

Conditions d'utilisation des contenus du Conservatoire numérique

1- [Le Conservatoire numérique](#) communément appelé [le Cnum](#) constitue une base de données, produite par le Conservatoire national des arts et métiers et protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle. La conception graphique du présent site a été réalisée par Eclydre (www.eclydre.fr).

2- Les contenus accessibles sur le site du Cnum sont majoritairement des reproductions numériques d'œuvres tombées dans le domaine public, provenant des collections patrimoniales imprimées du Cnam.

Leur réutilisation s'inscrit dans le cadre de la loi n° 78-753 du 17 juillet 1978 :

- la réutilisation non commerciale de ces contenus est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur ; la mention de source doit être maintenue ([Cnum - Conservatoire numérique des Arts et Métiers - http://cnum.cnam.fr](#))
- la réutilisation commerciale de ces contenus doit faire l'objet d'une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service.

3- Certains documents sont soumis à un régime de réutilisation particulier :

- les reproductions de documents protégés par le droit d'auteur, uniquement consultables dans l'enceinte de la bibliothèque centrale du Cnam. Ces reproductions ne peuvent être réutilisées, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l'autorisation préalable du titulaire des droits.

4- Pour obtenir la reproduction numérique d'un document du Cnum en haute définition, contacter [cnum\(at\)cnam.fr](mailto:cnum(at)cnam.fr)

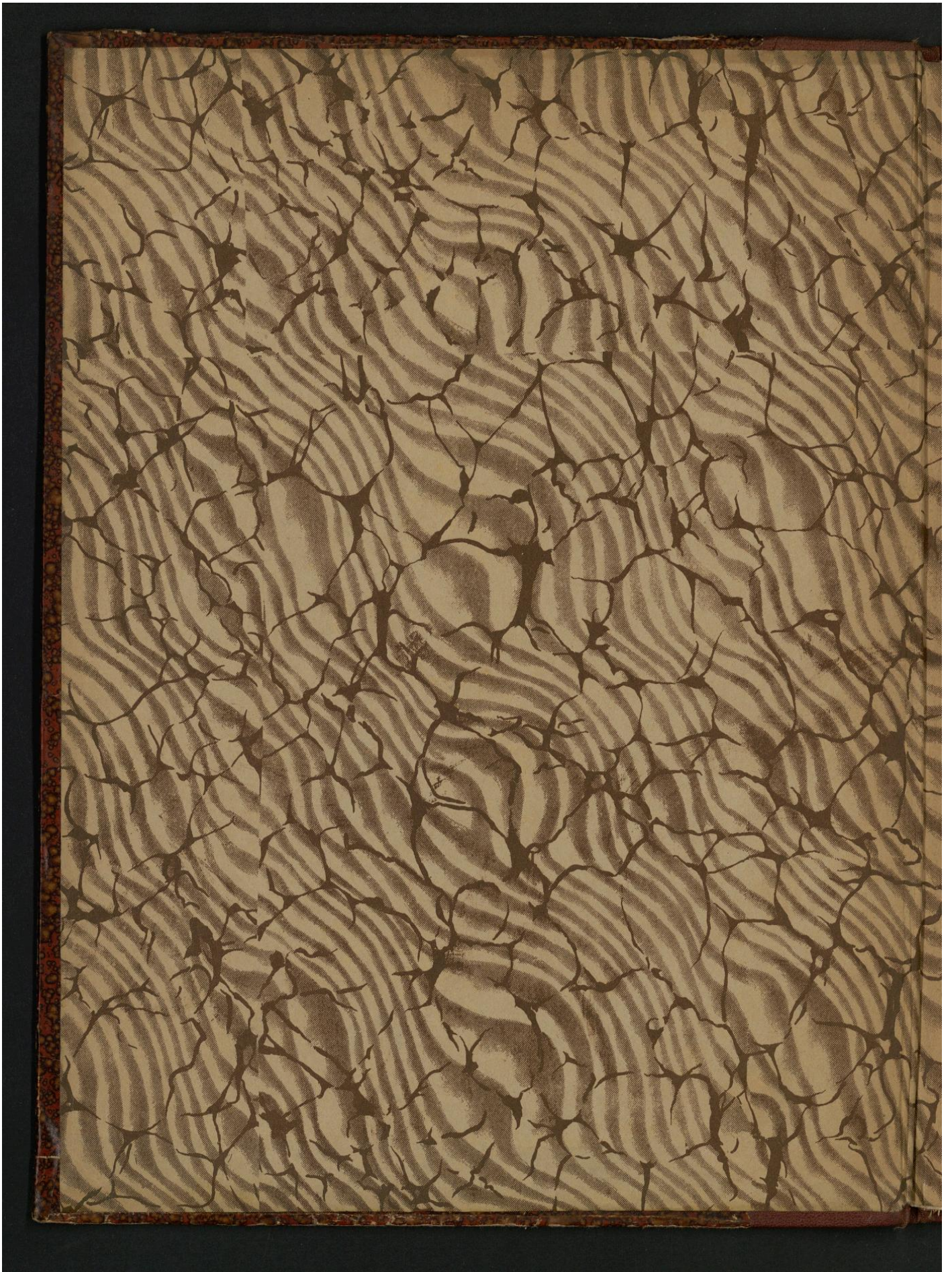
5- L'utilisateur s'engage à respecter les présentes conditions d'utilisation ainsi que la législation en vigueur. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d'une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

6- Les présentes conditions d'utilisation des contenus du Cnum sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

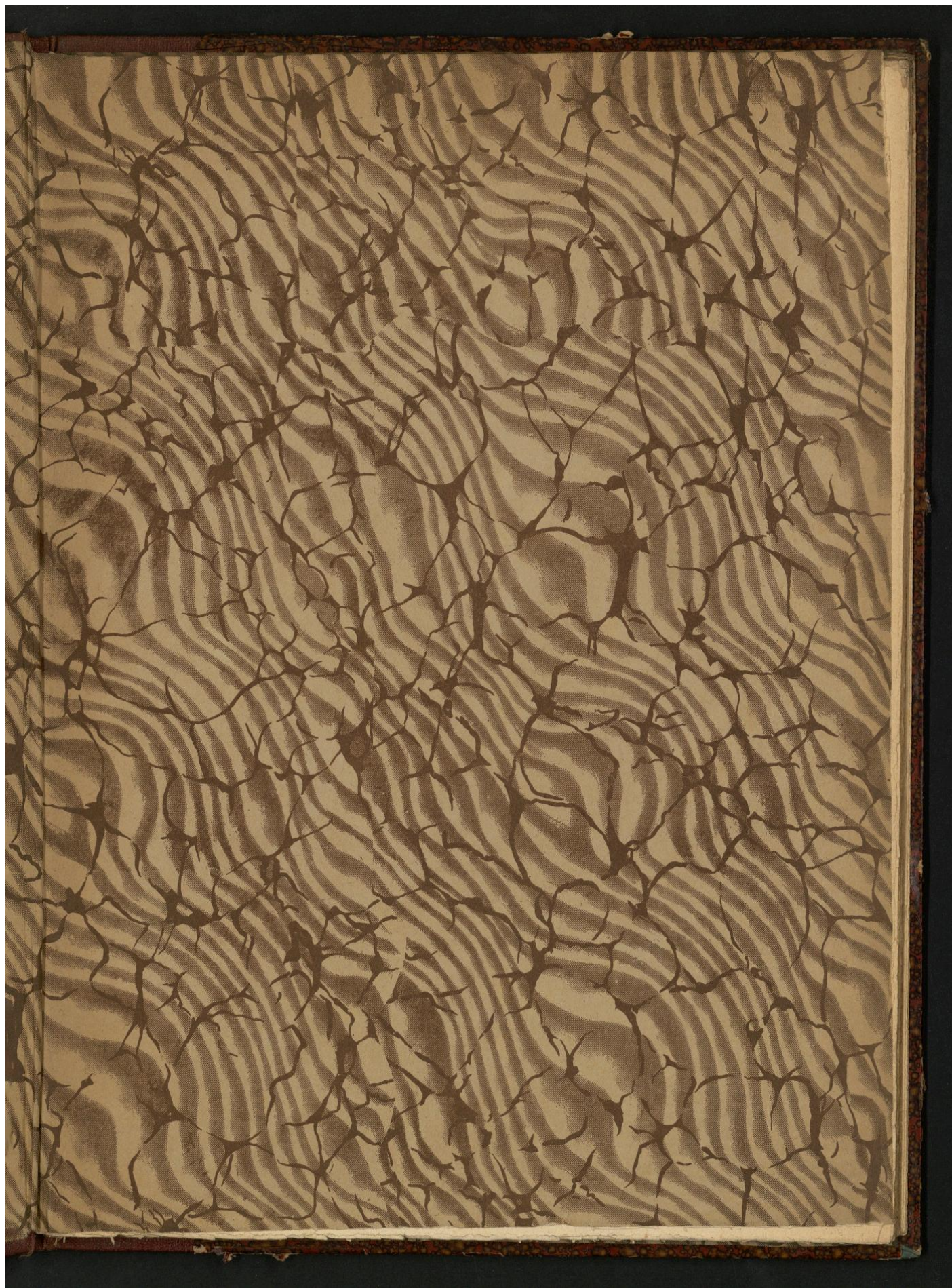
NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

NOTICE DE LA GRANDE MONOGRAPHIE	
Auteur(s) ou collectivité(s)	Sauvage, Louis Auguste Édouard
Auteur(s)	Sauvage, Louis Auguste Édouard (1850-1937)
Auteur(s) secondaire(s)	École nationale des ponts et chaussées (France)
Titre	Moteurs hydrauliques
Adresse	[Paris] : [École nationale des Ponts et Chaussées], 1904-1911
Collation	2 vol. (92, 59 p.) : ill. ; 32 cm
Nombre de volumes	2
Sujet(s)	Moteurs hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur Roues hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur Transmission (mécanique) -- Manuels d'enseignement supérieur Turbines hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur
Permalien	http://cnum.cnam.fr/redir?4DI60_64
LISTE DES VOLUMES	Moteurs hydrauliques : février et mars 1904
	Moteurs hydrauliques : 1910-1911

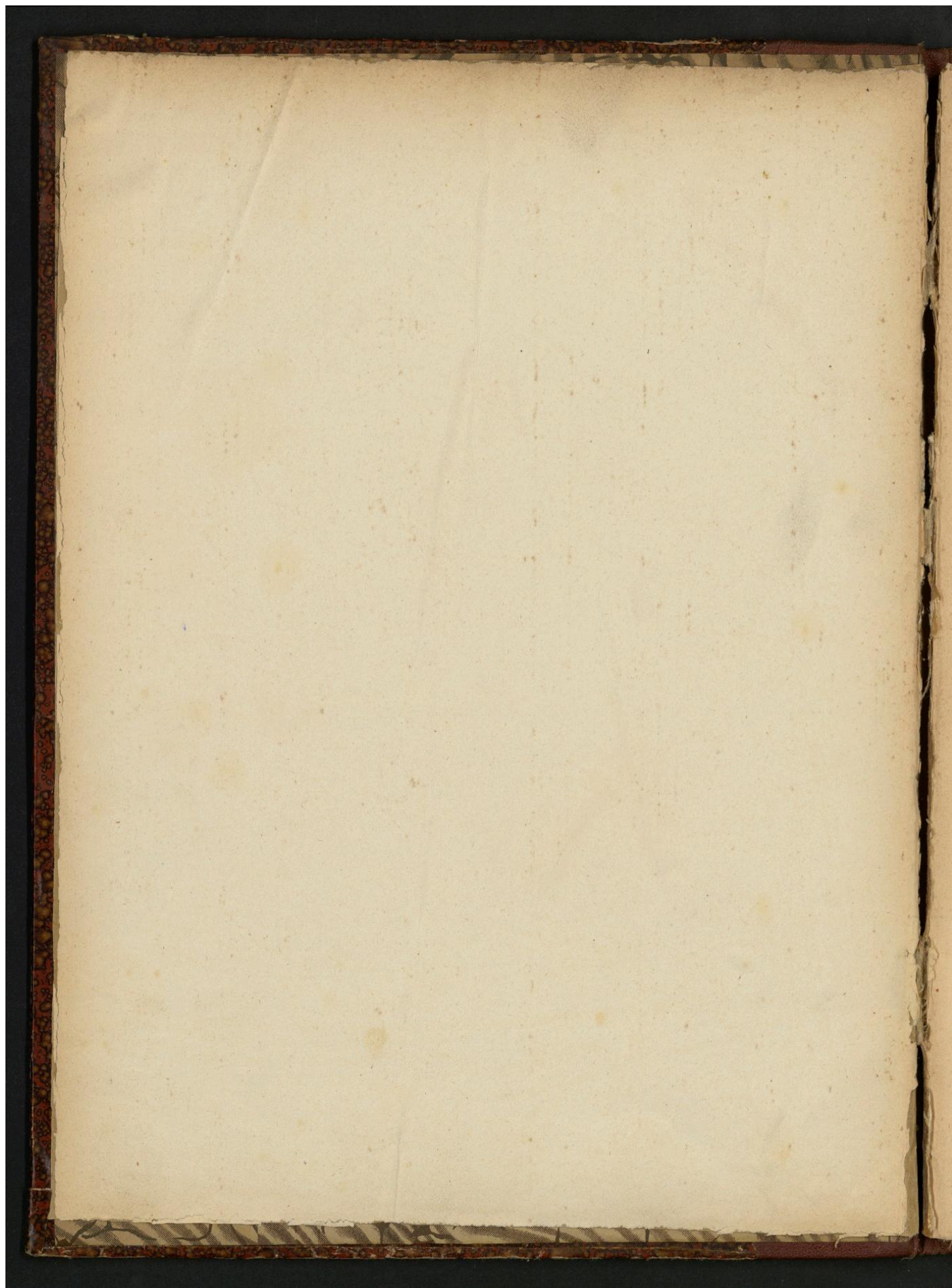
NOTICE DU VOLUME	
Auteur(s) volume	Sauvage, Louis Auguste Édouard (1850-1937)
Auteur(s) secondaire(s) volume	École nationale des ponts et chaussées (France)
Titre	Moteurs hydrauliques
Volume	Moteurs hydrauliques : 1910-1911
Adresse	[Paris] : [École nationale des Ponts et Chaussées], 1911
Collation	1 vol. (59 p.) : ill. ; 32 cm
Nombre de vues	78
Cote	CNAM-BIB 4 Di 64
Sujet(s)	Moteurs hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur Roues hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur Transmission (mécanique) -- Manuels d'enseignement supérieur Turbines hydrauliques -- Manuels d'enseignement supérieur
Thématique(s)	Histoire du Cnam Machines & instrumentation scientifique
Typologie	Ouvrage
Langue	Français
Date de mise en ligne	20/05/2021
Date de génération du PDF	24/02/2022
Permalien	http://cnum.cnam.fr/redir?4DI64



