

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 61 (1935)
Heft: 9

Artikel: Usine hydro-électrique sur le Rio Colorado (Etats-Unis), Barrage Hoover
Autor: Bois, L. du
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-46987>

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: 26.01.2026

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

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

ABONNEMENTS :

Suisse : 1 an, 12 francs
Etranger : 14 francs

Pour sociétaires :
Suisse : 1 an, 10 francs
Etranger : 12 francs

Prix du numéro :
75 centimes.

Pour les abonnements
s'adresser à la librairie
F. Rouge & Cie, à Lausanne.

Paraissant tous les 15 jours

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des Anciens élèves de l'Ecole d'ingénieurs de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des Anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale. — Organe de publication de la Commission centrale pour la navigation du Rhin.

COMITÉ DE RÉDACTION. — Président : R. NEESER, ingénieur, à Genève. — Secrétaire : EDM. EMMANUEL, ingénieur, à Genève. — Membres : *Fribourg* : MM. L. HERTLING, architecte ; A. ROSSIER, ingénieur ; R. DE SCHALLER, architecte ; *Vaud* : MM. C. BUTTICAZ, ingénieur ; E. ELSKES, ingénieur ; EPITAUX, architecte ; E. JOST, architecte ; A. PARIS, ingénieur ; CH. THÉVENAZ, architecte ; *Genève* : MM. L. ARCHINARD, ingénieur ; É. ODIER, architecte ; CH. WEIBEL, architecte ; *Neuchâtel* : MM. J. BÉGUIN, architecte ; R. GUYE, ingénieur ; A. MÉAN, ingénieur cantonal ; E. PRINCE, architecte ; *Valais* : MM. J. COUCHEPIN, ingénieur, à Martigny ; HAENNY, ingénieur, à Sion.

RÉDACTION : H. DEMIERRE, ingénieur, 11, Avenue des Mousquetaires, LA TOUR-DE-PEILZ.

CONSEIL D'ADMINISTRATION DU BULLETIN TECHNIQUE

A. DOMMER, ingénieur, président ; G. EPITAUX, architecte ; M.IMER ; E. SAVARY, ingénieur.

SOMMAIRE : *Usine hydro-électrique sur le Rio Colorado (Etats-Unis). Barrage Hoover*, par M. L. DU BOIS, ingénieur, à Lausanne (suite et fin). — *Concours d'architecture pour une école à Roche* (suite et fin). — *La protection des titres professionnels*. — *Le confort dans les hôpitaux de campagne*. — **SOCIÉTÉS** : *Association amicale des anciens élèves de l'Ecole d'ingénieurs de Lausanne et Société vaudoise des ingénieurs et des architectes*. — *Union suisse des professionnels de la route*. — **BIBLIOGRAPHIE**. — **NOUVEAUTÉS**. — **INFORMATIONS DIVERSES**.

Usine hydro-électrique sur le Rio Colorado (Etats-Unis). Barrage Hoover,

par M. L. DU BOIS, ingénieur, à Lausanne.

(Suite et fin.)¹

Usines hydro-électriques.

Il y a deux usines, une sur chaque rive, accolées au barrage.

On voit ces deux usines en coupe sur la figure 2 et en plan sur la figure 1 (vue en plan) avec les tuyaux de distribution. La figure 4 montre plus en détail une coupe transversale de l'une des usines, par l'axe de l'une des grandes turbines.

Les données, en ce qui concerne les caractéristiques, sont un peu différentes suivant que nous les tirons de « Science et Vie » ou de « Mechanical Engineering ». Nous admettrons les chiffres du journal américain qui indique au total (pour les 2 usines) :

15 turbines de 115 000 chevaux = 1 725 000 ch et

2 turbines de 55 000 chevaux = 110 000 ch

Puissance installée totale = 1 835 000 ch

Pour les grosses turbines, on indique comme vitesse 150-180 tours par minute.

Nous avons vu que la chute brute maximum pouvait varier de 169,27 à 181,78 m. Si nous admettons une chute nette moyenne (lorsque le lac est plein) de 170 m, il en résulte, pour les grosses turbines, un nombre de tours spécifiques de 170 pour le cas de 180 tours et de 142 pour le cas de 150 tours. Ce sont des nombres de tours spéci-

fiques qui correspondent à des turbines Francis normales. On peut les voir en coupe dans la figure 4. Elles n'ont d'extraordinaire que leurs dimensions ; les roues ont environ 4,80 m de diamètre et les bâches-spirales 11 m de diamètre extérieur.

Nous n'avons trouvé aucune indication sur la hauteur maximum de la tranche d'eau du lac que l'on compte utiliser. D'après la hauteur des tours de prise d'eau (fig. 1, élévation) et la position des coudes de départ des conduites forcées, il semble que l'on compte utiliser une baisse du lac d'environ la moitié de la chute totale. Il est évident que la puissance des turbines diminuera en même temps que la chute.

D'autre part, d'après les chiffres indiqués plus haut (34 milliards de m³ pour le volume total du lac, et 11,5 milliards pour la tranche utilisable) il semblerait que la hauteur de cette tranche devrait être inférieure au tiers de la hauteur de chute.

On ne peut guère admettre que les 17 groupes marqueront jamais simultanément à pleine charge ; il faut qu'il y ait des groupes de réserve ; en supposant comme marche maximum, 12 turbines de 115 000 ch et une de 55 000 ch, on arrive à un débit total correspondant de 720 m³/sec ; c'est ce chiffre que nous avons admis comme troisième poste dans l'estimation du débit maximum pouvant s'écouler simultanément dans les ouvrages de décharge et à travers les turbines ; il correspond à une puissance de 1 435 000 ch. Il est possible que la puissance maximum de pointes qui ait été envisagée soit plus faible que ce chiffre-là, et que l'on ait admis seulement 10 grosses turbines de 115 000 ch et une de 55 000 ch, (soit 1 205 000 ch) marchant simultanément lorsque le niveau du lac est à son maximum de hauteur. Les

¹ Voir *Bulletin technique* du 13 avril 1935, page 85.

