Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 46 (1920)
Heft: 24

Artikel: Chronique des brevets
Autor: [s.n.]
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-35819

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: 10.12.2025

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

été décerné. L'auteur de ce magnifique travail est M. Louis Rey, architecte à Genève et Chauny, à qui la municipalité de Chauny vient de confier l'étude du plan définitif.

Du compte rendu du Jury, dont le rapporteur était M. Jaussely, architecte en chef du Gouvernement, un des plus grands urbanistes français, nous extrayons les passages suivants :

« Un effort intéressant se remarque dans ce projet pour conserver le plus possible la physionomie de l'ancien Chauny, tout au moins dans ses parties essentielles. De nombreuses voies anciennes, quoique élargies comme il convenait, le plus souvent d'un seul côté sont utilisées, et le souci de l'utilisation des anciens tracés va jusqu'à tirer parti des chemins et sentiers existants.

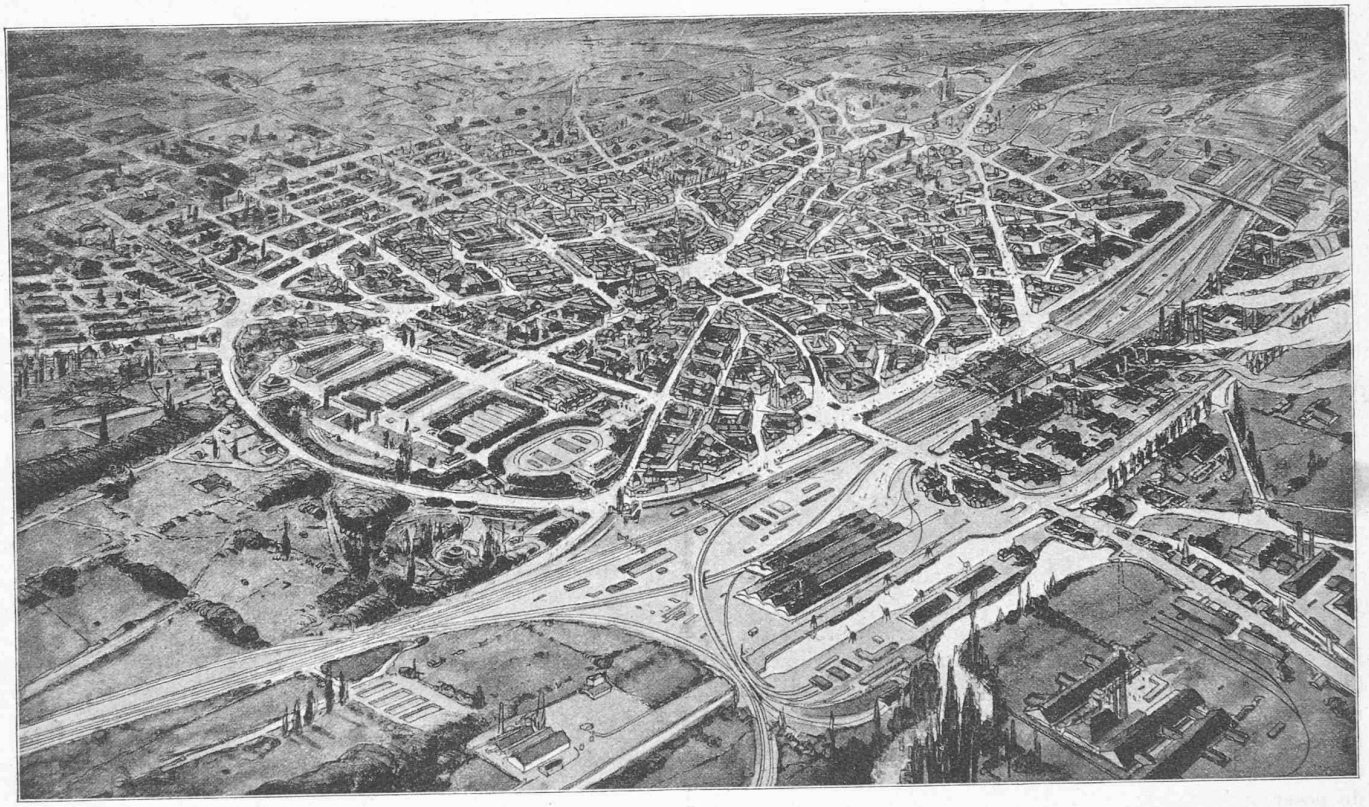
» La place publique est conservée sur son ancien emplacement, mais agrandie vers l'est jusqu'au Boulevard Gambetta. Entourée des édifices principaux de la ville (Hôtel-de-Ville, Théâtre, Palais de Justice, Postes et Télégraphes, Caisse d'épargne, etc.), elle pourrait donc recevoir un très beau caractère architectural tout en gardant l'échelle mesurée, la liberté, l'harmonie locale qui conviennent aux édifices d'une petite ville de province.