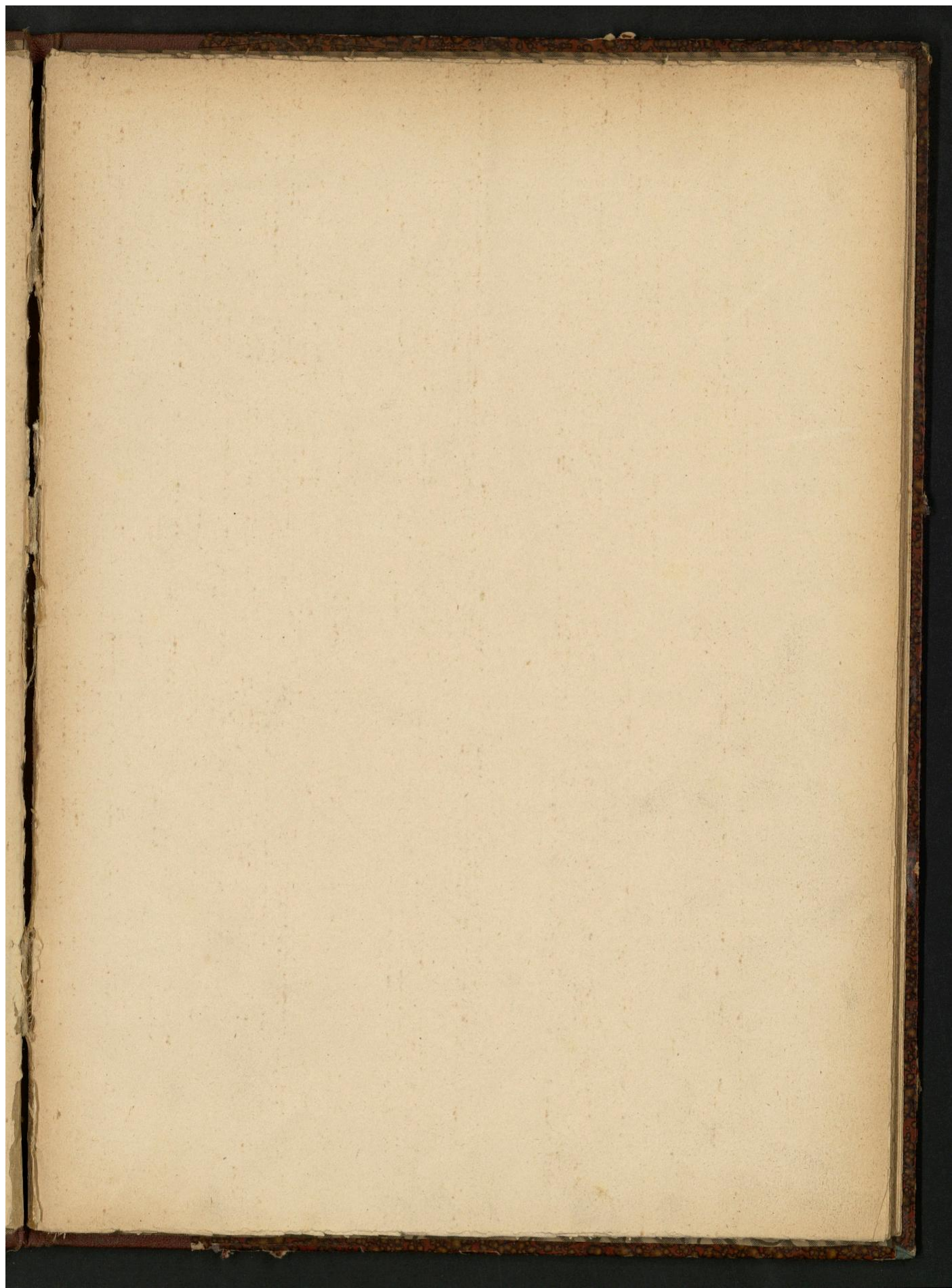
Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires

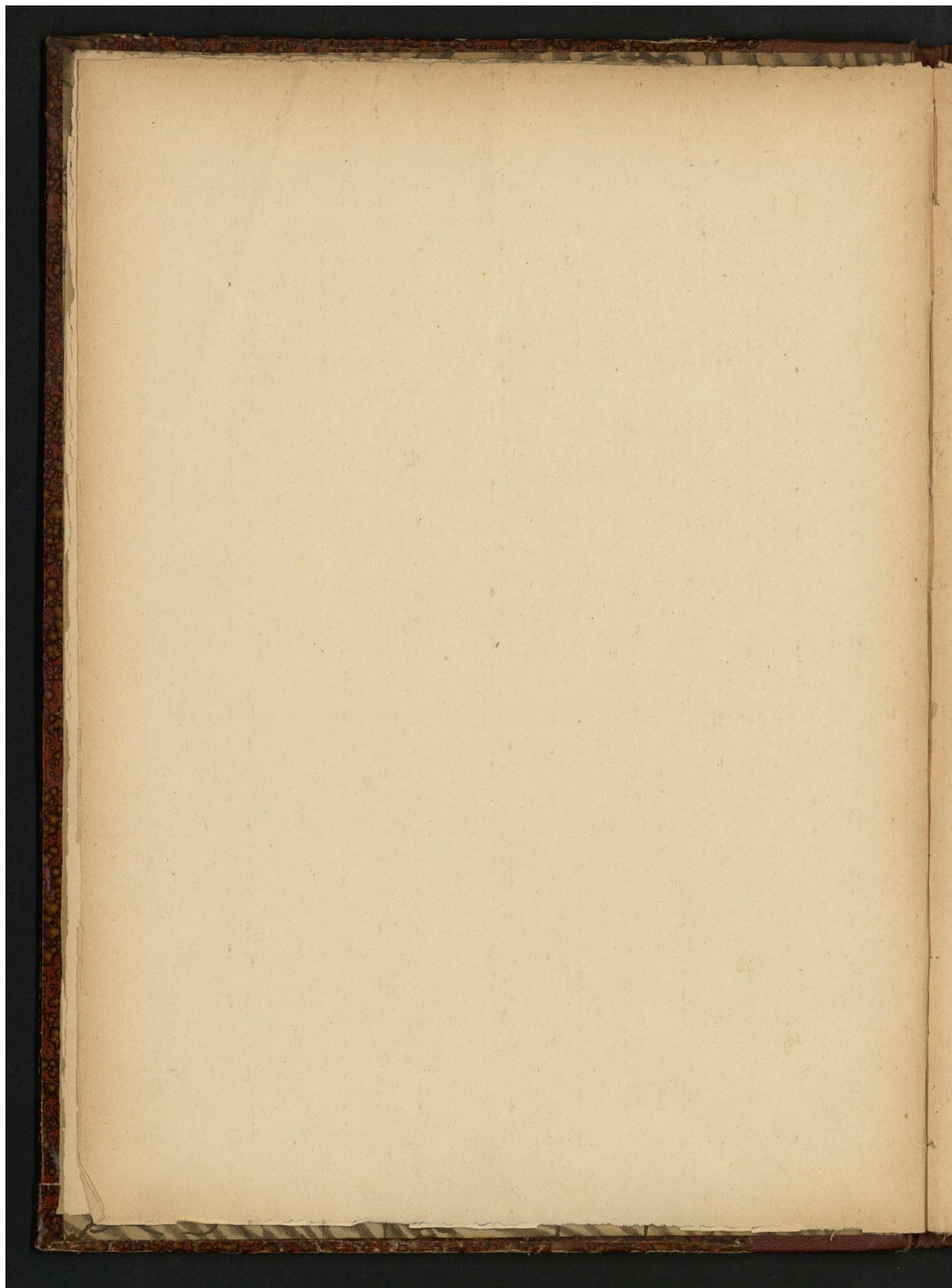


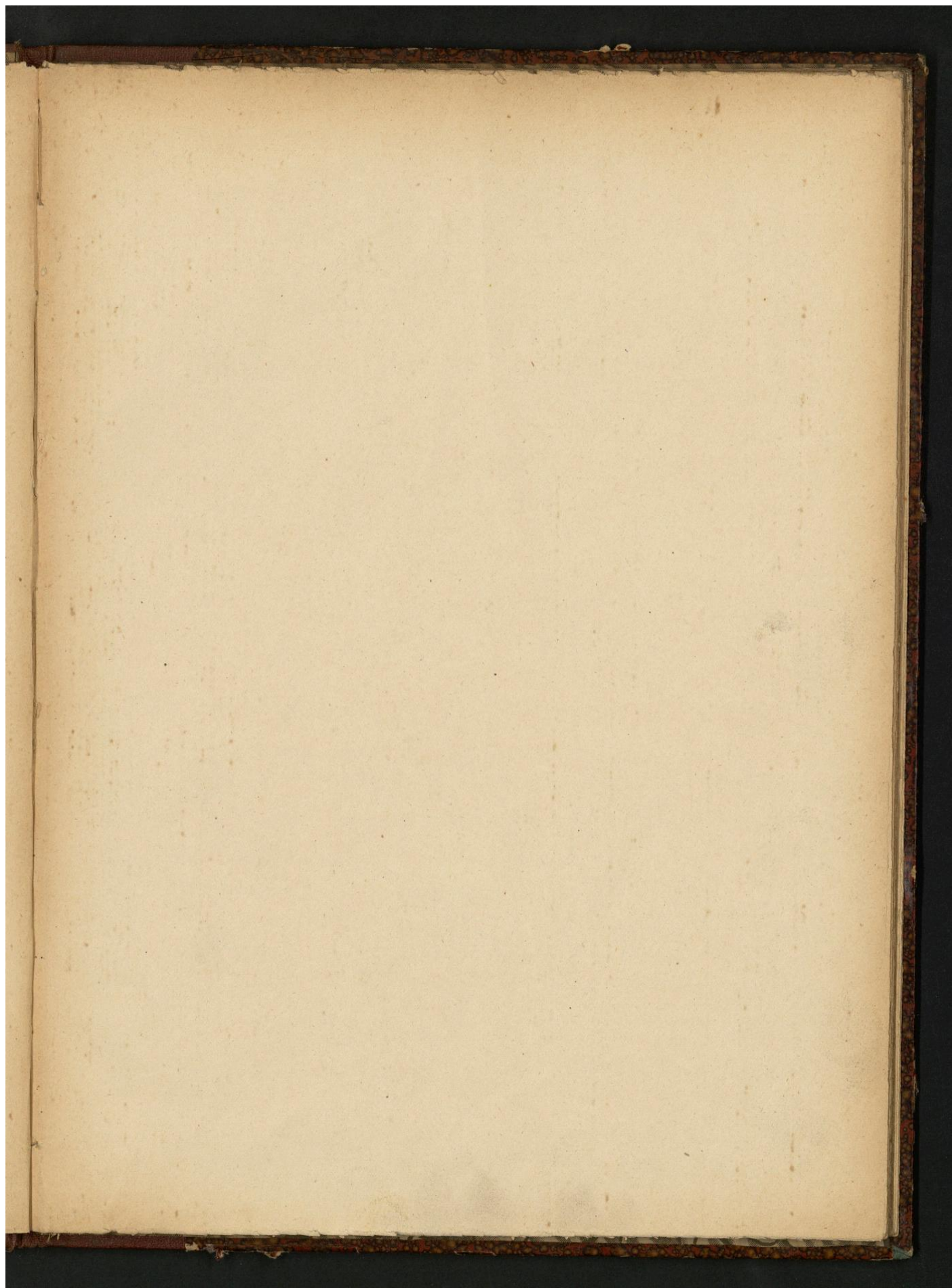
Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires

