs totales disponibles $\Delta H_{2a,1}$ et dans laquelle nous ne pouvons dépasser sans danger pour le matériel constituant les disques tournants une certaine valeur de la vitesse circonférentielle u le nombre des étages nécessaires nous est imposé.

Nous arriverions à une conclusion analogue en supposant z donné; n nous serait alors imposé par la valeur de k exigée pour l'obtention du rendement voulu. Il résulte clairement de ce qui précède que toutes les turbines multiples fonctionnant avec un $\Delta H_{2a,1}$ donné et devant fournir un rendement interne global déterminé et toujours le même devront avoir un même k , en d'autres mots, un même $u^2 z$ quelle que soit leur puissance.

Il y a lieu de remarquer que ce que nous venons de dire au sujet d'une turbine dans son ensemble s'applique tout aussi bien à chaque portion de turbine multiple comportant une vitesse circonférentielle constante (disques de même diamètre) donc au cas de la turbine représentée par le schéma de la figure 1. Chaque partie de machine avec un diamètre déterminé des disques nous donnera un k également déterminé pour un rendement global interne de la partie considérée à obtenir. De toutes façons la quantité k que nous avons déterminée apparaît d'une importance considérable pour le calcul des turbines multiples. Il y a donc avantage à la mettre en évidence. C'est ce que nous avons fait dans la figure 5 où les valeurs de k_0 et de k' , en général de k ont été portées en abscisses, tandis que les ordonnées indiquent les valeurs de η_n , de η'_i (courbes 1 et 2 resp.) et celles correspondantes de $\frac{u}{c_1}$ pour les deux cas considérés.

Un exemple nous montre immédiatement le parti que nous pouvons tirer de ces courbes. Supposons que nous

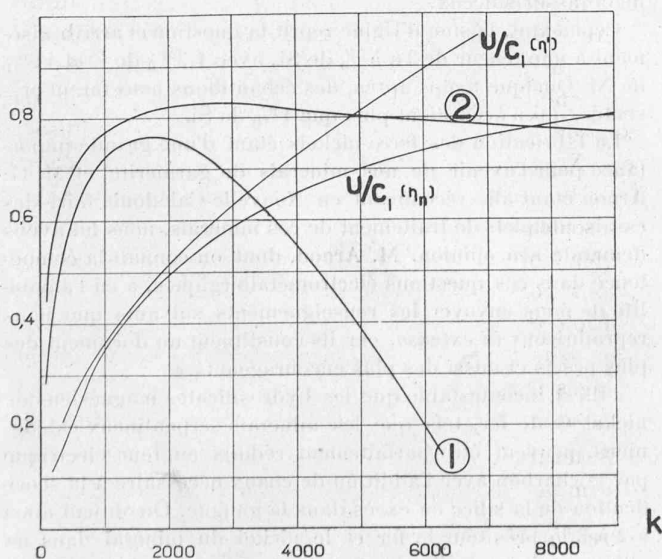


Fig. 5.

Rendements et rapports u/c_1 en fonction de k .

voulions avoir une turbine multiple construite pour $\rho = 1$ (courbe 2 des figures 4 et 5) nous donnant un rendement global interne de 80 %. Deux solutions peuvent être adoptées d'après les courbes de la figure 5. Une première solution comporte un k' de 1360 env. tandis que la seconde solution possible exige un k' de 5229 env. Cette seconde solution ne présente naturellement aucun intérêt; nous n'en tenons donc pas compte. Supposons maintenant que $\Delta H_{2a,1} = 220$ calories et que nous voulions une turbine ayant un nombre d'étages $z = 10$. Nous trouvons immédiatement

$$1360 \times 220 = 10 \times u^2$$

ce qui nous donne

$$u = \sqrt{1360 \times 22} = 173 \text{ m/sec.}$$

soit, à 3000 tours par minute, un diamètre moyen des roues mobiles de 1100 mm. env., valeur tout à fait acceptable en principe. D'autre part la forme du diagramme des vitesses, donc des aubes, nous est connue aussi puisque le rapport $\frac{u}{c}$ est également déterminé.

Nous attirons cependant l'attention du lecteur sur le fait que la courbe 2 employée a été tracée en admettant $\frac{z}{z'} = 0$ soit $z = \infty$ et $\sigma = 0$, la détermination faite ne peut donc être considérée que comme une approximation que nous améliorerons du reste bientôt et dont nous apprendrons à connaître le degré d'exactitude.

La Houille Blanche et la Métallurgie

par G. FLUXIN, professeur à la Faculté des sciences
à l'Université de Grenoble.

(Suite et fin)¹

Fer électrolytique.

A l'exception du raffinage du cuivre et de quelques autres métaux, les procédés de l'électrolyse par voie humide n'ont pas encore réussi à s'implanter définitivement dans la métallurgie; cet insuccès provient, pour une large part, de difficultés techniques de divers ordres, qui sont communes à toute cette classe de procédés.

C'est ainsi que l'obtention du fer électrolytique a été l'objet de nombreuses recherches, parmi lesquelles nous mentionnerons celles de Muller, et surtout celles de Burgess qui durèrent cinq ans et portèrent sur 3000 kilog. de fer contenu dans plus de 1000 variétés d'alliages. Burgess pensait pouvoir produire 24 kilog. de fer par kilowatt-jour et évaluait à 275 francs la tonne le prix de revient du fer électrolytique, en partant d'anodes en acier doux à 175 francs la tonne; nous n'avons pas appris que ces recherches aient eu une suite industrielle.

Cependant des essais, entrepris sur une grande échelle et poursuivis avec persévérance, tant en Allemagne par Fischer et les Langbein-Pfahhauser-Werke qu'en Suisse et en France par M. Boucher, de Lausanne, et la Société «Le Fer», conduisirent progressivement à des résultats techniques satisfaisants; ils montrèrent aussi que le fer électrolytique possède

¹ Voir Bulletin technique du 20 octobre 1917, p. 208.