ANNONCES

Le millimètre sur 1 colonne,
largeur 47 mm. :
20 centimes.

Rabais pour annonces
répétées.

Tarif spécial
pour fractions de pages.

Régie des annonces :
Société Suisse d'édition,
Terreaux 29, Lausanne.

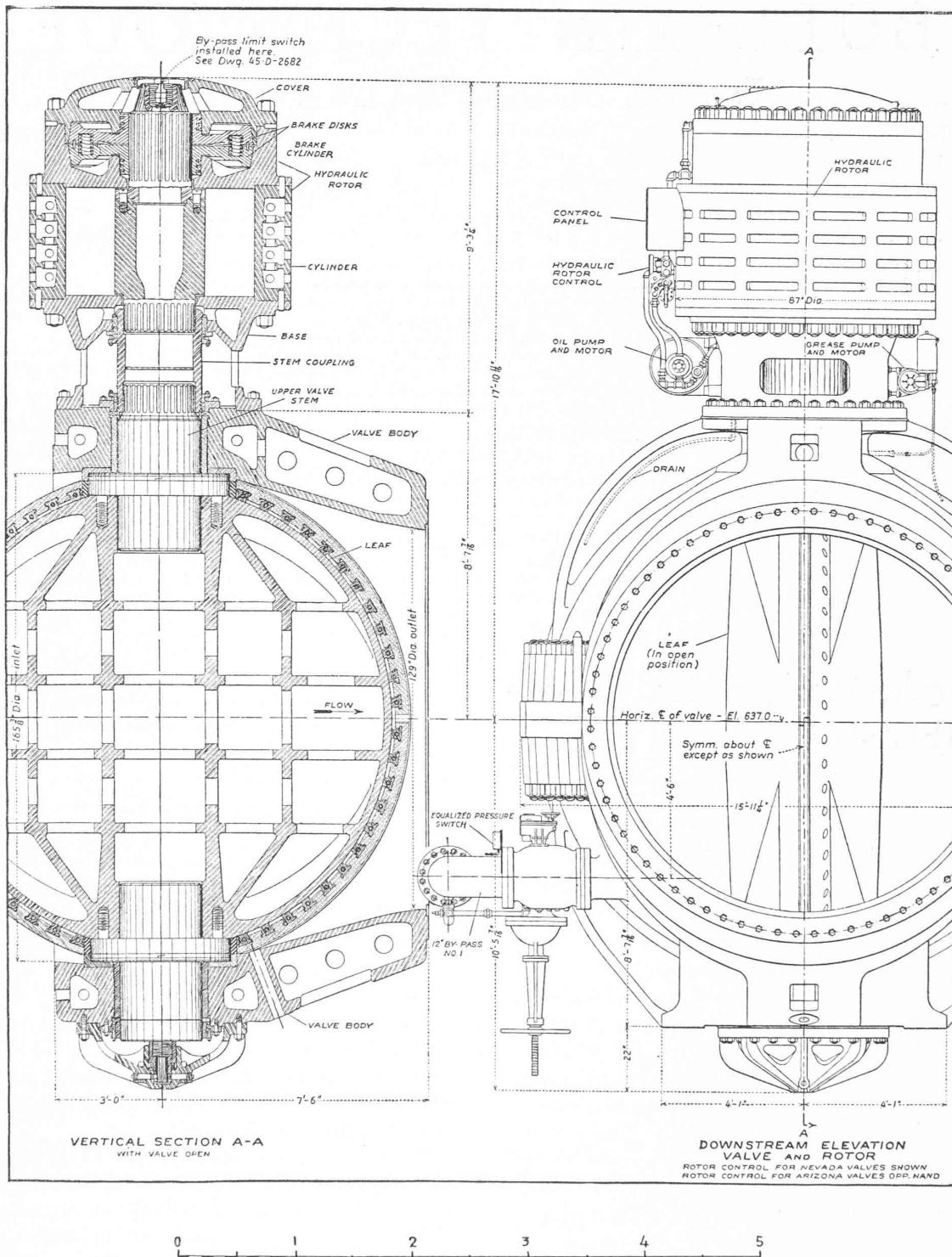


Fig. 6. — Vanne-papillon, coupe longitudinale avec lentille en coupe figurée dans la position d'ouverture en plein, et vue en bout, côté aval.

D'après « Mechanical Engineering ».

6 autres groupes serviraient alors de réserve et seraient mis en marche successivement, au fur et à mesure de la baisse du lac afin de maintenir la puissance maximum disponible à peu près constante.

Nous n'avons aucune donnée sur la production de l'usine en kWh. Mais on peut faire l'estimation suivante pour en fixer l'ordre de grandeur :

Comme cette usine génératrice est destinée à alimenter des services publics, on peut supposer que la puissance maximum de pointes correspond à quatre fois environ le débit moyen disponible, ce qui donnerait une puissance moyenne annuelle de 300 000 ch ou 210 000 kW et une énergie de 1 840 000 000 kWh, soit plus de 8 fois la production de la Dixence.

Chaque turbine est alimentée par un embranchement de 4,20 m de diamètre intérieur ; pour les deux turbines de 55 000 ch il y a un embranchement pareil qui se bifurque à l'entrée de l'usine. A l'entrée de chaque turbine se trouve une vanne-papillon visible dans la coupe de l'usine, figure 4. Le « Mechanical Engineering » contient une description de ces appareils qui présentent plusieurs particularités intéressantes, avec des dessins d'exécution détaillés. Nous en avons extrait les notes qui suivent et avons fait, en plus, une étude des conditions de manœuvre de ces organes obturateurs et des poussées hydrauliques qui peuvent se produire sur les lentilles, dans le cas d'une rupture importante de tuyau se produisant en aval de ces organes.

Vannes-papillons des turbines de 115 000 chevaux.

La figure 6 empruntée au journal américain, donne la coupe longitudinale du papillon avec la coupe de la lentille supposée dans la position ouverte en plein. Les dimensions sont cotées en pieds et pouces anglais. Dans les croquis schématiques qui suivent, nous avons inscrit les cotes en millimètres.