» La place Bouziers, la Promenade des Remparts, où serait érigé le monument de la Grande Guerre, sont conservées, les églises Saint-Martin et Notre-Dame, reconstruites sur leur ancien emplacement ainsi que le marché ; on voit par là combien ce concurrent, tout en améliorant la beauté et l'hygiène de la ville s'est préoccupé de ne pas créer un cadre trop nouveau où les anciens habitants seraient par trop dépaysés.

» On ne saurait dire combien cela a été vivement apprécié par les membres du Jury.

» Mais outre cela, ce projet présente des qualités techniques intéressantes au point de vue assainissement et approvisionnement d'eau potable, voies ferrées, qui l'ont nettement classé en première ligne. »

CONCOURS POUR LA RECONSTRUCTION DE LA VILLE DE CHAUNY



Reconstitution de la ville de Chauny. — Projet de M. *Louis Rey*, architecte, à Genève.

Nous nous sommes fait une règle de ne pas publier de reproductions de manifestations architecturales de l'étranger. Cette exception en faveur de M. Rey se justifie par le fait qu'il a étudié en Suisse et exercé longtemps sa profession à Genève. Réd.

Chronique des brevets[1].

On sait qu'actuellement la tendance générale dans la construction de centrales thermo-électriques est marquée par le choix que l'on fait de plus en plus d'unités de grandes puis-

[1] Quelques fidèles lecteurs du *Bulletin* m'ayant fait l'honneur de remarquer l'absence prolongée de ces « Chroniques » et le plaisir de me communiquer leurs observations à ce sujet, je m'excuse auprès de chacun et auprès d'eux en particulier de mon long silence, causé par une surcharge de travail considérable. Je m'efforcerai de ne pas récidiver.

sances tournant à des vitesses de rotation élevées. Naturellement on ne peut obtenir le résultat désiré si ce n'est par l'emploi de turbines à vapeur et, en fait, maintenant des unités de 10 000 HP tournant à 3000 t/min. sont presque courantes et des unités de 30 à 40 000 HP à 1500 t/min. ne sont plus des cas exceptionnels.

De cette tendance générale dans la construction des turbines à vapeur résultent naturellement, comme nous l'avons déjà fait noter dans ces « chroniques », une série de problèmes qui intéressent aussi bien la réalisation que le calcul général des turbines à vapeur. Nous allons chercher à mettre en évidence les éléments caractéristiques de ces problèmes, surtout pour ce qui concerne la construction des turbines, puis nous examinerons comment ils ont été pris en considération par une des grandes maisons de construction de ce genre de machines au moyen de quelques brevets que nous analyserons rapidement. Nous notons d'emblée que, comme le comporte la nature même du problème, les calculs au moyen desquels nous cherchons à mettre un peu d'ordre dans cette étude ne peuvent que donner un aperçu de la question, constituer en quelque sorte des directions générales et non des précisions de détail.