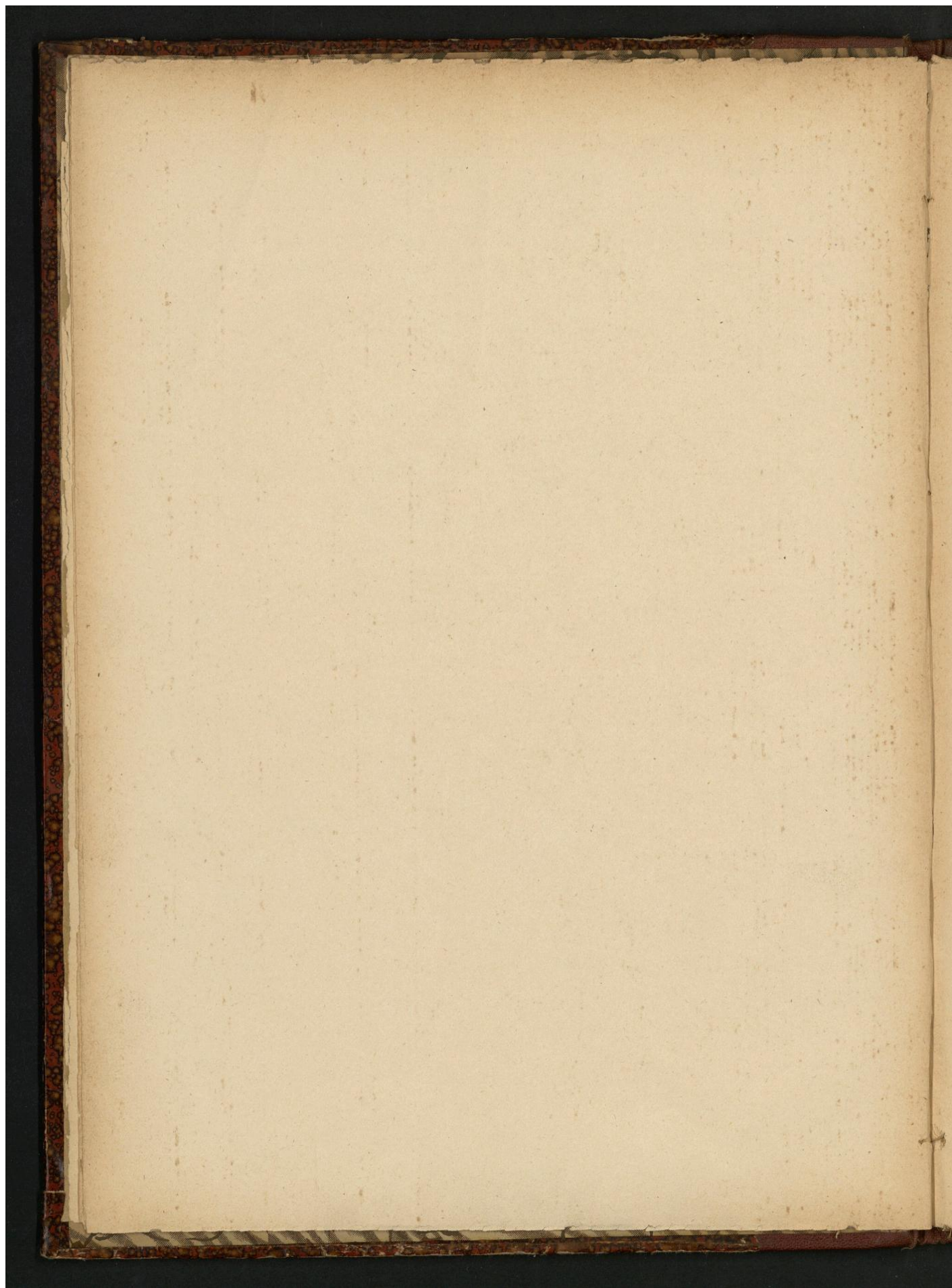


Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires

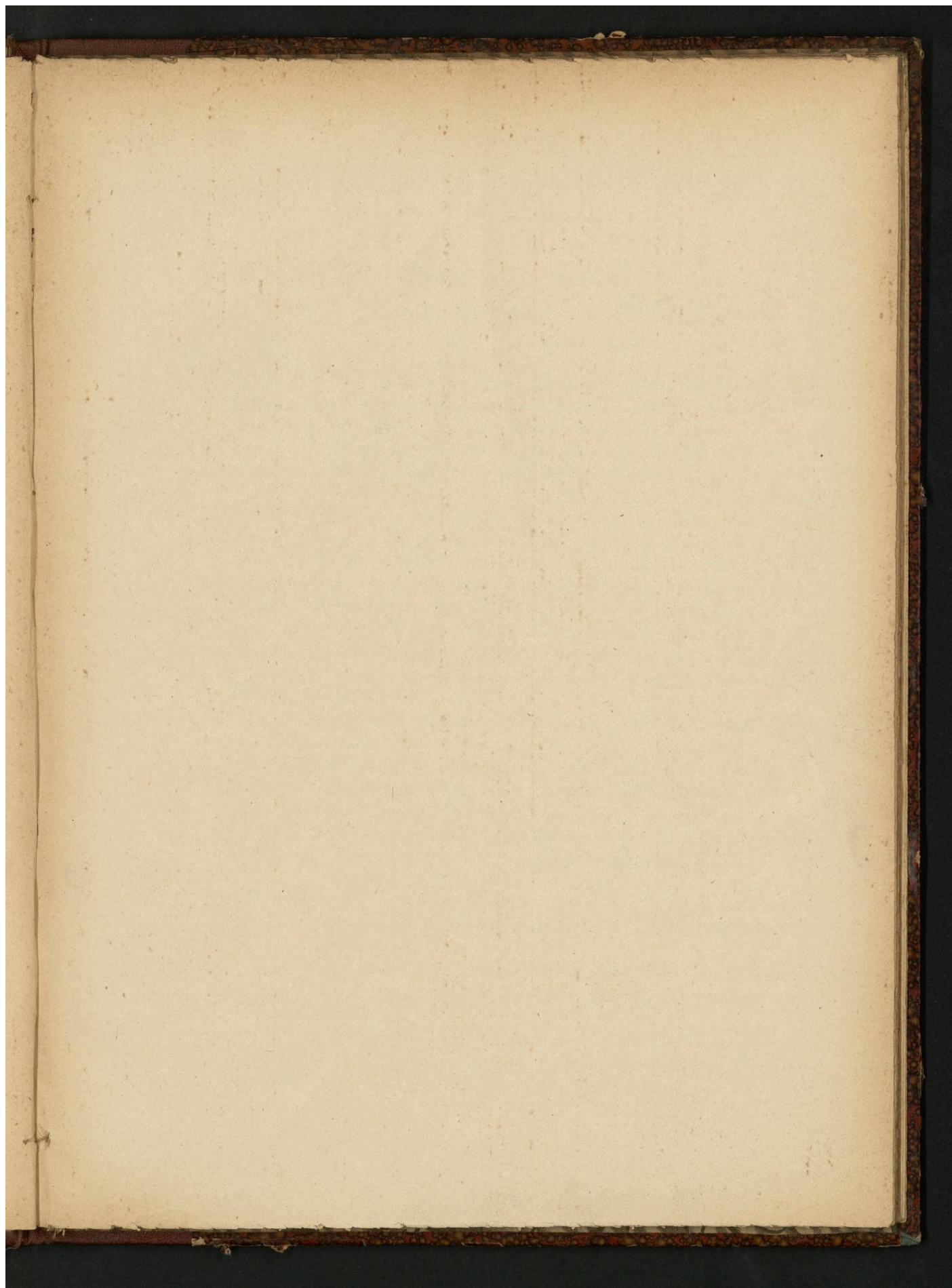


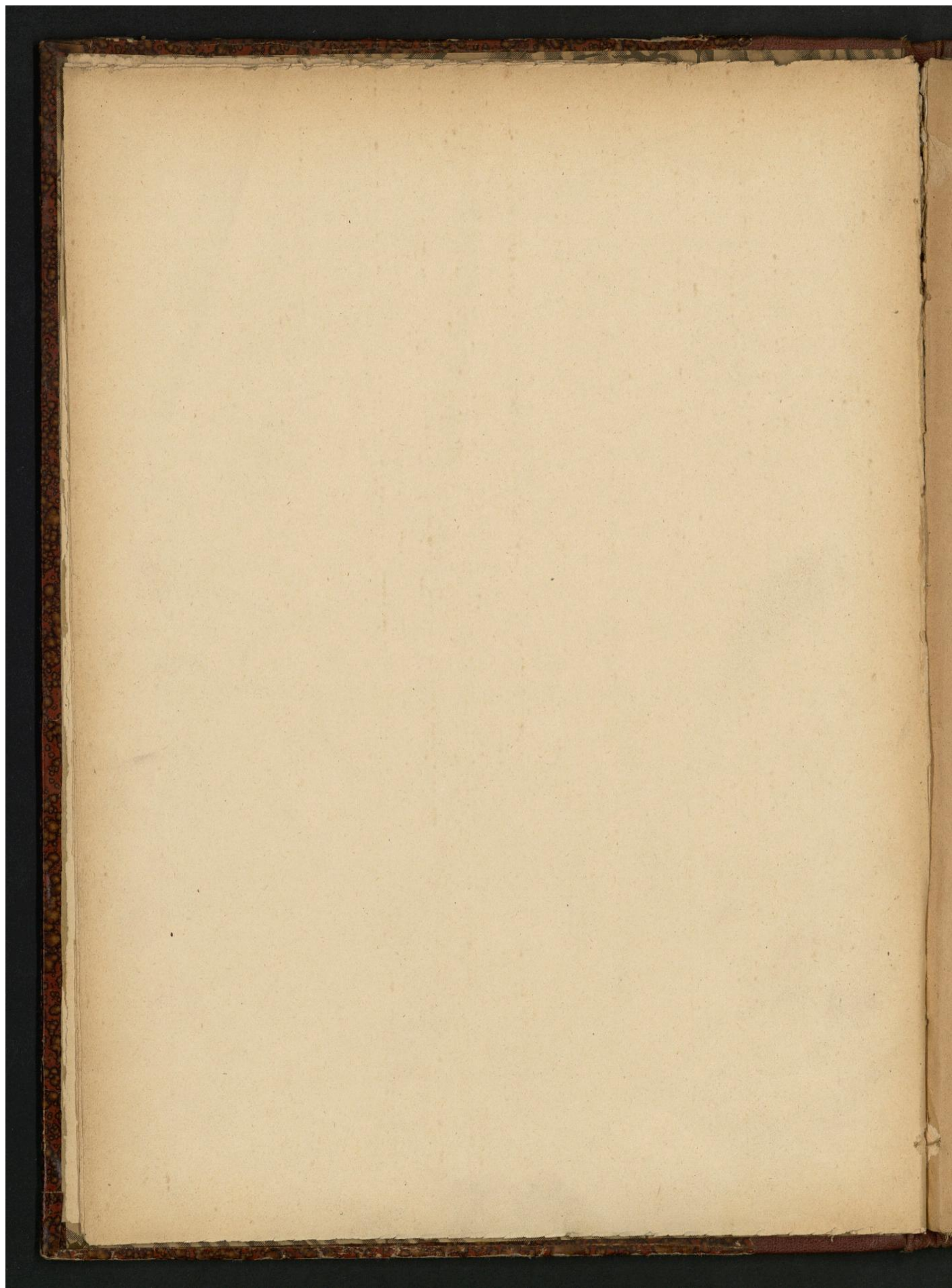






Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires





Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires

1910-1911.

Leçons faites par M. Sauvage
comme suppléant de M. Rabut, en 1910.



Les chutes d'eau sont utilisées depuis longtemps pour actionner les moteurs hydrauliques, surtout les chutes de hauteur moyenne (quelques mètres seulement) qu'on rencontre en un grand nombre de points.

Depuis longtemps aussi on se sert dans certaines régions accidentées, de chutes plus élevées, ayant de 15 à 20 mètres de hauteur.

Enfin, plus récemment, on a amenagé des chutes de très grande hauteur qui existent dans des régions de montagnes, spécialement dans les Alpes : ces chutes ont souvent une hauteur de plusieurs centaines de mètres approchant même de 1000 mètres. Certaines industries trouvent avantage à s'établir auprès d'une puissance motrice abondante, malgré les inconvénients de l'installation en montagne, atténués d'ailleurs par le développement des voies de communication : tel est le cas pour l'électro-chimie ; puis, grâce à l'électricité, la puissance produite par ces grandes chutes peut être transmise à distance et distribuée.

Au point de vue de la dépense qu'exige l'emploi des moteurs hydrauliques, dans la plupart des grandes installations, les dépenses initiales sont très considérables ; on a souvent à exécuter des travaux extrêmement importants pour le captage des eaux et l'installation des moteurs, mais les frais d'exploitation sont en général relativement faibles. Toutefois il ne faudrait pas les supposer nuls : dans certains cas les dépenses d'entretien sont loin d'être négligeables.

Au point de vue purement commercial, certaines grandes stations électriques n'ont pas donné pendant longtemps de résultats satisfaisants à cause de la lenteur avec laquelle se sont réalisées les prévisions de demande de courant.

Si qu'on veut utiliser une chute, pour l'installation d'un moteur, les deux éléments principaux à considérer sont le débit et la hauteur.

L'estimation du débit est souvent assez délicate, parce que le débit est soumis à des variations considérables : d'abord les variations annuelles, dont l'observation peut être assez facile, puis les variations à longues périodes, sur lesquelles on n'a souvent que des renseignements insuffisants.

L'installation des services de jaugeage de tous les cours d'eau du territoire présente un grand intérêt, tant à ce point de vue que pour l'agriculture, l'alimentation des canaux, la prévision des crues. Le second élément est la hauteur de la chute avec ses variations.

Un troisième élément, accessoire, est la nature des eaux. spécialement dans les montagnes, on rencontre souvent des eaux limoneuses entraînant même des cailloux d'assez grosse dimension; il est alors nécessaire de séparer les matières solides entraînées par l'eau avant de la laisser pénétrer dans le moteur. Les bassins de décantation habituellement petits, doivent être disposés pour l'évacuation facile des dépôts.

D'autre part, si on crée à l'aide d'un barrage, une retenue, utilisée par le moteur entre l'altitude maxima H' et l'altitude minima H'' , les dépôts solides ne troublent pas la marche de l'usine tant qu'ils n'atteindront pas la cote H' .

La chute est obtenue, soit par un simple barrage d'un cours d'eau, soit par un canal de dérivation à faible pente, de longueur ou tant que possible inférieure à celle du cours d'eau dérivé (par exemple en recourant des boucles).

En montagne le canal de dérivation, sur le flanc d'une vallée peut atteindre une très grande hauteur au-dessus du thalweg. Pour éviter les avaries par éboulements et avalanches, on est parfois conduit à l'excaver en souterrain parallèlement à la surface du sol. Quand la hauteur voulue est atteinte, l'eau est amenée aux moteurs par conduites. Parfois aussi la conduite régné sur une grande longueur dans le fond de la vallée.

Les sections des canaux et conduites sont déterminées suivant les pertes de charge et les dépenses acceptables.

D'un débit variable, on peut n'utiliser que le débit minimum ou d'étiage; on considère comme tel celui qui existe toute l'année, sans dix jours au plus. On peut aussi installer des moteurs plus puissants mais ils chômeront une partie de l'année. On considère notamment le débit disponible pendant une moitié de l'année au moins.

On fait parfois usage de réservoirs soit pour forcer le débit pendant quelques heures (passage de la pointe des stations électriques) soit pour utiliser le jour le débit nocturne, soit même pour constituer des réserves pouvant servir pendant les périodes de hautes eaux. Mais cette dernière application n'est guère possible qu'avec très hautes chutes de montagnes dont le débit est suffisamment faible.

Les réservoirs permettent l'utilisation de la puissance des marées, mais avec l'inconvénient de hauteurs faibles et très variables.

On appelle puissance, d'un moteur hydraulique, comme d'une machine quelconque, la quantité de travail produite en une seconde; on l'exprime soit en kilogrammètres par seconde soit plus fréquemment en chevaux vapeur de 75 kgm par seconde, ou en kilowatts d'environ 102 kgm par seconde.

Si H est la hauteur, en mètres, d'une chute, ayant un débit de P kg par seconde, la puissance théorique disponible est, en kg.m par seconde, PH . Pour concevoir l'utilisation complète de cette hauteur H , on supposera que les vitesses v_0 et v_1 , d'arrivée en amont et d'écoulement en aval, sont assez faibles pour que la force vive de l'eau soit négligeable. Ces vitesses n'entraînent donc aucune perte appréciable de hauteur.

Il convient d'examiner de près ce qui se passe dans cette chute. En une seconde, la section A_0B_0 du courant d'amont vient en

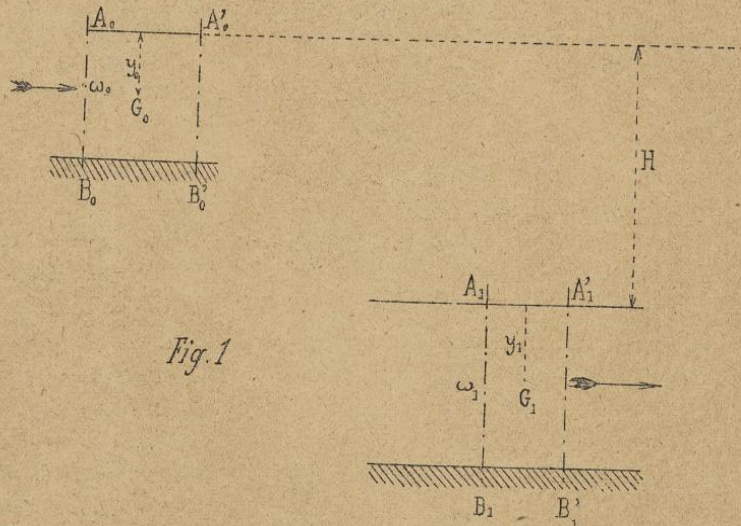


Fig. 1

A_0B_0 (fig. 1), le centre de gravité G_0 de la masse $A_0B_0A_1B_1$, de poids P , étant à une profondeur y_0 . De même en aval A_1B_1 , vient en A_1B_1 , et le centre de gravité G_1 de la masse $A_1B_1A_0B_0$ est à la profondeur y_1 . Il semblerait donc que le travail de la pesanteur sur le poids P corresponde à la hauteur $H - y_0 + y_1$, qui peut différer de H .

Mais il faut tenir compte du travail des pressions sur les sections $A_0B_0 = \omega_0$ et $A_1B_1 = \omega_1$. Dans le courant à filets parallèles animés de la vitesse v_0 , les pressions se répartissent suivant la loi hydrostatique, et la résultante de ces pressions est égale au produit de la surface ω_0 par la pression au centre de gravité, qui est, déduction faite de la pression atmosphérique $\omega_0 y_0$ (ω , poids du m^3 d'eau).

Le travail de cette pression en une seconde est $\omega y_0 \omega_0 v_0$, qui est égal à $P y_0$. De même dans la section d'aval on a le travail résistant $\omega y_1 \omega_1 v_1 = P y_1$. Au total le travail de l'eau tombant de la hauteur H est

$$P(H - y_0 + y_1) + P y_0 - P y_1 = PH$$

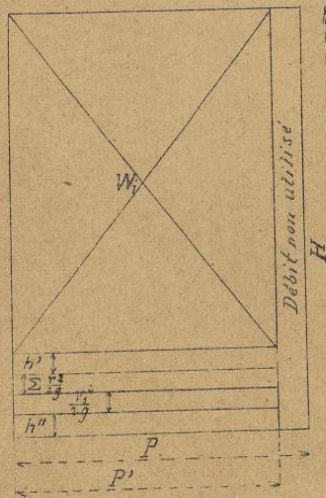
Cette puissance disponible de la chute se partage en :
 puissance utile reçue par le moteur W_i ;
 puissance perdue par frottements, correspondant à la perte de charge h' , multipliée par le débit P ;
 puissance perdue par chocs ou actions analogues, correspondant à des diminutions brusques de vitesse V , donnant lieu, d'après les règles ordinaires de l'hydraulique à des pertes de charge $\sum \frac{V^2}{2g}$, à multiplier par P ;
 En particulier, puissance perdue par suite de la vitesse v , avec laquelle le moteur rejette l'eau, $\frac{v^2}{2g} P$;
 Puissance perdue Ph'' , tenant à ce qu'une fraction h'' de la hauteur de chute n'est pas utilisée.

$$\text{ainsi } PH = W_i + P \left(\sum \frac{V^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} + h' + h'' \right)$$

ou

$$W_i = P \left(H - \sum \frac{V^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} - h' - h'' \right)$$

On peut aussi avoir une perte sur le débit, et n'utiliser que P' au lieu de P .
 Le tracé de la figure 1^{bis} représente cette formule.



Cette puissance W_i ; n'est pas encore ce que donne en réalité le moteur hydraulique, car elle est exprimée en considérant l'action de l'eau sur le moteur lui-même ; mais le moteur donne lieu à des frottements mécaniques. En outre, s'il tourne dans l'eau, la partie extérieure est en mouvement au milieu de la masse ambiante ; il en résulte des frottements ; cette action est indépendante du courant moteur, et doit bien se classer avec les résistances mécaniques. Même si le moteur tourne dans l'air, le travail de frottement dans l'air peut n'être pas négligeable.
 La puissance effective du moteur, W_e , qu'on peut mesurer

avec un dynamomètre installé sur l'arbre du moteur, est égale à la puissance W_0 diminuée d'une certaine puissance W' , qui provient de ces frottements mécaniques de l'appareil.

Par assimilation avec les appareils à vapeur, on pourrait appeler cette puissance W_0 puissance indiquée du moteur, appellation qui n'est pas tout à fait exacte, mais qui est plausible.

On appelle rendement d'un moteur le rapport de W_0 , puissance effective du moteur, à la puissance brute disponible de la chute d'eau, c'est-à-dire au produit PH .