Les vannes-papillons ont les diamètres intérieurs suivants (voir fig. 7) :

à l'entrée $D_1 = 4,200$ m, section $F_1 = 13,85 \text{ m}^2$
 à la lentille $D_2 = 4,277$ m, section $F_2 = 14,34 \text{ m}^2$
 à la sortie $D_3 = 3,277$ m, section $F_3 = 8,42 \text{ m}^2$
 section au passage de la lentille $F_4 = 9,00 \text{ m}^2$

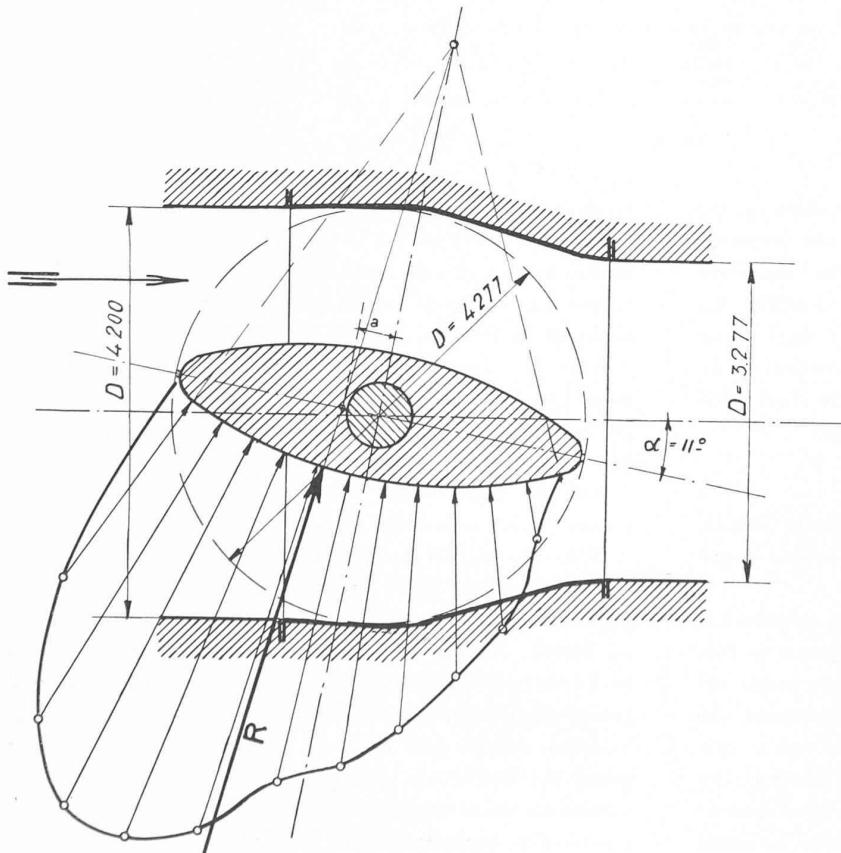


Fig. 7. — Répartition des poussées hydrauliques sur la face amont.

La pression statique sur les papillons est d'environ 180 m.

Le calcul du couple hydraulique de tendance à fermeture pour différentes positions de la lentille, a été fait dans l'hypothèse de l'écoulement à gueule bée, c'est-à-dire que l'on suppose une rupture de la conduite directement en aval du papillon, produisant une section d'écoulement au moins égale à F_3 , soit $8,42 \text{ m}^2$.

Nous n'avons pas de données suffisantes sur les dimensions des tuyauteries pour pouvoir déterminer les pertes de charge exactes. Nous avons, en conséquence, admis une perte de charge constante de 20 m, de sorte que les couples de fermeture sont calculés pour une pression nette en amont de la lentille de 160 m (arrondi). On sait que la valeur du couple est donnée par l'expression : (*Bulletin technique de la Suisse romande*, du 22 décembre 1934) :

$$M_d = k \cdot D^3 \cdot h, \text{ en } m \cdot \text{kg.} \quad \begin{cases} D = \text{diamètre de la lentille, en m} \\ h = \text{pression en m} \\ k = \text{paramètre} \end{cases}$$

Il est donc proportionnel à la pression h , de sorte qu'il sera facile d'apporter aux chiffres que nous avons déterminés les corrections nécessaires si les pertes de charge sont quelque peu différentes du chiffre admis.

Face amont de la lentille.

Le calcul des poussées agissant sur la face amont de la lentille est relativement aisé et doit donner des résultats

s'approchant beaucoup de la réalité ; la figure 7 donne la répartition de ces efforts pour un angle d'ouverture de 11°. La résultante R est désaxée d'une quantité a ; le couple de fermeture est alors : $R \cdot a$.

Le diagramme, figure 8, donne les quatre courbes suivantes :

M_d = couple de fermeture, en m.kg
 R = résultante des poussées, en tonnes
 a = bras de levier, en m
 Q = débit, en m^3/sec , s'écoulant par la section inférieure.

On voit que la valeur maximum du couple est de 532 000 m.kg. Nous avons : diamètre de la lentille

$$D_2 = 4,277 \text{ et } D_2^3 = 78$$

d'où il résulte un coefficient

$$k = \frac{M_d}{D^3 \cdot h} = \frac{532\,000}{78 \times 160} = 42,6.$$

Cette valeur est plus faible que celle que nous avions trouvée, qui était de 57 (*Bulletin technique de la Suisse romande*, du 3 mars 1934).

L'angle α pour lequel le couple est maximum est de 12°, alors que nous avions trouvé 22°.