Désignons par u la vitesse circonférentielle moyenne au diamètre D des ailettes de la dernière roue mobile de la turbine (à action ou à réaction peu importe, en principe). Appelons C_a la composante axiale de la vitesse absolue de sortie de la vapeur, h la longueur radiale des ailettes, G, le poids de vapeur qui traverse la turbine par seconde et v le volume spécifique de ce fluide dans le coffre d'échappement, soit directement à la sortie des dernières aubes mobiles. Nous aurons alors nécessairement :

$$G.v = \pi.D.h.C_a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

équation qui ne fait que traduire la condition de continuité de l'écoulement de la vapeur.

Mais il est évident que nous pouvons facilement transformer cette équation. Avant tout les relations géométriques qui lient entre elles les vitesses de la vapeur à la vitesse circonférentielle des aubes relations qui nous sont données par la connaissance du diagramme des vitesses du dernier élément de la turbine dans le cas particulier, nous permettent toujours de poser

$$C_a = m.u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

où m représentera le rapport existant entre les deux quantités u et C_a. En second lieu nous allons transformer l'expression de G, vu que le poids de vapeur qui s'écoule par seconde à travers la turbine ne nous donne pas les indications directes et immédiates que nous désirons ; avec G_0 comme consommation de vapeur par HP/heure nous avons par contre une donnée plus intéressante au point de vue pratique soit, si N est la puissance en HP

$$G = \frac{N \times G_0}{3600}$$

ou encore, avec $\Delta H_{2/0}$ = différence de quantités de chaleur totale par kg. de vapeur entre l'entrée et la sortie de celle-ci de la turbine et η_t = rendement total de la turbine même, pertes par défaut d'étanchéité aux extrémités exclues (pour ne tenir compte que du fluide qui traverse réellement l'ailetage de la machine) :

$$G = \frac{N}{3600} \cdot \frac{632}{\eta_t . \Delta H_{2/0}} = \frac{75}{427} \cdot \frac{N}{\eta_t . \Delta H_{2/0}} = 0{,}1755 \cdot \frac{N}{\eta_t . \Delta H_{2/0}}$$

Nous pouvons encore mettre en rapport la hauteur radiale des ailettes avec leur diamètre moyen et poser

$$h = p.D \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

et obtenons ainsi

$$0{,}1755 \frac{N}{\eta_t . \Delta H_{2/0}} \cdot v = \pi . p . m . D^2 . u \quad . \quad . \quad (4)$$

Mais comme

$$u = \frac{\pi . D . n}{60}$$

avec n = nombre de t/min. de la machine, on a encore

$$0{,}1755 \frac{N}{\eta_t . \Delta H_{2/0}} \cdot v = \frac{\pi^2 . p . m}{60} \cdot n . D^3 \quad . \quad . \quad (5)$$

ou bien

$$0{,}1755 \frac{N}{\eta_t . \Delta H_{2/0}} \cdot v = \frac{60^2 . p . m}{\pi} \cdot \frac{u^3}{n^2} \quad . \quad . \quad (6)$$

Les éléments qui déterminent les dimensions principales de la partie d'échappement de la turbine ressortent nettement de ces équations 5 et 6 que nous allons examiner de plus près.

Recherchons, au moyen de l'équation 6, si nous pouvons établir quelques limites à l'augmentation de la puissance des turbines à vapeur et comment ces limites se présentent. Pour cela faire nous tirons N de la (6) ce qui nous donne :

$$N = \frac{\eta_t . \Delta H_{2/0}}{0{,}1755 . v} \cdot \frac{60^2 . p . m}{\pi} \cdot \frac{u^3}{n^2} \quad . \quad . \quad . \quad (6a)$$

Pour fixer les idées nous supposerons une série de turbines à examiner, toutes du même type, alimentées par de la vapeur à une pression de 15 kg/cm², une température de 350° C., fournissant un rendement total de 78 % et échappant sous une pression de 0,05 kg/cm². Alors :

$$\Delta H_{2/0} = 234 \text{ Cal/kg.}$$
$$v = 26 \text{ m}^3\text{/kg.}$$

Posons en outre $m = 1$ pour simplifier et $p = \frac{1}{4{,}5}$ ce qui correspond assez exactement aux données de la pratique actuelle pour les grosses unités. Alors

$$N = 10200 \cdot \frac{u^3}{n^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6b)$$