Pour mesurer ce rendement, il faut mesurer ces trois termes. Le premier se détermine par un essai au frein de Prony ou avec un appareil analogue. On se sert parfois de machines dynamométriques dont on connaît le rendement et qui sont, comme des poids, cette mesure. La mesure de la hauteur H est facile; mais celle du débit P est délicate; elle ne peut être qu'assez grossière si on n'a pas d'installation spéciale, comportant le jaugeage dans des réservoirs ou sur un déversoir en mince paroi très soigneusement installé, ou encore avec un compteur Venturil.

Une erreur par défaut sur le terme P donne un rendement en apparence très bon.

De très bons moteurs ont des rendements de 80 p. 100; quelquefois même, cette valeur a été dépassée.

On accuse même des rendements beaucoup plus élevés, 90 à 95 p. 100; on ne peut les admettre qu'avec une certaine réserve; il est probable qu'ils tiennent à ces évaluations inexactes du débit: le moteur est actionné par une quantité d'eau en réalité plus considérable que celle calculée.

Les moteurs hydrauliques se divisent en quatre catégories:
1° Roues, recevant l'action du poids, quelquefois du choc de l'eau;

2° Turbines, caractérisées par le déplacement relatif de l'eau sur des aubes mobiles;

3° Machines à piston recevant l'action de la pression de l'eau,

4° Appareils à entraînement direct, qui sont des moteurs et des pompes (ou compresseurs) combinés, tels que béliers, trompes.

Première catégorie: Roues hydrauliques.

Roue en dessus.

Dans les roues actionnées par le poids de l'eau, l'eau est amenée en un point de la circonférence puis abandonnée plus bas.

La roue en dessus à augets, a un diamètre un peu moindre que la hauteur de la chute, parce qu'elle reçoit l'eau à sa partie supérieure; d'autre part, elle ne plonge pas dans le bief d'aval.

On amène l'eau à la partie supérieure par un couvoier (fig. 2); elle s'écoule sous une vanne, est guidée horizontalement par le couvoier, puis tombe en parabole sur la partie supérieure de la roue. L'eau pénètre ainsi dans une série d'augets disposés sur la circonférence de la roue. Ces augets sont fermés à la partie inférieure par une couronne pleine, et latéralement par deux joues; ils sont formés par des cloisons inclinées, soit en bois, soit en tôle cintrée.

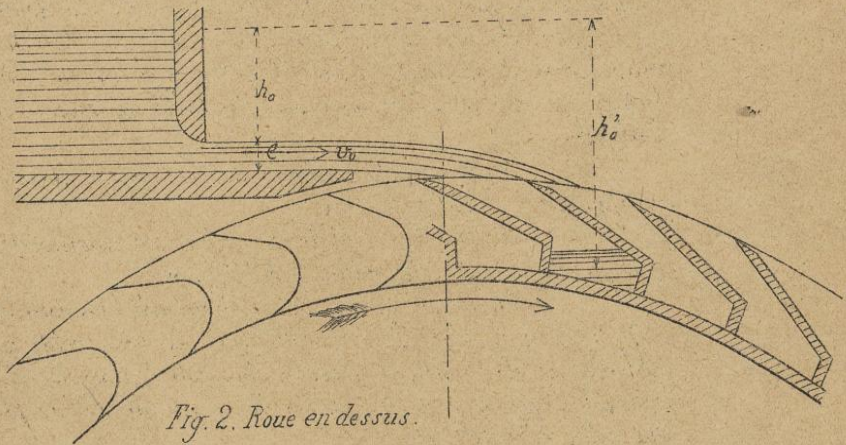


Fig. 2. Roue en dessus.

La vitesse relative de l'eau, par rapport à la roue doit être à peu près dirigée suivant le premier élément de la cloison de l'auget (dont le bord est biseauté) afin d'éviter le rejaillissement.

Les augets ne sont pas remplis à plus du tiers de leur capacité pour qu'ils ne se vidant pas trop tôt. Le coefficient de remplissage dépend, d'autre part de la vitesse avec laquelle les augets passent sous la veine liquide. Le déversement anticipé se détermine aisément, par des constructions graphiques.

En réalité, le niveau de l'eau dans les augets n'est pas rigoureusement horizontal, mais il est relevé légèrement vers l'extérieur par suite du mouvement de rotation d'ailleurs lent, de la roue (voir le cours de machines de M. Faton de la Goupillière t. I, p. 38).

À l'entrée, le travail correspond à la hauteur h' (voir fig. 2) se divise en trois parts. Une première part correspond à la force vive du liquide embarqué dans la roue, où il prend la vitesse

u de la roue. La seconde part est perdue par suite du choc de l'eau contre le fond de la roue et les cloisons des augets; enfin la troisième est le travail utile qui résulte du choc de l'eau contre les parois radiales des augets.

D'autre part, au moment où l'eau abandonne la roue, elle possède la vitesse u , et il en résulte la perte de charge $\frac{u^2}{2g}$.
On démontre aisément que le total des deux pertes de charge est minimum quand $u = \frac{v_0}{2}$, v_0 étant la vitesse de l'eau à la sortie du coursier (2 à 3 m. par seconde, pour $h_0 = 20$ à 45 cm).

L'épaisseur e de la nappe d'eau ne doit pas être trop grande (5 à 10 cm) pour qu'elle pénètre bien dans les augets sans empêcher la sortie de l'air. La largeur de la roue parallèlement à l'axe de rotation s'en déduit pour un débit donné.

On peut d'ailleurs s'écarter un peu de la vitesse $u = \frac{v_0}{2}$ du rendement maximum, sans que le rendement soit notablement modifié.

La roue à augets se prête bien à des variations dans le débit jusqu'à un certain maximum, au delà duquel l'action du déversement anticipé deviendrait trop grande. La vitesse angulaire en est faible; pour commander la plupart des appareils, qui exigent des vitesses de rotation plus grandes, il faut employer des transmissions, qui diminuent le rendement.

Exemple de roue en dessous.

Hauteur de la chute	7,5 m
Débit	0,350 m ³
Puissance brute	35 chevaux
Diamètre de la roue	6,84 m
Largeur — " —	2 ^m ,353
Profondeur de la couronne	350 mm
Nombre d'augets	63
Coefficient de remplissage	0,25
Nombre de tours par minute	4,75
Poids de la roue sans eau	10,500
Puissance effective	23 chevaux
Rendement	80 p. %

Pour le calcul de la résistance, il faut supposer les augets entièrement remplis, ce qui peut arriver en cas de ralentissement ou d'arrêt de la roue.

Roue à augets, alimentée en arrière.

La roue tourne en sens contraire de la roue précédente, de sorte que les augets sont disposés en sens inverse. L'eau est abandonnée en dessous.

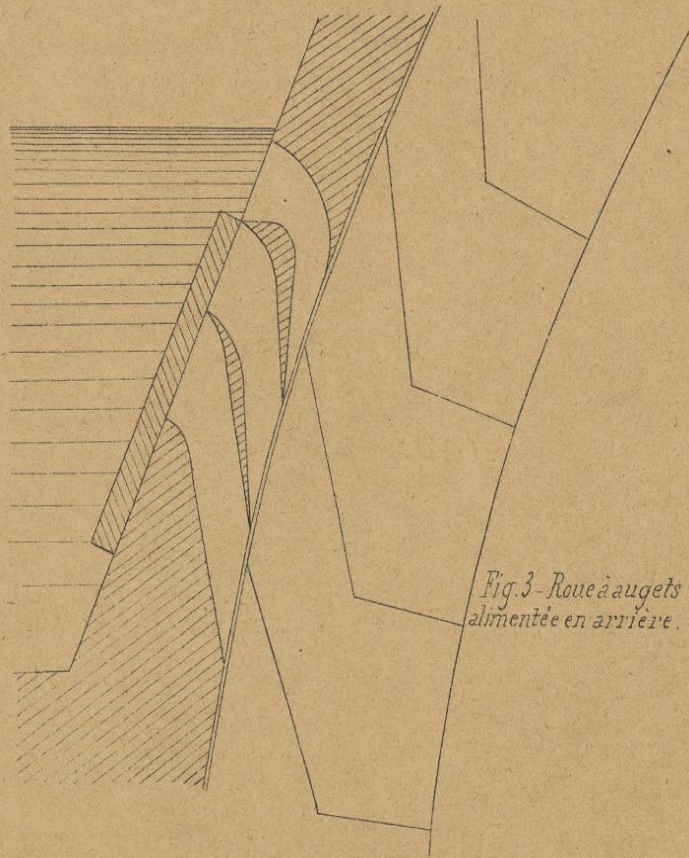


Fig. 3 - Roue à augets alimentée en arrière.

Le niveau d'amont peut varier, parce que l'on ménage plusieurs orifices superposés que l'on ouvre à volonté. En ce qui concerne le niveau d'aval, la roue tourne dans le sens où l'eau s'écoule; le rendement est moins affecté par l'élévation de ce niveau.

On peut munir cette roue d'un courseur ou manteau enveloppe fixe placée aussi près de la roue que possible. Le déversement anticipé est alors évité, de sorte que l'action motrice de la pesanteur continue jusqu'en bas. Il y a bien une petite perte d'eau par fuites, car la roue ne peut toucher le courseur; puis le poids qui agit sur la roue glisse sur la surface du courseur, d'où résulte un petit travail de frottement.

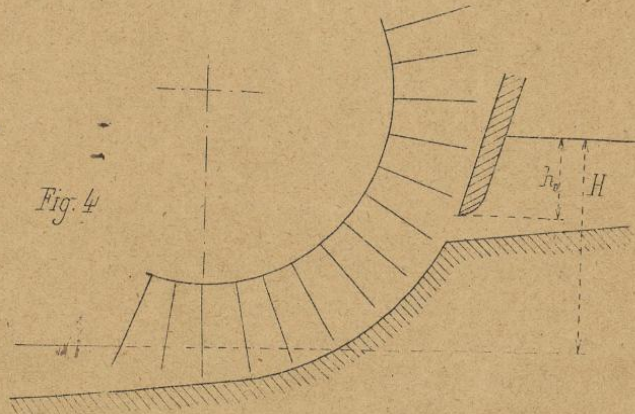
Roues de côté.

Puisqu'on évite le déversement anticipé par suite de la présence du courseur, on peut remplir les augelets davantage. En outre, il n'est plus nécessaire d'employer un augelet de forme compliquée, on peut avoir des palettes plus simples, notamment planes.

C'est ainsi que sont constituées les roues de côté.

Cette roue de côté se présente avec deux jantes et des palettes souvent radiales. - Suivant les cas l'espace entre les palettes, du côté du centre, est fermé ou non. On donne au rayon de la roue une valeur supérieure à la hauteur de la chute.

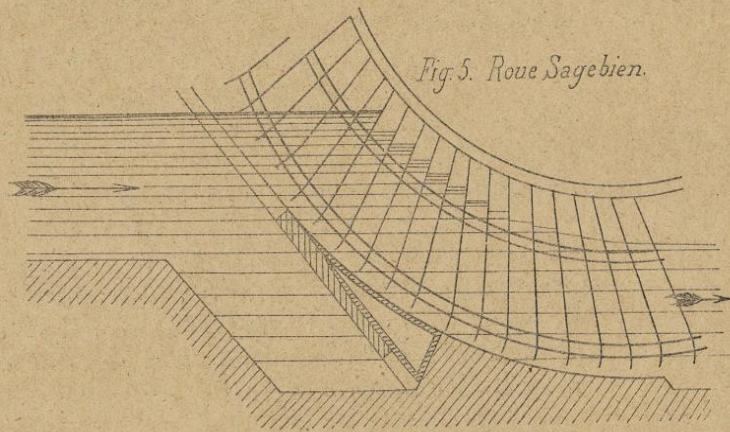
L'entrée de l'eau se fait de deux manières: ou bien elle entre sous une vanne (fig. 4), en étant dirigée par un petit courseur, ou bien elle se déverse par dessus l'arête supérieure de la vanne (fig. 5). La hauteur initiale h est en grande partie perdue; cette perte est diminuée par l'alimentation en déversoir, qui réduit beaucoup h_0 .



On donne alors à la masse d'eau une épaisseur plus grande. Il s'agit, en effet, d'avoir un certain débit, égal à la section multipliée par la vitesse.

Il est nécessaire de prendre quelques précautions pour que l'air contenu entre les pales puisse se dégager, notamment par l'emploi de pales assez hautes pour qu'il n'y ait pas besoin de font, prolongées jusqu'au près du centre de la roue.

Dans la roue Sagebien (fig. 5), les palettes sont inclinées en sens inverse du mouvement. On voit que cette inclination leur donne plus de hauteur, sans qu'elles s'approchent autant du centre. Il faut que le plan d'eau à l'amont ne puisse pas passer par devant l'extrémité supérieure d'une pale, tant que la pale suivante n'a pas dépassé la crête du déversoir avec la vanne baissée au maximum, donnant une veine aussi épaisse que possible.



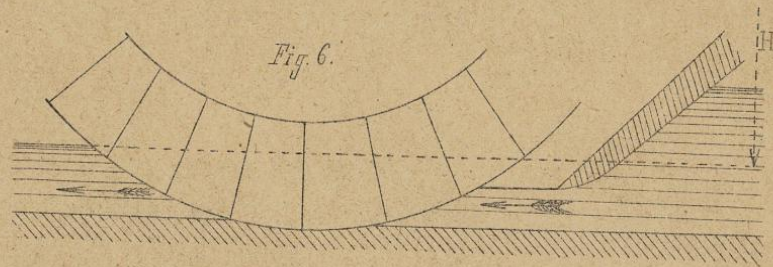
L'eau est abandonnée au niveau même du bief d'aval. A cause de l'inclinaison des aubes, la roue a tendance à soulever l'eau d'aval, mais comme la vitesse de rotation est très faible, cette action est minime et le rendement est satisfaisant.

Une particularité de la roue Sagebien est que la quantité d'eau motrice qu'elle contient reste sensiblement constante quand la vitesse de rotation vient à varier, tant que la vanne est dans une position variable. Pendant le travail, si la résistance à vaincre vient à augmenter, la roue se ralentit, mais le moment moteur reste le même, de sorte que la résistance et la puissance sont en quelque sorte dans un état d'équilibre instable : il faut agir sur la vanne pour rétablir l'équilibre. Avec une roue à augets ou une roue de côté ordinaire, au contraire, en pareil cas, le volume d'eau contenu dans la roue augmente : le moment moteur varie en sens inverse de la vitesse.

Roues en dessous.

La roue en dessous ne reçoit plus l'action du poids de l'eau, mais celle du choc : on fait écouler l'eau à la partie inférieure de la chute avec la vitesse $V = \sqrt{2gH}$, ou en réalité un peu moindre, à cause des frottements sur le coursier.

L'eau est dirigée sur la partie inférieure de la roue (fig. 6) qui est munie d'une série de palettes radiales suffisamment rapprochées ; cette veine, animée de la vitesse V , vient agir par choc sur des palettes animées d'une vitesse u , vitesse circulaire de la roue.



Après avoir agi par choc, l'eau s'écoule en aval.
La formule générale donne la relation :

$$W_i = P \left(H - \frac{(v-u)^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} - h' \right)$$

$v-u$ étant la vitesse perdue par le choc et u la vitesse que l'eau possède en quittant la roue.

h' est la perte de charge due au frottement de l'eau.

Comme $v = \sqrt{2g(H-h')}$
l'expression se réduit à

$$W_i = P \left(\frac{u(v-u)}{g} \right)$$

dont le maximum correspond à la vitesse de la roue $u = \frac{v}{2}$.

En négligeant h' , on trouverait, dans les conditions de maximum de rendement $W_i = \frac{1}{2} PH$. En réalité le rendement effectif ne dépasse guère 30 p. 100.

Cette roue à faible rendement a toutefois l'avantage de débiter beaucoup d'eau et de tourner assez vite.

Roue pendante.

La roue pendante est une roue, à palettes planes, qui tourne

par l'action du courant d'une rivière; elle est généralement fixée à un bateau immobile.

Deux raisons l'ont fait disparaître: d'une part l'installation ne répond plus qu'à des besoins actuels, d'autre part on a régularisé le cours des nombreuses rivières en faisant disparaître les courants rapides.