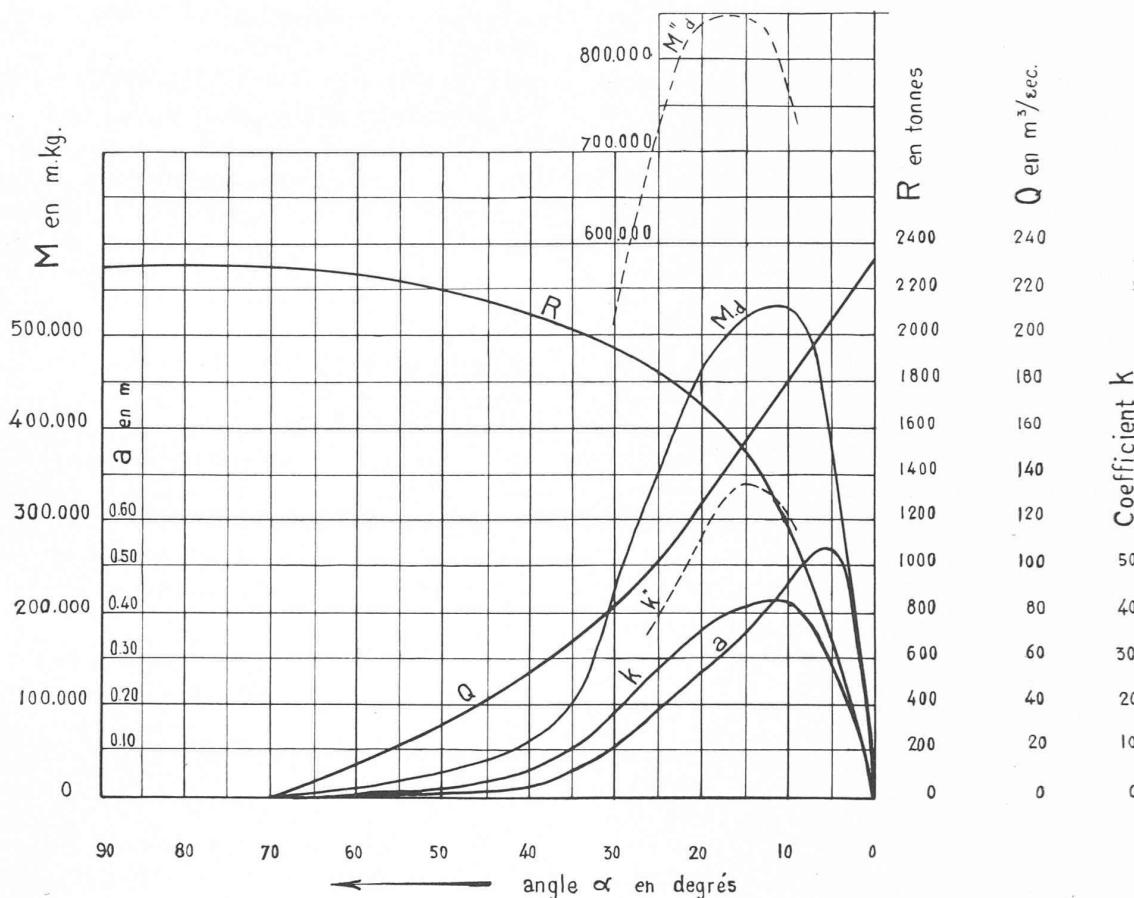


Fig. 8. — Face amont.

Légende : R = Résultante des poussées sur la face amont de la lentille, en tonnes.

a = Excentricité, en mètres.

$M_d = R.a$ = Couple hydraulique de fermeture, en m.kg.

D = Diamètre de la lentille = 4,277 m.

h = Pression nette en amont de la lentille = 160 m (admis).

$$M_d = k \cdot D^3 \cdot h, \text{ d'où } k = \frac{M_d}{D^3 \cdot h}$$

Ces divergences proviennent de la forme conique du corps du papillon ; nous avions admis, dans nos premiers calculs, un corps cylindrique ayant le même diamètre intérieur que le diamètre extérieur de la lentille. La forme conique très accentuée des papillons de l'Usine du Colorado a comme conséquence que la variation de la section d'écoulement le long de la lentille n'est plus la même que lorsque le corps est cylindrique.

Face aval de la lentille.

Le calcul des poussées sur la face aval de la lentille est plus malaisé et ne peut présenter le même degré d'exactitude que pour la face amont.

Dans nos notes (*Bulletin technique de la Suisse romande* du 22 décembre 1934) nous avions fait ressortir le fait suivant, s'appliquant à un papillon dont le corps est cylindrique : la variation de la section d'écoulement sur la face aval de la lentille est exactement la même que sur la face amont, mais se produit en sens inverse ; au lieu d'y avoir convergence dans le sens du mouvement de l'eau, il y a divergence. Si l'on admet que ce canal divergent agit à la manière d'un Venturi et produit une

récupération complète de la pression, alors la valeur du couple de fermeture est la même sur la face aval que sur la face amont et agit dans le même sens, ce qui double la valeur du couple de fermeture calculé pour la face amont seule de la lentille.

Avec la forme conique du corps du papillon telle que nous l'avons maintenant, cette similitude entre convergence et divergence n'existe plus, ce qui modifie sensiblement les résultats.

Afin de nous rendre compte de ce qui peut bien se passer, voici comment nous avons procédé :

Nous avons fait un premier calcul en supposant que la récupération de la pression s'opérait complètement. La courbe M_d de la figure 9 donne les valeurs auxquelles on arrive. Au fur et à mesure que l'angle α augmente, la loi de divergence de la section se modifie ; pour de petits angles α la divergence est faible comme dans les Venturi, tandis que pour de grands angles α , la divergence est beaucoup plus prononcée. Il est évident qu'il y aura un point critique à partir duquel l'action Venturi, c'est-à-dire la récupération de la pression, ne se produira plus que très imparfaitement. On possède actuellement

d'assez nombreux documents sur les rendements des diffuseurs ; il a paru à ce sujet, un article très complet dans le Bulletin de la Société hydrotechnique de France (23 décembre 1933) dû à M. Leroux, de Grenoble. Les essais les plus sérieux paraissent être ceux de la « Newports News Shipbuilding and Drydock Company », qui se trouvent dans la publication n° 047 de la « National Electric Light Association », de New York (mai 1930). Ils s'appliquent à des tuyaux coniques et donnent un graphique des rendements obtenus en fonction de l'angle d'ouverture du cône et du rapport $L : D$, caractérisant l'allongement, L étant la longueur du cône, et D son diamètre à l'entrée. Nous avons assimilé le canal constitué par la surface aval de la lentille et le corps de la valve à un tuyau conique ; ceci ne peut être considéré, bien entendu, que comme une approximation. Et nous avons calculé, pour les différents angles d'ouverture, la récupération de la pression, en appliquant les chiffres de rendement donnés par les essais américains. Cette manière de procéder nous a donné la courbe pointillée M'_d de la figure 9.