Prenons maintenant comme vitesse circonférentielle de toutes les turbines comparées u = 220 m/sec. qui, pour une turbine à disque, est parfaitement admissible et nous obtenons la série de valeurs donnée par le petit tableau suivant (tenu compte des approximations usuelles pour les calculs à la règle) :

n =	500	750	1000	1500	2000	2500	3000	t/m.
N =	432000	192000	108000	48000	27000	17250	12000	HP
D =	8400	5600	4200	2800	2100	1680	1400	mm.

Les quelques indications ainsi données au sujet des diamètres moyens de la fin de l'ailettage montrent déjà à quelles dimensions on arrive pour les unités de très grandes puissances, au moins comme ordre de grandeur et comme indication générale. Nous obtenons très facilement les diamètres extérieurs de ces parties de l'ailettage, car $D_{ex} = D + h = 1{,}222D$ d'où l'on voit que, dans notre cas, on arrive rapidement à des dimensions gênantes au point de vue constructif.

Nous laissons de côté les cas où l'on arrive à des dimensions de toute évidence inadmissibles, cas que nous indiquons seulement dans le but de montrer la loi suivant laquelle a lieu la variation des dimensions étudiées.

Par contre, examinons, à titre d'exemple une turbine à $n = 1500$ t/min. Nous voyons que nous pouvons, dans le cas considéré, la construire de telle façon qu'elle fournisse une puissance de 48 000 HP et qu'alors sa partie échappement aura un ailettage dont les dimensions seraient déterminées comme suit :

Diamètre moyen = 2800 mm.
Hauteur des ailettes = 622,5 mm.
Diamètre intérieur = $D_{int} = D - h = 2177{,}5$ mm.
Diamètre extérieur : $D_{ext} = D + h = 3422{,}5$ mm.
Section d'écoulement axiale ($C_a = 220$ m/sec.) = environ 5, 5000 m².

Nous pouvons faire sur ces quelques valeurs une série d'observations intéressantes.

En premier lieu nous observerons que, quoique les dimensions auxquelles nous arrivons puissent paraître, aux personnes non prévenues, très fortes et peut-être exagérées, elles se rencontrent dans les constructions modernes assez couramment. Nous avons sous les yeux les plans d'une machine dont les données et les dimensions principales à l'échappement sont les suivantes :

Puissance 10 000 Kw. (env. 14 500 à 15 000 HP).
Vitesse 3000 t/min.
Diamètre extérieur dernière file d'aubes = 1610 mm.

D'autres plans nous donnent encore, en ne considérant que la bâche d'échappement, comme pour le cas précédent :

Puissance = 12 500 kw. (env. 18 000 HP).
Vitesse = 2500 t/min.
Diamètre extérieur dernière file d'aubes = env. 2150 millimètres.
Diamètre du raccordement au condenseur = env. 2300 millimètres.
Puissance = 12 000 kw. (env. 17 000 à 17 500 HP).
Vitesse = 1500 t/min.
Diamètre extérieur dernière file d'aubes = env. 2700 millimètres.
Diamètre du raccordement au condenseur = env. 2300 millimètres.

On voit donc que les dimensions générales auxquelles nous arrivons par nos calculs d'orientation sont fortes, mais n'ont rien d'extraordinaire.