Les palettes de la roue pendante, sont choquées par l'eau animée de la vitesse v , et la formule de la roue en dessous peut s'appliquer.

Toutefois le débit n'est pas immédiatement visible. On peut considérer qu'il correspond à la section immergée d'une palette A , partie soumise au choc de l'eau. quelquefois on met un petit coursier qui emboîte la roue, ce qui assure à peu près cette valeur du débit.

Dans ces conditions la formule générale du rendement devient:

$$W_i = P \left[\frac{v^2}{2g} - \frac{(v-u)^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} \right] = P \frac{u(v-u)}{g}$$

qui, avec $u = \frac{v}{2}$, donne un rendement maximum de 50 p. 100.

En remplaçant P par la valeur $\omega A v$, avec $u = \frac{v}{2}$

$$W_i = \frac{\omega}{g} A \frac{v^3}{4} \text{ (en kilogrammètres par seconde)}$$

Avec $\omega = 1000$, $g = 9,81$, $\frac{\omega}{g} = 102$. En réalité un coefficient de réduction est nécessaire, et l'on prend, d'après les résultats de la pratique:

$$W_i = 85 A \frac{v^3}{4}$$

Les roues sont de moins en moins employées. Une des applications les plus intéressantes est la commande de roues élévatoires tout à fait pareilles aux roues Sagebien, mais tournant en sens inverse.

Consulter sur les roues

Rebber, Konstruktion und Berechnung der Wasserräder;

Armengaud, traité des moteurs hydrauliques (texte et atlas, 1858).

Deuxième catégorie: Turbines.

Les turbines présentent des dispositions très variées. Elles se composent essentiellement d'un distributeur fixe qui dirige l'eau, et d'une partie mobile, à laquelle on donne souvent le nom de turbine proprement dite.

Elles se divisent en turbines à impulsion qui fonctionnent normalement dans l'air, et presque toujours à admission partielle (l'eau n'est donnée que sur une fraction de la circonférence de la turbine), et turbines à réaction, qui fonctionnent normalement à admission totale et noyées.

1° Turbines à impulsion.

Ce sont aussi les turbines à action des allemands, celles à libre déviation de Girard.

Par suite de la marche dans l'air, elles n'utilisent que la fraction h de la hauteur de la chute H et perdent une hauteur h'' jusqu'au bief d'aval. Cette perte est peu importante avec les très hautes chutes, souvent on n'hésite même pas dans ce cas à l'exagérer en installant la turbine au niveau le plus commode sur le sol de l'usine.

L'écoulement se faisant sous la pression atmosphérique, la vitesse v à la sortie du distributeur est égale à $\sqrt{2g(h-h'')}$ et tout la somme des pertes de charge, dans le conduit d'aménée et dans le distributeur même. La direction de cette vitesse v est assurée par le distributeur.

La veine liquide, dont la vitesse v est déterminée en grandeur et en direction, vient agir sur des aubes mobiles. L'entrée doit se faire sans choc, ce qui exige que la vitesse relative de l'eau par rapport à l'aube, w , soit tangente à la courbure de l'aube au point d'entrée (fig. 7).

Cette vitesse relative w est le côté BC du triangle ABC , dont AC est la vitesse absolue de l'eau V , et AB la vitesse du point C , u , dite vitesse d'entraînement. Le vecteur v est la résultante des vecteurs u et w .

à la traversée de l'aube mobile CD , par suite des dispositions données à l'appareil, la veine liquide est constamment soumise à la pression atmosphérique; car elle ne remplit pas tout l'espace entre deux aubes consécutives. Le théorème de Bernoulli

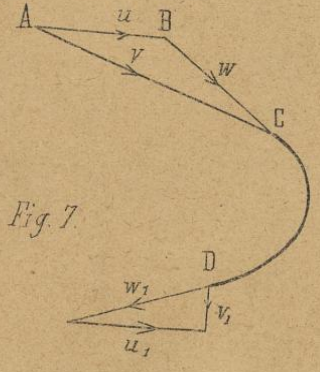


Fig. 7.

dans le mouvement relatif * permet de calculer la vitesse relative à la sortie, w_1 .

* Le théorème de Bernoulli s'étend au mouvement relatif, dans le cas d'une rotation uniforme autour d'un axe XY (fig. 8): soit $A_0 A_1$ la trajectoire relative d'un filet liquide, emportée dans la rotation autour

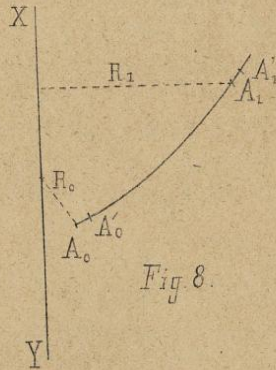
La direction de cette vitesse relative w , est déterminée par celle du dernier élément de l'aube, en D. Comparée avec la vitesse d'entraînement, u , elle donne la résultante v , qui doit être petite.

de XY.

Soient w_0 la section, p_0 la pression, w_0 la vitesse (relative) du fillet liquide au point A_0 , situé à l'altitude z_0 et à la distance R_0 de l'axe; soient

w_1, p_1, w, z, R , les mêmes grandeurs au point A_1 . Appliquons le théorème des forces vives à la masse $A_0 A_1$, qui vient en $A_0 A_1$ pendant le temps dt en introduisant la force d'inertie d'entraînement ou force centrifuge $m \alpha^2 R$, α étant la vitesse angulaire.

Le mouvement étant supposé permanent, la masse $A_0 A_1$ conserve la même force vive à la fin de la période dt : la variation de force vive est donc seulement égale à la force vive de $A_1 A_1'$, moins celle de $A_0 A_0'$, c'est-à-dire (w étant le poids spécifique)



$$\frac{1}{2} \frac{w}{g} w_1 v_1^2 dt - \frac{1}{2} \frac{w}{g} w_0 v_0^2 dt = \frac{1}{2} \frac{w}{g} w_0 v_0^2 (v_1^2 - v_0^2) dt$$

Les travaux des forces sont:

Pour les pressions: $p_1 w_1 v_1 dt - p_0 w_0 v_0 dt$

Pour la pesanteur: $w w_0 v_0 (z_1 - z_0) dt$

on remarquant que ce travail est le même que si la masse infiniment petite $A_0 A_0'$ était transportée en $A_1 A_1'$.

Pour la force centrifuge $\int_{R_0}^{R_1} \left(\frac{w}{g} w_0 v_0 dt \right) \alpha^2 R dR = \frac{w}{g} w_0 v_0 dt \alpha \left(\frac{R_1^2 - R_0^2}{2} \right)$ dR étant la projection sur la direction de la force du chemin parcouru suivant la trajectoire.

En résumé, en négligeant les pertes de charge, et en supprimant le facteur commun $w w_0 v_0 dt$ et en posant $\alpha R = u$, vitesse d'entraînement

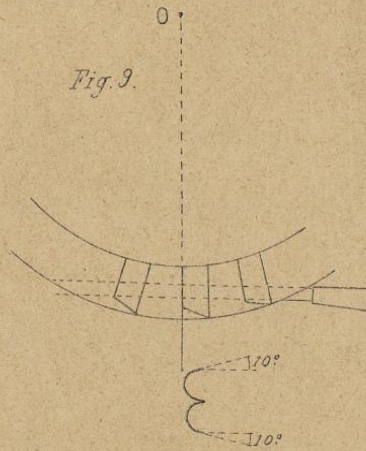
$$\frac{v_1^2 - v_0^2}{2g} = \frac{p_1 - p_0}{w} + z_1 - z_0 + \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g}, \quad \text{ou}$$

$$\frac{v_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{w} + z_1 = \frac{v_0^2 - u_0^2}{2g} + \frac{p_0}{w} + z_0 + \zeta$$

En ajoutant la perte de charge ζ

La roue Pelton, originaire des Etats Unis d'Amérique, est maintenant employée en Europe. Elle porte des aubes symétriques par rapport à un plan perpendiculaire à l'axe de rotation : chaque moitié est formée d'un demi-cylindre.

Fig. 9.



L'eau est envoyée par un ajutage en une veine cylindrique avec la vitesse $v = \sqrt{2g(h-z)}$ suivant la direction de la vitesse de la roue u , au point moyen de rencontre : la veine se divise en deux moitiés sur les deux parties symétriques de l'aube.

En imaginant d'abord deux demi-cylindres de révolution, et en faisant abstraction des protè-

ments, la vitesse relative sur l'aube sera $w = v - u$; le théorème de Bernoulli montre qu'elle se conserve (l'action de la pesanteur est négligeable pendant la durée très courte du passage). A la sortie, $v = u - w$ est opposé à $u = u$; donc v sera nul pour $v = u = v - u$ ou $u = \frac{v}{2}$.

En réalité, il faut un angle entre w et u , pour la sortie de l'eau ; cet angle est de 10° , de sorte que v n'est pas nul.

$$v = w \sin 10^\circ = \frac{v}{2} \sin 10^\circ = 0,087 v$$

Le fond CD, qu'on ajoute habituellement aux demi-cylindres, est incliné pour pénétrer dans choc dans la veine liquide, en c (fig. 10) ;

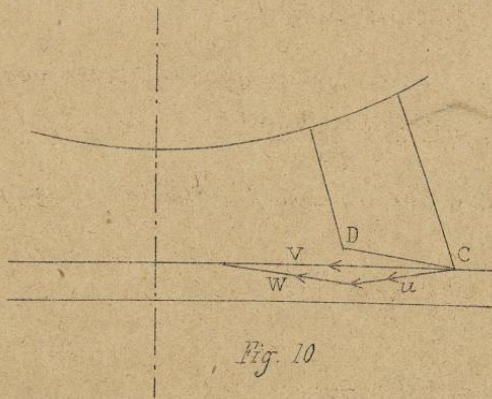


Fig. 10

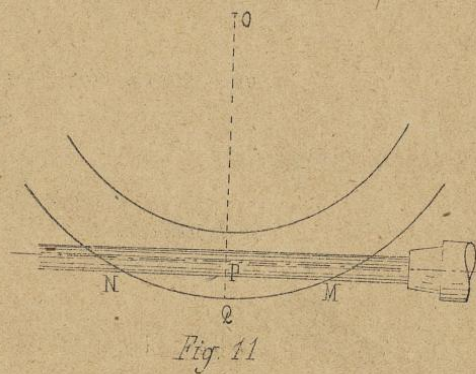


Fig. 11

il est dirigé suivant la vitesse relative w , au point où il rencontre la veine liquide. Le bord de ce fond divise nettement la veine en deux

parties, qui agissent sur deux aubes successives. Sur ce bord, l'eau agit en se rapprochant légèrement du centre, puis vient agir sur les portions cylindriques, il peut y avoir une très légère perte de travail de ce chef. Pour que toutes les particules d'eau atteignent toujours une aube, il faut que l'écartement des aubes soit inférieur à la moitié de l'arc MN (fig. 11).

En réalité, le frottement réduit notablement la vitesse relative sur l'aube et $w_i = \lambda w$, avec la valeur $\lambda = 0,85$ d'après M. Pateau.

La vitesse de marche avec rendement maximum est encore $u = \frac{v}{2}$, bien qu'alors $v_i = v - w_i$ soit plus grand. On le voit immédiatement dans l'hypothèse où les vitesses u , et w_i sont exactement opposées: la formule de la puissance est en effet:

$$W = P \left[\frac{v^2}{2g} - \frac{v_i^2}{2g} - h' \right]$$

où

$$v_i = v - \lambda w \quad \text{et} \quad h' = \frac{w^2 - w_i^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} (1 - \lambda^2)$$

(cette valeur de h' résulte du théorème de Bernoulli, dans le mouvement relatif). alors

$$W_i = P \left[\frac{v^2}{2g} - \frac{[v - \lambda(v-u)]^2}{2g} - \frac{(v-u)^2(1-\lambda^2)}{2g} \right]$$

qui se ramène identiquement à

$$W_i = P \frac{(1+\lambda)u(v-u)}{g}$$

maximum pour $u = \frac{v}{2}$.

Cette expression se déduit d'ailleurs immédiatement de la formule générale des turbines, donnée plus loin.

$$W_i = \frac{P}{g} (a u - a_1 u_1)$$

où a et a_1 ont les valeurs v et $v - \lambda w$, ce qui donne bien, avec $w = v - u$ ($u = \frac{v}{2}$)

$$W_i = P \frac{(1+\lambda)u(v-u)}{g}$$

Dans la turbine théoriquement parfaite $\lambda = 1$, et, pour $u = \frac{v}{2}$ on trouve bien

$$W_i = P \frac{v^2}{2g} = PH$$

avec $\lambda = 0,85$

$$W_i = 0,926 \frac{v^2}{2g}$$

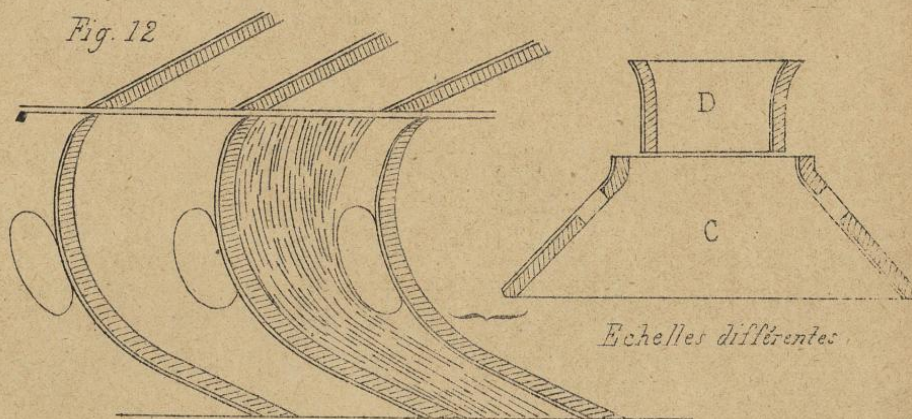
Les autres pertes de rendement viennent des pertes de charge dans la conduite, soit 2 à 3 p. 100; dans l'ajutage encore 2 à 3 p. 100.

de la hauteur h jusqu'au bief d'aval; enfin des pertes mécaniques, 2 à 3 p. 100. On peut donc espérer un rendement de 82 à 85 p. 100 au maximum. Toutefois il est indispensable de contrôler ces prévisions par des expériences précises.

Les roues Pelton conviennent pour les hautes chutes. Le rayon étant arbitraire, la vitesse linéaire imposée $u = \frac{V}{2}$ se transforme en la vitesse angulaire demandée ω ($u = \frac{2\pi Rn}{60} = \omega R$, n étant le nombre de tours par minute).

Voir sur les roues Pelton et analogues, la revue de Mécanique, juin 1904 p. 610, et Proc. of the Inst. of mechanical engineers, 1910, p. 3.

Les turbines Girard sont remarquables par la forte courbure des aubes motrices et surtout par leur évasement. Cette disposition a pour objet d'écraser la nappe d'eau sur la concavité de l'aube de manière qu'elle ne remplisse pas les aubages. Pour éviter l'engorgement et les remous, on donne même l'entrée de l'air par les ouvertures de ventilation, ménagées dans les joues latérales, on en donne une à l'entrée plus de largeur à la couronne mobile C qu'au distributeur D (fig. 12).



Les turbines ont la disposition axiale (fig. 13), ou la disposition centrifuge (fig. 14 et 15). Considérons la première: la fig. 12 représente la coupe développée par le cylindre moyen. Le triangle des vitesses (fig. 16) explique la forte courbure des aubes, où l'angle β d'entrée est obtus. En effet, dans la turbine axiale, $u_1 = u$

$$\frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} \quad (\text{théorème de Bernoulli})$$

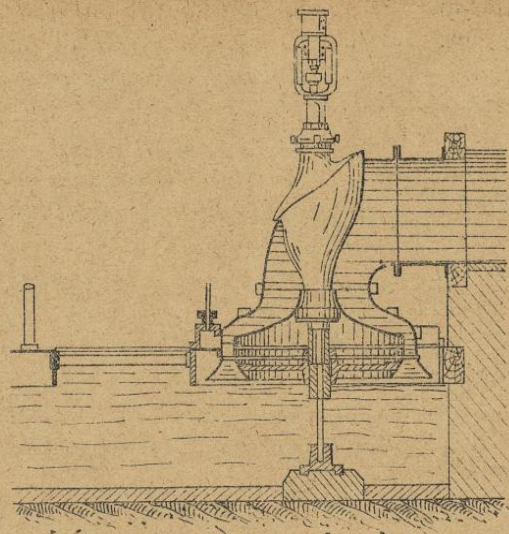


Fig. 13 - Turbine Girard
Ariale ancienne avec montage hydro-pneumatique.

ce qui ferait w égal à w ;
mais en réalité, w ,
doit être multiplié par
un coefficient de
réduction λ à cause
du frottement, ce
qui fait qu'il est
un peu plus petit
que w , λ étant
compris entre 0,9
et 0,85.