La valeur maximum de M'_d est ici de 380 000 m.kg, ce qui correspond à un coefficient

$$k' = \frac{380\,000}{78 \times 160} = 31,4.$$

Il est évident, nous le répétons, que ce second calcul n'offre pas le degré d'exactitude du premier et que les

valeurs de ce second couple M'_d ne doivent être considérées que comme approximatives. Seuls des essais permettraient de déterminer des valeurs exactes.

Couple total de fermeture.

Sur la figure 8 nous avons porté la courbe M''_d qui résulte de l'addition des valeurs M_d face amont et M'_d face aval. Le couple maximum ainsi obtenu est de 850 000 m.kg, ce qui correspond à une valeur

$$k'' = \frac{850\,000}{78 \times 160} = 68.$$

L'angle α d'ouverture du couple maximum est à $17\frac{1}{2}^\circ$ environ, alors que, pour M_d pris isolément, il était de 12° et pour M'_d pris aussi isolément, il était de 22° environ.

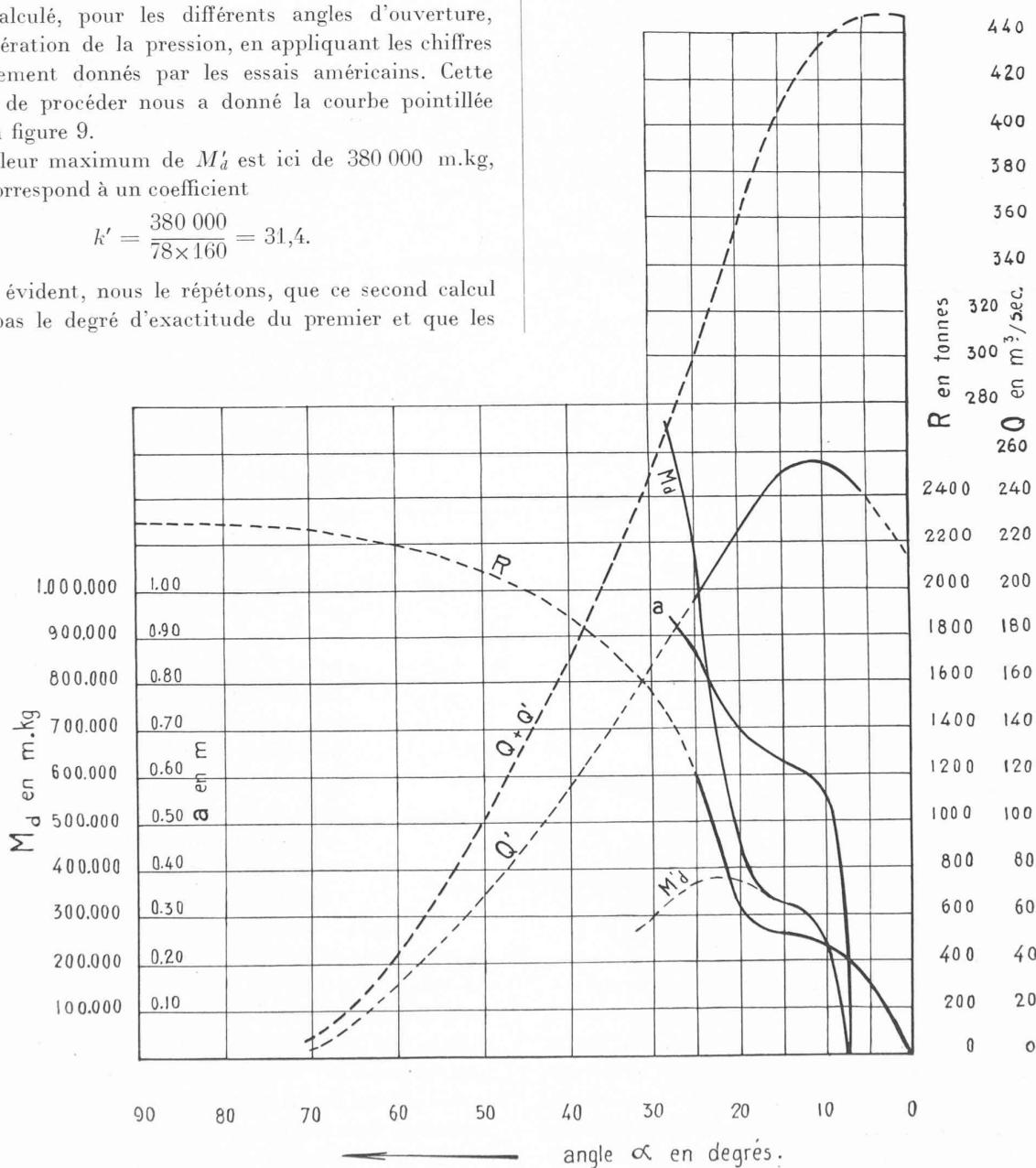


Fig. 9. — Face aval.