Pour ce qui concerne l'économie de la machine nous observons que si la vitesse axiale de sortie de la vapeur est complètement perdue, c'est-à-dire si l'énergie cinétique correspondante est complètement transformée en énergie calorique par des remous et des frottements, pour que la vapeur puisse s'échapper de la bâche de la machine il est indispensable de l'accélérer par une dépression auxiliaire ou une portion de la dépression totale disponible. Dans ce cas, si nous admettons, pour simplifier et fixer les idées, une même section de passage pour le canal reliant la turbine au condenseur, il nous faudrait, seulement pour couvrir les pertes à l'échappement de la machine, au minimum une différence de quantités totales de chaleur de

$$2 \times \frac{A}{2g} \cdot \overline{220}^2 = \text{env. } 11{,}5 \text{ calories}$$

soit, approximativement, 5 % de la différence de quantités de chaleur totale sur laquelle nous avons compté pour le calcul de la consommation de vapeur. Une perte de cet ordre de grandeur se manifestant à l'échappement seul, on voit avec quel soin doivent être établis les calculs de l'ensemble de la machine et surtout avec quelle minutie doivent être réalisés les divers éléments de sa construction pour que l'on arrive, malgré cela, au résultat global désiré et sur lequel nous avons tablé. Il est par conséquent évident que les constructeurs de turbines à vapeur ont dû se préoccuper et se préoccupent de diminuer ,autant que possible, cette perte intéressant l'échappement de la turbine. Il est d'emblée clair que la solution rationnelle du problème résidera en ceci : on cherchera à utiliser la vitesse de sortie de la vapeur de l'ailettage pour provoquer l'évacuation du fluide hors de la bâche en évitant l'accélération, autrement indispensable, à laquelle nous avons fait allusion.

Mais il y a autre chose encore. Référons-nous, pour plus de commodité, à l'exemple numérique établi ci-dessus. Nous voyons de suite que si la vitesse circonférentielle est de 220 m/sec. au diamètre moyen (2800 mm.) elle est par contre d'environ 269 m/sec. à l'extrémité extérieure des ailettes et de environ 171 m/sec. au pied de celles-ci, et si nous supposons que la vapeur entre dans les ailettes motrices avec une vitesse constante en valeur absolue aussi bien qu'en direction, nous arrivons fatalement et tout naturellement à des diagrammes de vitesse différents au pied et au sommet des aubes, donc à des vitesses absolues de sortie différentes. Comme on peut s'en persuader facilement en traçant les diagrammes de vitesse sus-mentionnés, la vitesse axiale de sortie varie également, en général donc on aurait à la sortie de l'ailettage des couches de fluide animées de vitesses différentes en valeur absolue aussi bien qu'en direction, circonstance qui facilite la production des remous qu'il importerait justement d'éviter. Autre aspect du problème qu'il ne faut pas perdre de vue.

Enfin, revenant sur la question des dimensions générales du coffre d'échappement, nous noterons que les difficultés que l'on rencontre pour obtenir de pareilles pièces et pour les usiner sont évidentes, d'autant plus qu'il y a lieu de tenir compte que, contrairement à ce que l'on suppose souvent, l'échappement des turbines à vapeur est soumis parfois à de fortes variations de température. Il est d'autre part clair que plus le vide sur lequel travaillent les turbines est grand, plus les dimensions de l'échappement augmentent et plus devient délicat le problème de la rigidité de la bâche en général et du coffre d'échappement en particulier, ainsi que celui de la fixation de l'ensemble de la machine sur ses fondations.

(A suivre.)

Budget de construction des CFF pour 1921.

Bien que la plus grande réserve possible ait présidé à l'établissement du budget de construction pour 1921, ce dernier, qui s'élève à un total de 79 524 940 fr., ne présente pas une diminution considérable par rapport à celui de 1920. Et cependant on n'y a fait figurer que les dépenses des travaux dont la continuation ou l'achèvement est absolument nécessaire pour des raisons techniques de construction ou d'exploitation. Il faut mentionner en premier lieu les travaux en vue de l'introduction de la traction électrique des trains, pour lesquels il est de nouveau prévu une somme de 52 millions de francs, comme en 1920 ; le budget contient, en outre, des sommes importantes pour la continuation des travaux du deuxième tunnel du Simplon, le doublement de voies, la transformation de la ligne de la rive gauche du lac de Zurich et l'extension des gares de Thoune, Bienne, Bellinzone et Chiasso. Par contre, l'exécution et l'achèvement de nombreux travaux déjà prévus dans