Dans une première
approximation, si
on suppose
 $u = u_1 = w = w$,
on arrive à la valeur
de la vitesse de
marche $u = \frac{V}{2\cos\alpha}$

ou: approximativement $u = \frac{V}{2}$ et étant peu

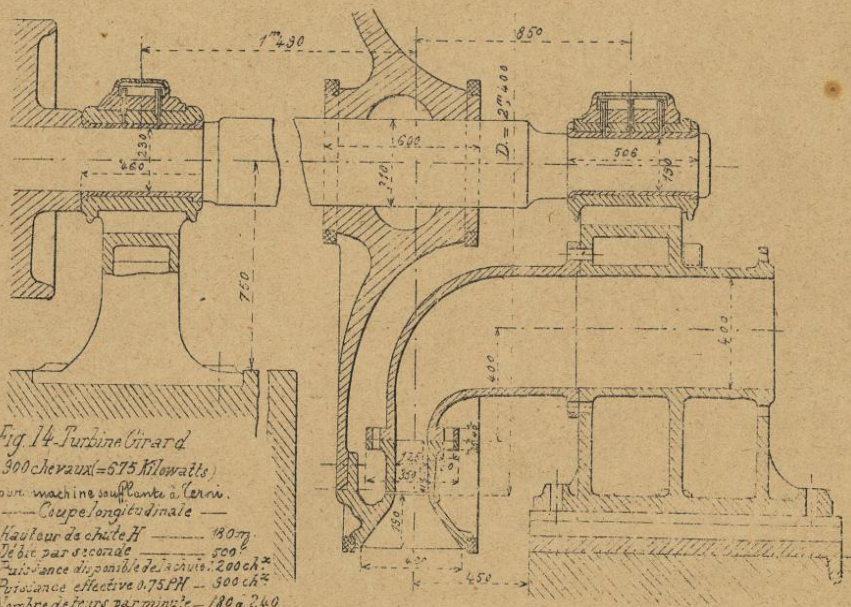


Fig. 14 Turbine Girard
de 300 chevaux (= 217,5 Kilowatts)
pour machine soufflante à l'acier.
--- Coupe longitudinale ---
Hauteur de chute H 180 m
Débit par seconde 500
Puissance disponible de chute 200 ch
Puissance effective 0,75 PH 300 ch
Nombre de tours par minute 180 à 240

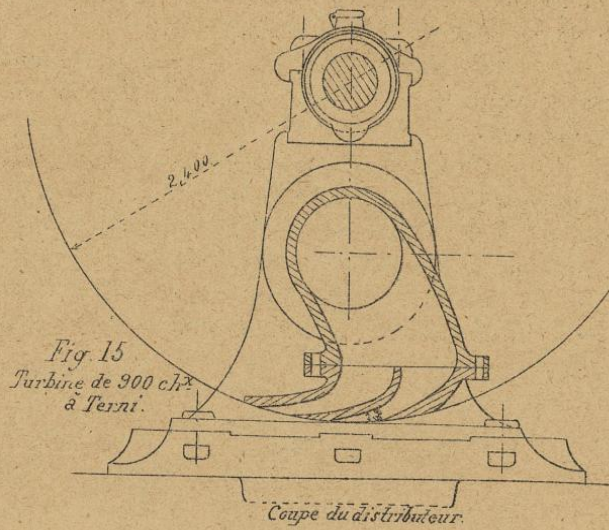


Fig. 15
Turbine de 300 chP
à Terni.

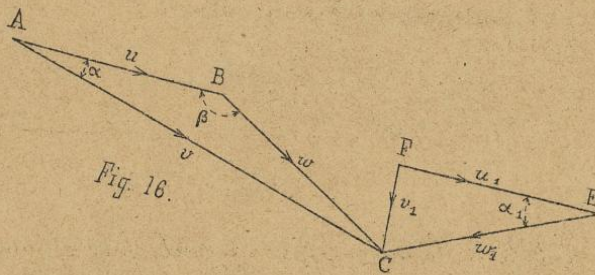


Fig. 16.

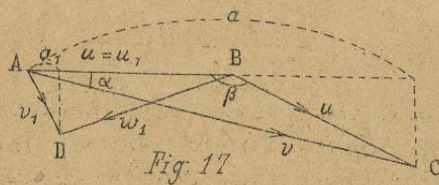


Fig. 17

On peut rapprocher les deux triangles des vitesses, comme l'indique la fig. 17, vu l'égalité de u et de u_1 , v étant donné

en grandeur et direction, on peut faire varier u , en modifiant en même temps l'angle β , pour toujours réaliser l'entrée sans choc, les pertes de rendement résultent 1° de la perte sur la vitesse

relative ($w_1 = \lambda w$); 2° de la vitesse de sortie, v_1 .

En appliquant la formule générale, démontrée plus loin,

$$W_i = \frac{F}{g} (au - a_1 u_1) = \frac{F}{g} u (a - a_1)$$

où a et a_1 sont les projections sur u des vitesses v et v_1 , on peut étudier, graphiquement la variation de W_i en fonction de u : le maximum correspond à peu près à $u = \frac{v}{2}$; β est alors un peu plus grand que $\pi - 2\alpha$.

avec $\lambda = 0,85$, le rendement serait de 0,89. On doit compter en outre, une perte de 4 p. 100 dans le distributeur, de 2 p. 100 en

moindre pour chute h' inutilisée, de 3 p. 100 pour pertes mécaniques, et de 6 p. 100 pour les deux causes suivantes:

L'évaseement des aubes en coupe transversale augmente la vitesse de sortie v, de la plupart des filets liquides par suite de leur dispersion latérale.

On n'évite pas complètement le choc à l'entrée du à la séparation des nappes liquides s'échappant du distributeur (fig. 17bis. 1^o) et surtout à la manière dont se présente la nappe d'épaisseur réduite fournie par le dernier élément distributeur (fig. 17bis. 2^o).

On arrive ainsi à un rendement définitif d'environ 75 p. 100. Voir l'étude de M. Keteau dans la revue de Mécanique, Août 1898, p. 154).

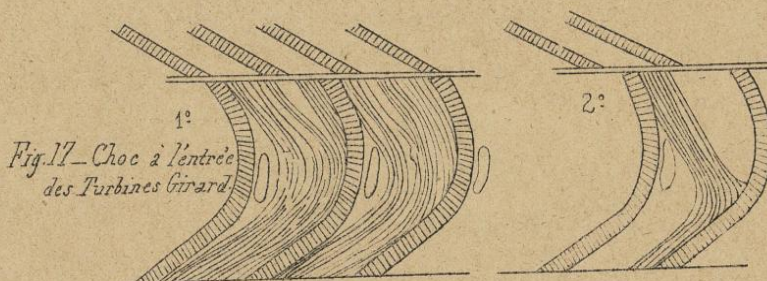


Fig. 17 - Choc à l'entrée des Turbines Girard

L'étude de la turbine Girard centrifuge est analogue; on doit seulement tenir compte de la différence des vitesses u et u₁, et l'équation de Bernoulli dans le mouvement relatif est

$$\frac{w^2 - u^2}{2g} = \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \zeta + h'$$

z étant la perte de charge, h' l'abaissement vertical de l'eau à la traversée de la turbine, souvent négligeable.

Comme dans la roue Pelton, le rayon est arbitraire et permet d'obtenir la vitesse angulaire demandée.

Les turbines Girard, principalement du type centrifuge à axe horizontal, sont employées surtout pour les hautes chutes. On ne les monte plus guère, ainsi que l'avait fait Girard, sur les chutes de faible hauteur, surtout parce que la perte de hauteur h' prend une trop grande importance, à moins de recourir aux complications de la disposition hydro-pneumatique (fig. 13. Voir Collon, Cours de Machines, t. 1, p. 196). Le rendement paraît un peu inférieur à celui des roues Pelton.

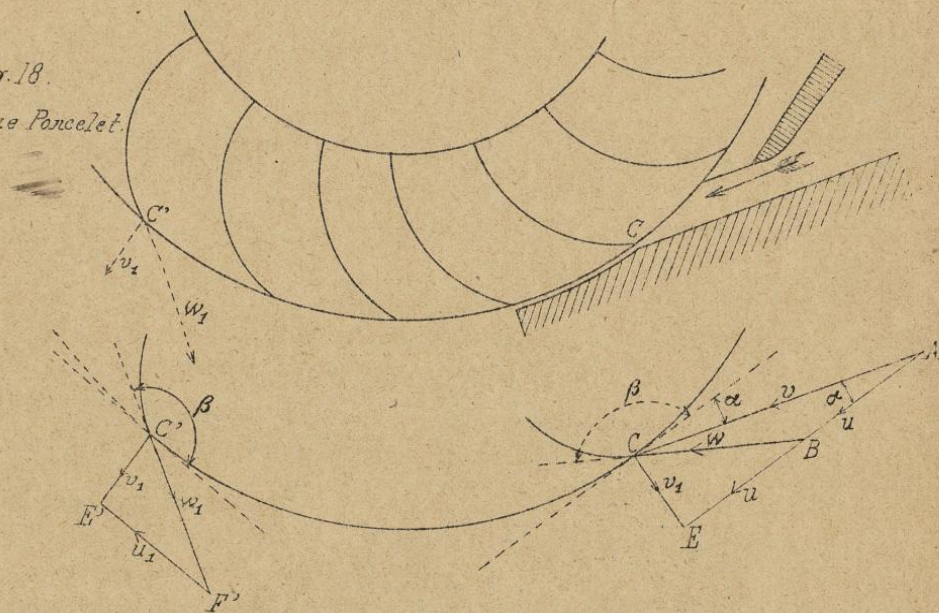
Aux turbines à impulsion se rattache la roue Poncet (fig. 18) qui se substitue aux roues en dessous à aubes planes,

fonctionnant par choc avec un rendement de 30 à 35 p.100 au plus.
 L'eau arrive sur la roue au point C avec une vitesse $v = AC$ faisant un angle α avec la vitesse $u = AB$ de la roue à la circonférence : la vitesse relative de l'eau $w = BC$. Pour l'entrée sans choc, le premier élément de l'aube doit faire avec la tangente à la roue l'angle β des vitesses u et w .

L'eau s'élève sur l'aube recourbée, qui a une hauteur suffisante, H , puis redescend et retombe au dehors en un point C' qui est à peu près au niveau du point d'entrée ; cette condition étant remplie, la vitesse relative de l'eau $w' = C'E$ est égale à w et de sens contraire ; la vitesse absolue v' , est le côté $C'E'$ du triangle $C'E'F'$, où $F'E' = u$. Pour le bon rendement, v' doit être aussi petit que possible ; il serait nul pour $\beta = 180^\circ$ et $w = u$; mais ces conditions ne sont pas pratiquement réalisables.

Fig. 18.

Roue Poncelet.



En transportant le triangle $C'E'F'$ en CBE , on voit que $v' = CE$ sera minimum dans la position perpendiculaire à AE ;
 Alors :

$$v' = v \sin \alpha = w \sin \beta \quad \text{et} \quad 2u = v \cos \alpha$$

On prend souvent $\alpha = 15^\circ$.

La formule générale du rendement donne en admettant $v^2 = 2gH$ (h représentant les pertes de charge autres que $\frac{v^2}{2g}$)

$$W_i = P \left(H - \frac{v^2 \sin^2 \alpha}{2g} - h' \right) = P \left[H (1 - \sin^2 \alpha) - h' \right] = 0,93 PH - Ph',$$

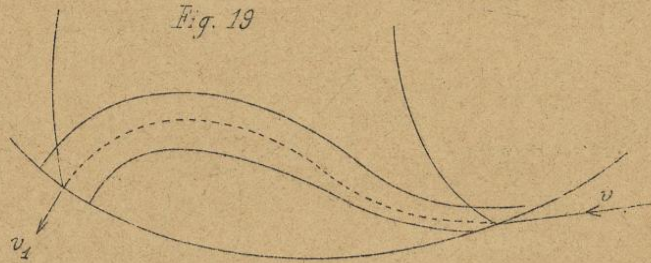
pour $\alpha = 15^\circ$.

L'expérience a donné à Foncellet le maximum de rendement pour la valeur

$$u = 0,55 v_0.$$

En réalité, le rendement ne dépasse guère 60 p. 100 ; il y a en effet une cause importante de perte de force vive qui provient du choc de l'eau contre elle-même ; chaque aube reçoit une nappe ascendante d'une certaine longueur, et le haut de cette nappe retombe sur la partie inférieure avant que cette dernière ait atteint le sommet de sa course. Ce trouble dans le mouvement tient à ce que la sortie de l'eau se fait du même côté de l'aube que l'entrée. La fig. 19 représente la trajectoire absolue de la veine liquide.

Fig. 19

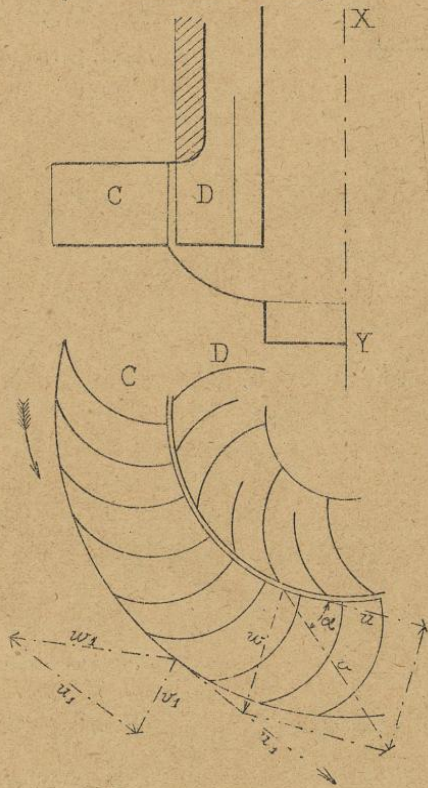


2^e Turbines à réaction.

Les turbines se classent, d'après la direction générale du mouvement de l'eau à travers le distributeur fixe et la turbine proprement dite, en axiales (hélicoïdes, parallèles), radiales, centrifuges ou centripètes, fréquemment hélico-centripètes (ou mixtes), et enfin composées, réunissant en un groupe unique une centripète et une hélico-centripète.

Le prototype des turbines centrifuges est la turbine Fourneyron, construite en 1827 ; la couronne mobile C (fig. 30) comprise entre deux faces pleines et reliée à l'axe vertical XY, entoure le distributeur fixe D, qui amène l'eau sur la face interne de C, en la dirigeant à l'aide d'aubes qui s'élèvent à une certaine hauteur. L'eau doit sortir du distributeur horizontalement et suivant un angle aigu (60° environ) α sur la circonférence extérieure. La couronne C porte des aubes tracées à l'entrée suivant la direction de la vitesse relative w de l'eau ; à la sortie de l'eau, l'aube fait avec la couronne un angle qui doit être faible. La vitesse absolue de l'eau à la sortie v , est la résultante de w , et de u .

Fig. 20. Turbine Fourneyron.



Les valeurs de v_1 , de w_1 et de u_1 , sont telles que v_1 soit petit.
 La turbine marche entièrement noyée dans le bief d'aval, ou bien dans l'air au dessus du bief.

Dans la turbine Fontaine (fig. 21) la couronne c tourne sous le distributeur D: la coupe par le cylindre MN développé, montre le tracé des aubes du distributeur et de la couronne, qui doivent satisfaire aux conditions qui viennent d'être indiquées pour les vitesses.