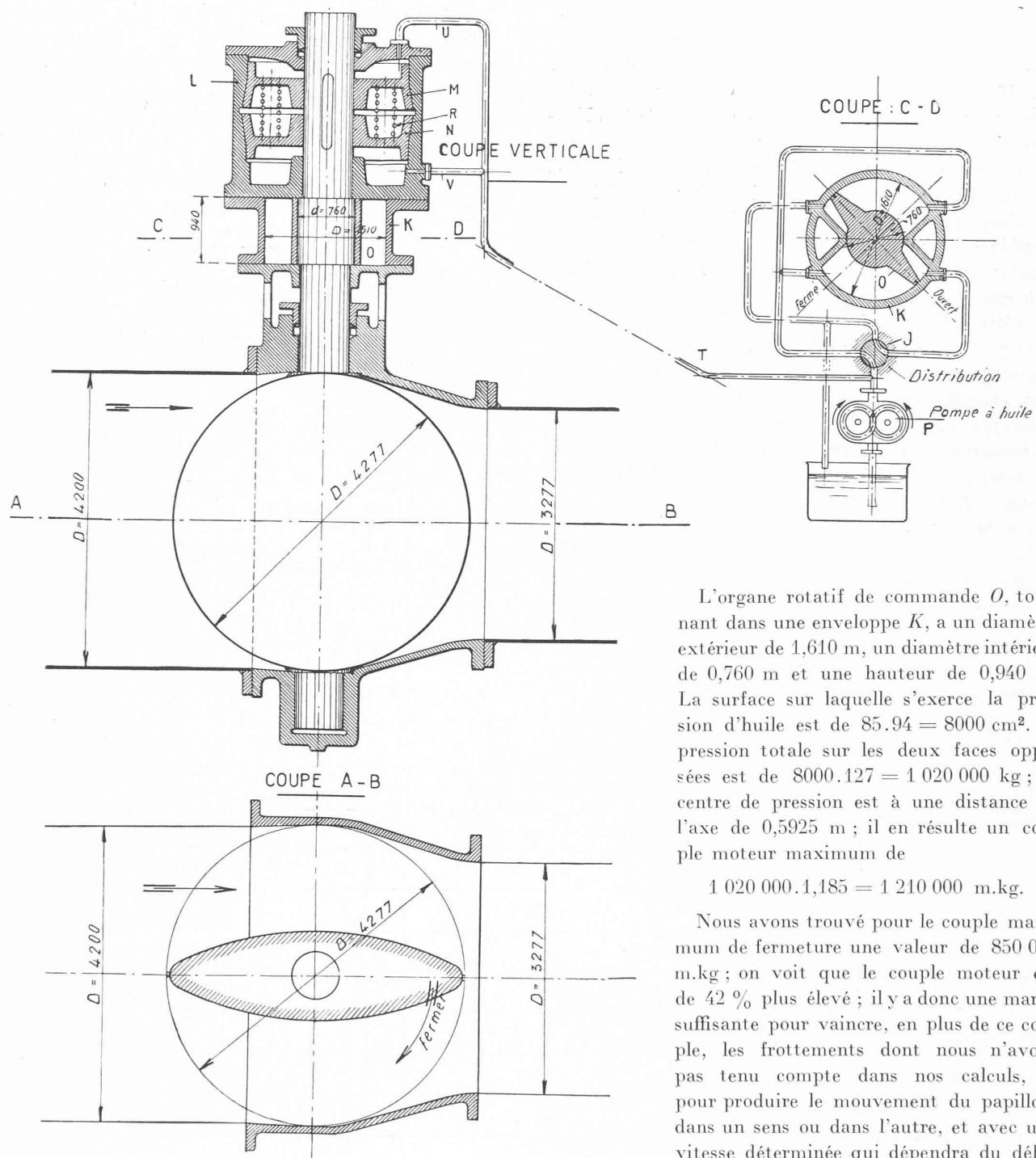


Fig. 10. — Schéma de la vanne-papillon avec son dispositif de commande.

Appareil de commande du papillon.

La figure 10 donne le schéma du dispositif de fermeture en coupes verticale et horizontale. Une pompe à huile débite de l'huile sous pression à 127 atm. La coupe horizontale CD montre l'organe moteur de fermeture et d'ouverture O, avec la disposition de la tuyauterie de distribution de l'huile. Un distributeur J, figuré schématiquement, permet de produire à volonté un mouvement de la lentille dans un sens ou dans l'autre.

L'organe rotatif de commande O, tournant dans une enveloppe K, a un diamètre extérieur de 1,610 m, un diamètre intérieur de 0,760 m et une hauteur de 0,940 m. La surface sur laquelle s'exerce la pression d'huile est de $85.94 = 8000 \text{ cm}^2$. La pression totale sur les deux faces opposées est de $8000.127 = 1\,020\,000 \text{ kg}$; le centre de pression est à une distance de l'axe de 0,5925 m; il en résulte un couple moteur maximum de

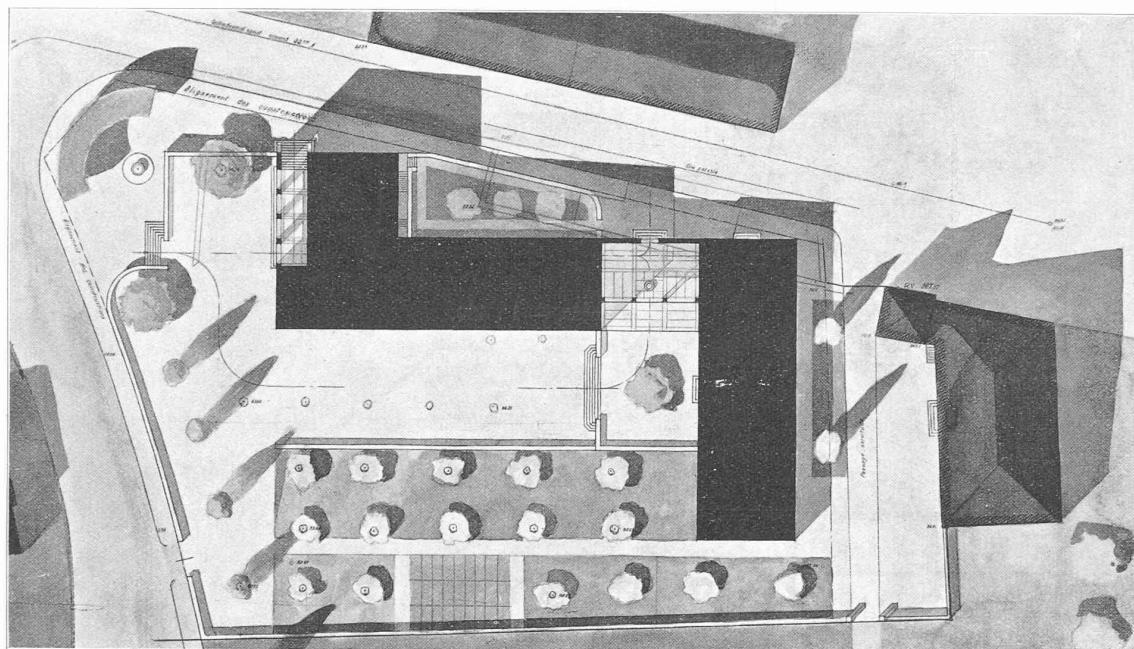
$$1\,020\,000.1,185 = 1\,210\,000 \text{ m.kg.}$$

Nous avons trouvé pour le couple maximum de fermeture une valeur de 850 000 m.kg; on voit que le couple moteur est de 42 % plus élevé; il y a donc une marge suffisante pour vaincre, en plus de ce couple, les frottements dont nous n'avons pas tenu compte dans nos calculs, et pour produire le mouvement du papillon, dans un sens ou dans l'autre, et avec une vitesse déterminée qui dépendra du débit de la pompe, et ceci, même en cas de rupture de la conduite.

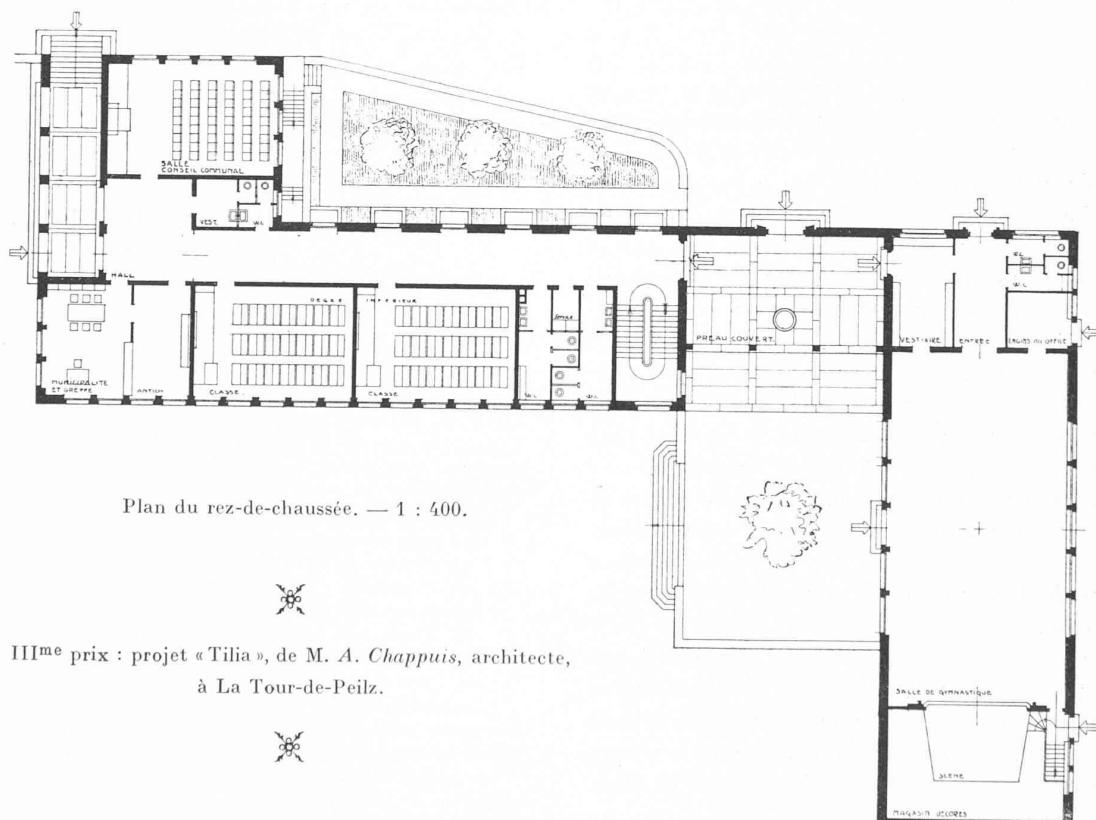
Un dispositif intéressant est celui du blocage automatique de la lentille, fixé à l'extrémité supérieure de l'arbre du papillon et visible sur la coupe verticale de la figure 10, ainsi que dans la figure 6.

Dans les papillons ordinaires, la commande se fait généralement par un segment denté et une vis sans fin; le mécanisme est irréversible, c'est-à-dire que l'on peut arrêter la lentille dans n'importe quelle position; le couple de fermeture n'arrive pas à produire un mouvement de la lentille; elle se trouve bloquée. Avec le

CONCOURS POUR UN BATIMENT SCOLAIRE, A ROCHE



Plan de situation. — 1 : 800.



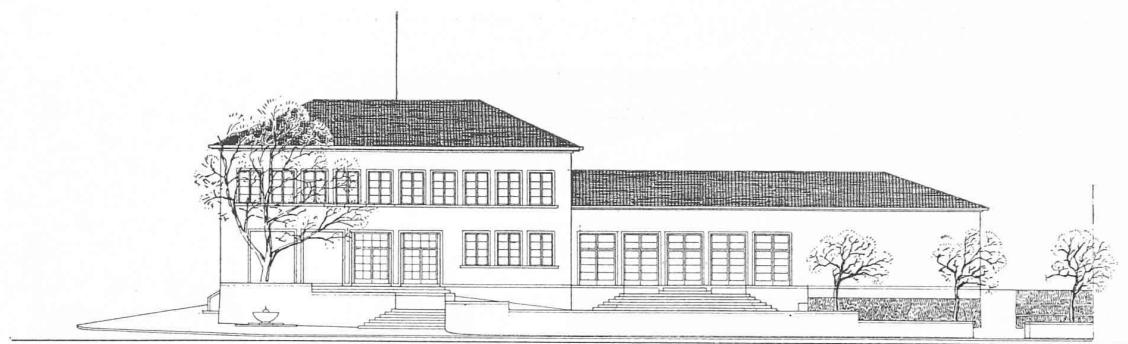
Plan du rez-de-chaussée. — 1 : 400.