La couronne mobile et le distributeur fixe peuvent être concentriques comme dans la turbine Fourneyron mais avec interversion, la couronne mobile étant entourée par le distributeur.

Belle est la turbine Francis (1852) qui a été souvent imitée, surtout en Amérique (fig. 22). L'eau,

Ma
 Elle
 et
 Bryan
 Amoy

est amenée au distributeur D, traverse la couronne de l'extérieur à l'intérieur, puis s'échappe dans un espace communiquant avec le bief d'aval. La coupe par le plan XY montre les aubes du distributeur et de la couronne, tracées toujours suivant les mêmes principes, les aubes de la couronne, à l'entrée, (à l'extérieur) étant tangentes à la vitesse relative w et l'angle de sortie à l'intérieur étant aigu.

Dans la turbine hélico-centripète, l'eau entre comme dans la précédente, par un distributeur D concentrique extérieurement à la couronne mobile; mais les aubes de cette couronne ont une double courbure, de telle sorte que la sortie de l'eau se fait parallèlement à l'axe; cette turbine marche noyée comme la précédente.

Au lieu d'entrer sur un cylindre de révolution et de sortir sur un plan, l'eau peut entrer et sortir sur des surfaces coniques de révolution (fig. 24), cette disposition est rarement employée.

Fig. 21 - Turbine Fontaine.

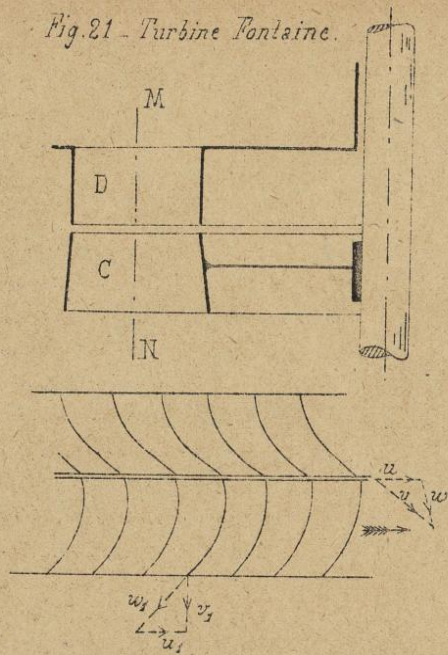


Fig. 22 - Turbine centrifète Francis.

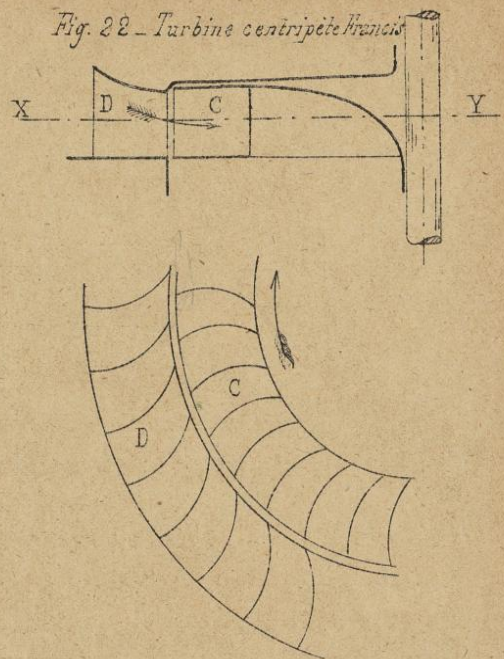


Fig. 23 - Turbine hélico-centrifète.

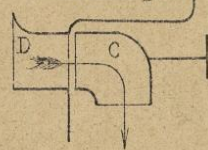
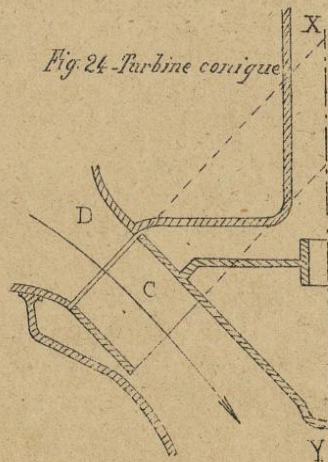


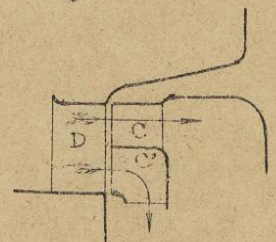
Fig. 24 - Turbine conique.



elle comprend comme cas particuliers toutes les autres dispositions, en donnant les valeurs 0 et 2π à l'angle au sommet des cônes.

La turbine composée comprend deux parties C et C' recevant l'eau par leur circonférence extérieure, et la rendant, C'une (c) suivant sa circonférence intérieure, l'autre (c') avec aubes à double courbure) par dessous. Les direc-

Fig. 25 - Turbine composée.



trices du distributeur sont communes aux deux couronnes. On obtient ainsi une turbine de petit volume pouvant débiter beaucoup d'eau.

On obtient ainsi une turbine de petit volume pouvant débiter beaucoup d'eau.

Position de la Turbine

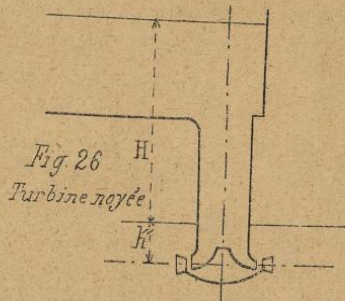
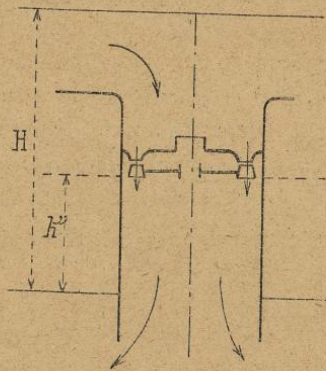


Fig. 26
Turbine noyée.

Les turbines à réaction pouvant marcher noyées, il était naturel de les placer dans le bief d'aval, assez profondément pour qu'elles ne soient pas découvertes lors des plus basses eaux : grâce à ce montage, on ne perd rien sur la hauteur de la chute. L'eau sort alors de la couronne à une profondeur h au-dessous du niveau d'aval (fig. 26) et descend d'une hauteur $H+h$; mais

la pression au débouché est $p_2 + \rho gh$; la hauteur effective de chute reste toujours H .

Fig. 27 - Turbine suspendue.



Cette position de la turbine, avantageuse pour le rendement, n'est pas toujours commode, notamment lors des réparations. On a imaginé de donner à la profondeur h une valeur négative, on installant la turbine à une hauteur h au-dessus du bief d'aval (fig. 27) tout en la conservant noyée : telle est la disposition de la turbine Jonval-Koechlin, installée dans un cylindre en tôle plein d'eau : la pression, à la sortie de la turbine, est $p_2 - \rho gh$, ce

qui compense exactement la réduction de hauteur h . Une disposition analogue est souvent adoptée pour d'autres turbines, notamment pour les turbines centrifuges et mixtes (fig. 28). Dans ces installations dites suspendues, l'air tend à se dégager de l'eau par suite de la réduction de la pression : il faut que cet air ne puisse pas s'accumuler autour de la couronne, ce qui troublerait le fonctionnement : l'air doit être entraîné par l'eau. Il convient que la hauteur h ne soit pas trop grande. Il est difficile d'indiquer une limite.

Nous avons classé tous ces appareils dans la catégorie générale des turbines à réaction. Le type de l'appareil à réaction

puis est le tourniquet hydraulique, où l'eau en s'écoulant dans une direction tangentielle, produit le moment moteur. Mais dans un

Fig 28 - Turbine centrifuge avec tube de réaction



appareil à marche continue il faut constamment renouveler l'eau. Dans le tourniquet ordinaire, l'entrée de l'eau se fait d'une façon defectueuse, dans les turbines, les vitesses doivent se composer de manière à éviter le choc à l'entrée.

À la sortie du distributeur, la veine liquide est animée d'une vitesse $v = \sqrt{2gH}$, H étant une fraction de la hauteur totale H. Par contre, la pression de l'eau en ce point est plus élevée qu'à la sortie de la turbine. En posant $H = H' + H''$, nous verrons que H' est véritablement égal à la hauteur piézométrique

$\frac{p-p'}{\rho g}$, p et p', étant les pressions à l'entrée et à la sortie de la turbine proprement dite. La fraction $\frac{H''}{H}$ définit le degré de réaction.

On établit une formule générale très simple du fonctionnement de la turbine à l'aide du théorème des moments des quantités de mouvement (Râteau, revue de mécanique, année 1897, p. 636). Le moment par rapport à un axe, d'une quantité de mouvement mv, appliquée en un point M, peut se calculer en multipliant la distance MD du point M à l'axe par la projection de la quantité de mouvement mv sur la normale au plan déterminé par l'axe et par la droite MD.

On applique ce théorème à la masse liquide qui remplit la couronne mobile, dont on admet que le mouvement est permanent; on prend pour axe des moments l'axe de rotation de l'appareil. P étant le débit en poids par seconde, a et a', les projections des vitesses absolues de l'eau, v et v', sur les directions des vitesses d'entraînement u et u', r et r', les rayons moyens de la turbine, à l'entrée et à la sortie, l'accroissement du moment de la quantité de mouvement, pendant le temps dt est

$$\frac{P dt}{g} (r, a' - r a)$$

d'après la règle qui vient d'être indiquée. La dérivée par rapport au temps des moments des quantités de mouvement est donc $\frac{P}{g} (r, a' - r a)$; elle est égale à la somme des moments des forces extérieures. Ces moments sont nuls pour les pressions sur les

faces d'entrée et de sortie, praxions qui rencontrent l'axe (les surfaces étant de révolution autour de l'axe); il en est de même pour la pression dans le cas où l'axe est vertical. (1) reste seulement le moment directement opposé au moment moteur. (2) (qui on peut considérer comme égal au produit Fr d'une force tangentielle, F à l'extrémité du rayon r). L'équation est donc

$$\frac{P}{g} (T_1 a_1 - r a) = -ck$$

Changeant les signes et multipliant par ω , vitesse angulaire de la turbine $M\omega = Fr\omega = W_i$, W_i étant la puissance motrice;

$$W_i = \frac{P}{g} (a\omega - a_1\omega_1) = \rho PH$$

ρ étant le rendement. Ses résistances mécaniques réduisent W_i à W_e . En toute rigueur cette démonstration suppose la turbine

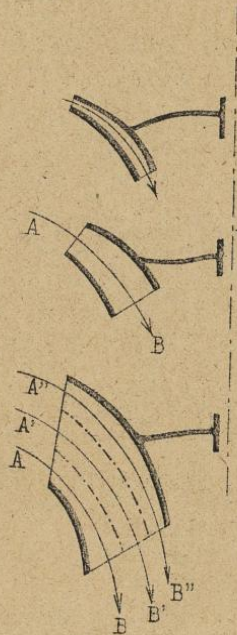


Fig. 29.

réduite à une courbure infiniment mince (fig. 29). En réalité elle a une largeur relativement grande. Il faut alors, suivant les cas, on considère un filet moyen AB , auquel on ramène le mouvement de tous les autres, on imagine une division de la turbine en plusieurs aubes minces pour se ramener à un filet $AB, A'B', A''B''$. Cette division comporte un certain arbitraire.

Le théorème de Bernoulli conduit aussi à la formule générale.

$$\text{Soit } H = h + h' + h''$$

h, h', h'' étant les hauteurs depuis le niveau d'amont jusqu'à la sortie du distributeur, dans la traversée de la turbine, et depuis la sortie jusqu'au niveau d'aval.

Si la turbine est noyée dans un tube d'aspiration, h' est souvent négligeable; h'' est négatif si la turbine est noyée.

(1) Si l'axe était incliné, l'admission restant totale, les moments de la pesanteur se détruiraient deux à deux aux extrémités des diamètres.

Dans la première partie du trajet,

$$h + \frac{p_a}{\omega} = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\omega} + \zeta$$

ζ étant la perte de charge dans le conduit d'aménée et le distributeur.

En ajoutant $h' + h''$ aux deux membres de cette relation,

$$H - \zeta = \frac{v^2}{2g} + \frac{p - [p_a - \omega (h' + h'')]}{\omega} = H' + H''$$

en passant

$$H' = \frac{v^2}{2g}$$

$$H'' = \frac{p - [p_a - \omega (h' + h'')]}{\omega}$$

$[p_a - \omega (h' + h'')]$ est la pression qui règne dans la masse liquide stagnante qui entoure la turbine, à l'altitude du plan de séparation du distributeur et de la couronne; $p - [p_a - \omega (h' + h'')]$ est donc l'excès de la pression de la veine liquide, qui sort du distributeur pour entrer dans la couronne, sur cette pression extérieure; H'' est la hauteur piézométrique correspondante. En négligeant K , $H = \frac{p - p_1}{\omega}$, p_1 étant la pression au point où l'eau quitte la turbine. H' est la hauteur due à la vitesse effective v . Ainsi la hauteur totale $H - \zeta$ peut être considérée comme partagée en deux parties, correspondant l'une à la vitesse effective l'autre à la surpression de la veine sortant du distributeur. Le rapport $\frac{H''}{H - \zeta}$ définit le degré de réaction nul dans la turbine à impulsion.

Reprenons l'équation du mouvement du liquide jusqu'à la sortie du distributeur.

$$h + \frac{p_a}{\omega} = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\omega} + \zeta$$

Écrivant l'équation de Bernoulli dans le mouvement relatif à travers la couronne mobile :

$$\frac{\omega^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} + h' + \frac{p}{\omega} = \frac{\omega_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\omega} + \zeta'$$

p_1 étant la pression à la sortie de la couronne.

Enfin dans la dernière partie du parcours, depuis la

sortie de la couronne mobile jusqu'au bief d'aval,

$$\frac{v_1^2}{2g} + h'' + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z''$$

La perte de charge Z'' , dans la plupart des turbines, est principalement due au terme $\frac{v_1^2}{2g}$, l'eau étant rejetée avec la vitesse, dans une masse à peu près stagnante.

Ajoutant membre à membre, les trois équations, et posant $Z = Z' + Z''$, il vient

$$2g(H-Z) = v^2 + u^2 - w^2 = (v_1^2 + u_1^2 - w_1^2)$$

Or, dans les triangles des vitesses ABC, DEF,

$$w^2 = v^2 + u^2 - 2ua$$

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2u_1a_1,$$

c'est-à-dire

$$g(H-Z) = ua - u_1a_1$$

ou bien

$$W_i = P(H-Z) = \frac{P}{g}(ua - u_1a_1)$$

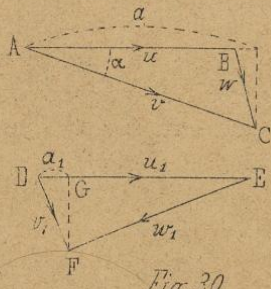


Fig. 30.

Il convient de remarquer que ces relations ne supposent pas l'écoulement sans choc. Dans tous les cas, la vitesse relative avec laquelle l'eau se présente à la turbine est bien $w = BC$; si elle n'est pas tangente à l'arête, la moindre déviation augmente la perte de charge Z' . a_1 , positif dans le cas de la figure est négatif lorsque u_1 est plus petit que αE .

La turbine étant pleine d'eau, les vitesses sont reliées par l'équation de continuité. Notamment A et A', étant les sections normales aux filets liquides à l'entrée et à la sortie de la turbine, $Aw = A'w_1$. (Cette relation n'est pas applicable dans la turbine à impulsion, où l'eau cascade, comme dans un canal; les sections réelles de la veine, A et A', ne sont pas celles des conduits) et sont inconnues a priori.

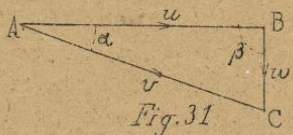


Fig. 31

Le terme a , est souvent très petit; en le supposant nul

$$g(H-Z) = ua$$

D'autre part $u = a = v \cos \alpha$ quand l'angle β du premier

ciement de la turbine est droit et qu'on marche à la vitesse normale (l'entrée sans choc) alors $g(H-z) = v^2 \cos^2 \alpha$.
 avec la valeur $\alpha = 20^\circ$

$\cos \alpha = 0,94$ $\cos^2 \alpha = 0,89$

$H-z$, dans une bonne turbine, sera à peu près $0,85H$, et dans z , le terme z est faible (ou bien on peut mettre à part z et partir de la hauteur $H-z$, hauteur disponible au moment où l'eau arrive à la turbine). Cela donne donc à peu près

$H = 2 \frac{v^2}{2g}$ ou $\frac{v^2}{2g} = H = \frac{H}{2}$

Par suite $H = \frac{H}{2}$

C'est le degré de réaction $\frac{1}{2}$, qui correspond à l'angle droit β de l'aube de la turbine à l'entrée.