III^{me} prix : projet « Tilia », de M. A. Chappuis, architecte,
à La Tour-de-Peilz.

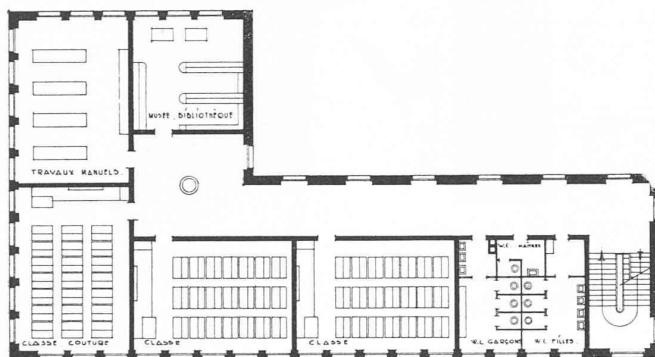
dispositif de commande, tel qu'il a été réalisé dans les papillons de l'usine du Colorado cette condition d'irréversibilité n'est pas remplie sans autre, de sorte qu'il a fallu prévoir un dispositif spécial de blocage.

L'arbre de la lentille porte à sa partie supérieure deux

disques *M* et *N* à jantes coniques, pouvant coulisser le long de l'arbre. Des ressorts *R* tendent à les écarter l'un de l'autre et à les serrer dans leurs logements coniques respectifs, et par là à agir comme freins et à bloquer la lentille du papillon dans une position quelconque.



Façade ouest. — 1 : 400.

Plan du 1^{er} étage. — 1 : 400.

Lorsque l'on veut actionner le papillon, on met en marche la pompe à huile qui crée la pression de manœuvre. Cette huile sous pression est envoyée par le tuyau *T* et les deux embranchements *U* et *V* dans le cylindre *L*, en haut et en bas ; les deux disques-freins sont comprimés l'un contre l'autre ; leur action de freinage est annulée et le mouvement de rotation de la lentille peut s'effectuer ; dès que l'on arrête la pompe, l'action inverse se produit et les freins bloquent la lentille.

Une soupape automatique d'échappement (non figurée sur le dessin) doit être branchée sur le tuyau de refoulement de la pompe à la sortie de celle-ci, afin que lorsque la lentille arrive à fin de fermeture et se bloque dans le corps du papillon, ou encore lorsqu'on place le distributeur *J* dans une position intermédiaire fermant les tuyaux de liaison à l'enveloppe de l'organe de fermeture *K*, il ne puisse pas se produire de surpression dangereuse.

Ce sera une soupape à ressort, réglée pour agir à une pression un peu supérieure à la pression de manœuvre de 127 atm. Dans le sens de l'ouverture on peut facilement imaginer un dispositif automatique arrêtant la pompe lorsque la lentille arrive dans sa position ouverte en plein.

Nous voici arrivé au bout de la description de cette Usine du Colorado qui, il est à prévoir, détiendra pendant longtemps le record de la puissance installée. Abstraction faite de ses dimensions gigantesques, elle renferme nombre de particularités intéressantes et d'innovations ingénieuses et très américaines, que nous avons cherché

CONCOURS POUR UN BATIMENT SCOLAIRE, A ROCHE

III^{me} prix : projet de M. A. Chappuis.

à faire ressortir. Les documents dont nous disposions étant assez incomplets, nous nous sommes efforcé de remédier aux lacunes dans la mesure du possible. Lorsque paraîtront des descriptions plus complètes, il sera intéressant de reprendre toute la question. Le but de la présente étude n'était que de donner une idée générale de ces travaux, afin que l'on puisse se rendre compte de leur ordre de grandeur.

Concours d'architecture pour une école à Roche.

(Suite et fin.)¹

Nº 8 (« *Tilia* »). — Assez bon projet. L'entrée principale largement indiquée en plan est exprimée de façon insuffisante en façade. En revanche, l'entrée secondaire est trop accusée. Les W. C. au sud sont critiquables. L'utilisation des combles pour l'appartement du concierge est mal étudiée. Manque d'unité dans la façade nord. La disposition du préau est bonne. Cube très élevé.

Le jury décide d'attribuer :

un premier prix de Fr. 1300 au Nº 24 (« *Solaria* »);
un 2^e prix de Fr. 1100 au Nº 47 (« 3, 4, 5 »);
un 3^e prix de Fr. 600 au Nº 26 (« *Boubouroche* »).

L'ouverture des enveloppes donne le résultat suivant :

M. Bournoud, à Montreux, 1^{er} prix.
M. Ed. Giovannoni, à Clarens, 2^{er} prix.
M. Arthur Schorp, à Montreux, 3^{er} prix.

L'auteur du projet classé en 2^e rang n'étant pas de nationalité suisse ne peut pas par conséquent participer au concours ; aucun prix ne lui est accordé, son projet est écarté.

Le projet classé au 3^e rang passe au 2^e rang et le projet classé en 4^e rang passe au 3^e rang.

Le jury procède à une nouvelle répartition des prix en tenant compte de la valeur respective des projets.

Le Nº 24 (« *Solaria* »), 1^{er} rang, obtient Fr. 1600.

Le Nº 26 (« *Boubouroche* »), 2^{er} rang, obtient Fr. 800.

Le Nº 8 (« *Tilia* »), 3^{er} rang, obtient Fr. 600.

L'ouverture de l'enveloppe du Nº 8 donne le nom de M. A. Chappuis, à la Tour-de-Peilz.

¹ Voir *Bulletin technique* du 13 avril 1935, page 89.