On voit de même qu'avec $\beta < \frac{\pi}{2}$ c'est-à-dire $u > a$, le degré de réaction dépasse $0,5$ (fig. 32).

Avec $\beta > \frac{\pi}{2}$
 ou $u < a$, le degré de réaction est inférieure à $0,5$.

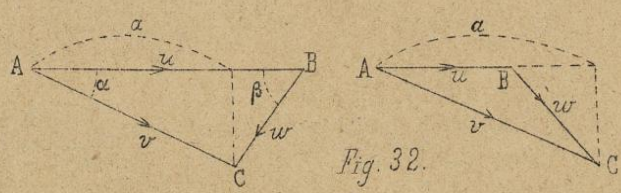


Fig. 32.

On descend jusqu'à la réaction nulle qui correspond

à $p = p$. Il existe en effet, une classe de turbines dites turbines limites, qui fonctionnent pleines d'eau mais avec une réaction nulle.

Avec les divers degrés de réaction (la turbine ayant le même rayon sous une même chute, a étant négligeable, la constance du produit ua montre qu'à mesure que le degré de réaction augmente u croît, a diminue. D'ailleurs la conséquence immédiate de cette augmentation est la diminution de la vitesse v , et par suite, de sa projection a . L'angle α restant constant ou même augmentant avec le degré de réaction.

Le rayon étant donné, la vitesse angulaire est proportionnelle à u . Il peut donc être avantageux suivant les cas de profiter de cette possibilité de faire varier u entre certaines limites pratiques dans un projet d'établissement de turbine. Pour éliminer la hauteur H correspondant à chaque cas spécial on introduit le terme appelé vitesse relative $\frac{u}{\sqrt{2gH}}$ (à ne pas confondre avec la vitesse relative w).

d'où Avec la disposition de la fig. 31, $t H - z = 0,55 H$ $0,85 g H = u^2$

$$\frac{u}{\sqrt{2gH}} = 0,65$$

La perte de charge z avant la sortie du distributeur s'évalue, d'après les règles de l'hydraulique (mouvement dans les canaux, dans les conduites); le terme dû au frottement sur les aubes distributrices est toutefois d'une évaluation plus difficile.

Le fonctionnement à réaction donne lieu à une perte sur le débit, par suite de la fuite au joint, entre le distributeur et la turbine, tenant à l'accès de la pression intérieure de l'eau ($p - p_1$). Pour un même jeu, le débit perdu est proportionnel à $\sqrt{p - p_1}$. On estime qu'il atteint souvent 4 p. 100 du débit total.

Une perte de charge importante se produit au passage de l'eau du distributeur dans la turbine: elle résulte de l'épaisseur des aubes distributrices et réceptrices, les veines liquides sortent séparées du distributeur, d'où résulte un épanouissement brusque; puis il y a choc sur la tranche des aubes de la turbine; enfin un choc sur la surface active résulte d'une marche de la turbine à une vitesse différente de la vitesse théorique u la meilleure. On a soin d'arrondir en biseau le bout des aubes (fig. 33).

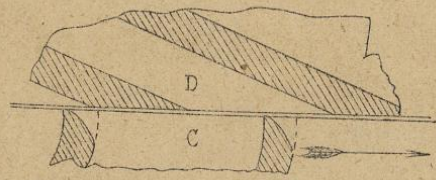


Fig. 33 - Biseau des aubes de turbine

16. Râteau fait observer que la meilleure direction de la vitesse relative w est obtenue quand elle est tangente à cet arrondi du dos et non à la surface utile, afin d'éviter un choc sur le dos, en sens inverse du mouvement.

On doit remarquer qu'il n'y a pas précisément choc sur la surface de l'aube, comme lorsqu'une veine, dans l'air, frappe un plan; il y a plutôt effet analogue à un coude brusque. Aucune formule ne permet de calculer avec précision la perte de charge résultant des phénomènes complexes à l'entrée de la couronne. Cette perte de charge augmente à mesure que la vitesse de la turbine u , s'écarte de la meilleure valeur.

La perte de charge à l'entrée dans la turbine est à peu

proportionnelle à w^2 : il y a donc intérêt à réduire w au minimum, ce qui a lieu pour $\beta = \frac{\pi}{4}$ (réaction de 0,5). Pour un débit donné, égal à Aw , toute autre direction de w donne une section normale A plus petite, et par conséquent w plus grand.

La perte de charge, dans la travée de la turbine vient du frottement sur les aubes et de la courbure, assez brusque des filets, qui ne sont pas tous également guidés: il se produit une certaine interférence des filets. Cette perte de charge est en chaque point proportionnelle au carré de la vitesse relative: dans les turbines centrifuges et hélico-centrifuges, la vitesse relative de sortie w , est relativement faible, car elle est voisine de la vitesse u , minima au point de sortie. Quant à la courbure des aubes de la turbine, elle dépend de l'angle initial β , c'est-à-dire du degré de réaction et du type de la turbine. Avec $\beta > \frac{\pi}{4}$ (turbines à impulsion) elle est forte, et peut devenir très faible avec $\beta < \frac{\pi}{4}$ (forte réaction).

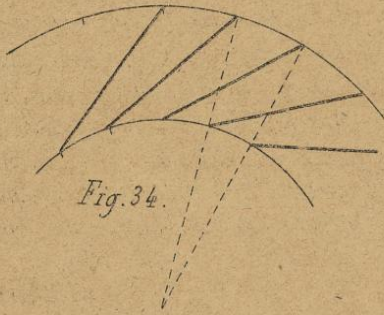


Fig. 34.

On pourrait même tracer des turbines centrifuges à aubes rectilignes (fig. 34).

À la sortie de la turbine, se produit la perte de charge $\frac{v^2}{2g}$, ou mieux $\sum \frac{v^2}{2g}$. Avec les valeurs $v = 0,02$ à $0,05 \sqrt{2gH}$, c'est une perte de 4 à 6 p. 100. Enfin une petite perte de charge finale sera due au frottement dans le tube d'as-

piration et à la sortie à la base de ce tube. Cette légère perte de charge augmente la hauteur piézométrique $\frac{p_1}{\rho g}$, c'est-à-dire la pression p_1 à la sortie.

En résumé, on réduit au minimum les pertes de charge dans la turbine proprement dite, qui sont les plus importantes, en ayant des vitesses relatives aussi faibles que possible, et des aubes peu courbées. Ces conditions sont satisfaites quand l'angle β est droit (réaction 0,5) et avec la disposition centrifuge ou hélico-centrifuge.

Diffuseurs. - La vitesse de sortie v , n'est pas nécessairement perdue. Au lieu d'accepter la perte de charge $\frac{v^2}{2g}$, on peut éteindre progressivement cette vitesse dans un diffuseur, qui abaisse légèrement la pression p_1 à la sortie (puisque $\frac{v^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = \text{const.}$, d'après le théorème de Bernoulli, dans un mouvement horizontal).

tel est le diffuseur Boyden (fig. 35) qui entoure une turbine centri-
fuge. Le tabe d'aspiration des turbines helico centripetes peut

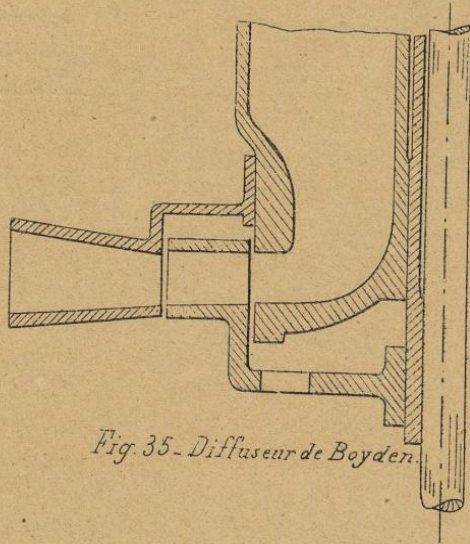


Fig. 35 - Diffuseur de Boyden.

être tracé de même pour épanouir progressivement la veine liquide; M. Kakeau recommande d'y ajouter quelques cloisons radiales, pour empêcher le mouve-
ment hélicoïdal de l'eau.

Cependant comme d'une part le terme $\frac{v^2}{2g}$ peut être faible, et le rendement des diffu-
seurs est généralement médiocre, on conçoit que les turbines hydrau-
liques en soient généra-
lement dépourvues.

Après ces considé-
rations générales, nous
examinerons quelques types particuliers de turbines.

Turbine Jonval.

La turbine Jonval a été souvent appliquée en Europe avec le degré de réaction 0.5 (angle β droit). Dans certains cas, cet angle est plus petit (aubes moins courbées), ce qui donne une forte réaction (0,7). Inversement, on a quelquefois appliqué la réaction nulle (turbine limite), où β est obtus. Dans ce dernier cas la vitesse relative de sortie w doit être égale à la vitesse relative d'entrée w (pour que la pression $p = p_1$, réaction nulle), et il convient qu'elle reste constante dans toute la traversée de la turbine. La section normale de passage entre deux aubes doit donc être constante, ce qu'on obtient avec les aubes à dos renflé, dont le tracé est donné fig. 36.

Comme détails de construction de la turbine Jonval on signalera le prolongement rectiligne $NM, N'M'$ des aubes directrices sur une longueur telle que MN soit perpendiculaire à NM , afin d'assurer suivant l'angle β le guidage des filets liquides (fig. 37).

A l'entrée des aubes de la couronne mobile, en M , un prolongement rectiligne ne pourrait être

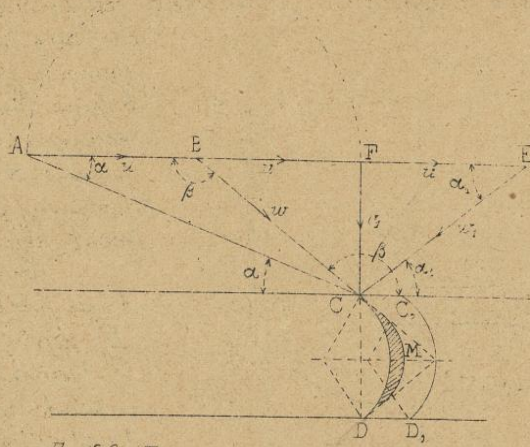


Fig. 36 - Turbine Jonval intermédiaire.

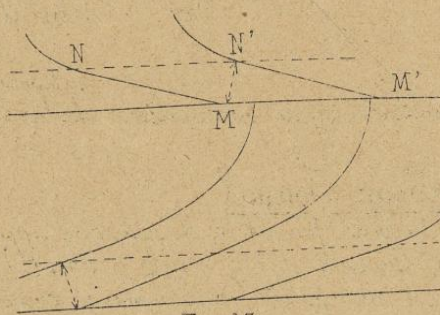


Fig. 37

les rayons. Il en résulte que le fonctionnement réel s'écarte

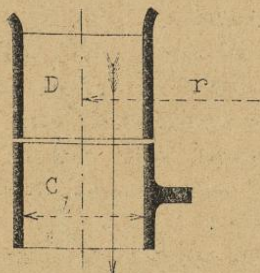


Fig. 38 - Turbine Jonval.

que nuisible, mais à la sortie de la couronne, on l'établit suivant la même règle que pour les directrices, afin d'assurer la direction de la vitesse v_1 .

Nous avons jusqu'ici considéré le cylindre moyen de la turbine. Mais sur les bords le mouvement est différent, à cause de la variation de la vitesse u , proportionnelle au rayon. La règle pratique du tracé des cubes consiste, après avoir déterminé le profil sur le cylindre moyen, à prendre ce profil et l'axe de la turbine comme directrices d'un conoïde engendré par une droite constamment perpendiculaire à l'axe : une section horizontale quelconque coupe les arêtes suivant

des conditions théoriques admises. La largeur l de la turbine ne peut toutefois devenir trop grande par rapport au rayon r (fig. 38), de sorte que pour de grands débits, on serait conduit à un grand rayon r et par suite à une faible vitesse angulaire (la vitesse linéaire u étant déterminée pour chaque hauteur de chute). Pour remédier à cet inconvénient, on a construit des turbines

multiplés (fig. 39), ayant jusqu'à trois couronnes concentriques: les vitesses v étant proportionnelles au rayon, on aura une sorte réaction pour la couronne extérieure, une réaction moyenne pour celle du milieu, et une réaction nulle pour la couronne intérieure. Cette combinaison se prête à la marche à puissance réduite, par fermeture d'un ou de deux distributeurs

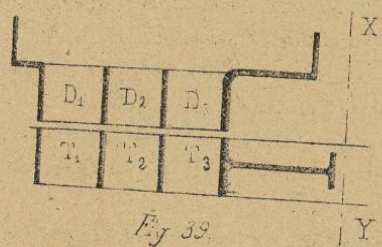


Fig. 39.

Soit, sur les turbines hélicoïdes, la Revue de Mécanique

Avril 1899, p. 363.

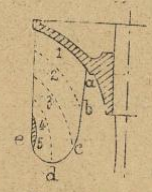


Fig. 40.

Turbines hélico-centripètes.

On préfère généralement le type hélico-centripète au type centripète pur, comme permettant de débiter plus d'eau avec un même rayon extérieur. Les aubes ont parfois une très grande hauteur (fig. 40). Les éléments essentiels sont les angles d'entrée et de sortie. Pour la sortie, les valeurs doivent être différentes aux divers points tels que a, b, c, d; de manière que la vitesse absolue v , soit dans un plan diamétral ($\alpha = 0$).

Pour les chutes à très grand débit, on peut employer plusieurs turbines sur un arbre unique, afin d'avoir une vitesse angulaire suffisante, qui ne donnerait pas une turbine unique de trop grand rayon.

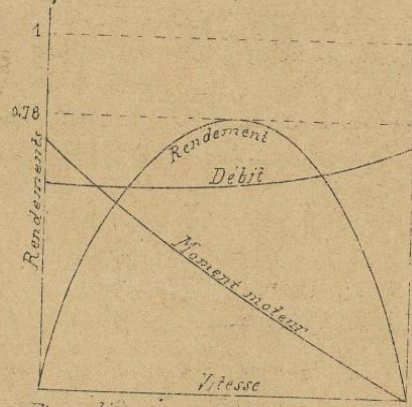


Fig. 40 bis Marche d'une turbine à vitesse variable.

Les turbines hélico-centripètes, et centripètes, sont, toutes choses égales d'ailleurs, un peu supérieures aux autres au point de vue du rendement, notamment par suite de la moindre courbure de leurs ailes, et de la moindre vitesse relative de l'eau (Voir Revue de Mécanique, Janvier 1900, p. 60).

point de vue du rendement, notamment par suite de la moindre courbure de leurs ailes, et de la moindre vitesse relative de l'eau (Voir Revue de Mécanique, Janvier 1900, p. 60).

Exemples de turbine.

À Niagara falls, on utilise une chute exceptionnelle à très gros débit et à grande hauteur (plus de 110 m) ; avec cette hauteur de chute, on n'a généralement que de petits débits. On y trouve, une application, très rare aujourd'hui de turbines centrifuges à réaction ; on général on préfère les turbines centripètes. Dans une autre installation faite depuis sur les mêmes chutes, on est revenu au type centripète.

Les turbines sont doubles : on voulait avoir des moteurs très puissants. L'eau est amenée au distributeur par un tuyau de 2 mètres de diamètre. On en trouvera le dessin dans la Revue de Mécanique, janvier 1900, page 17.

Le dessin fait apparaître immédiatement un défaut assez grave de cette installation : la turbine, hors d'eau, abandonne l'eau à une hauteur assez grande au-dessus du niveau d'aval, surtout à la sortie de la turbine supérieure.

Comme installation, plus normale, de turbines de chute moyenne, on peut citer celle qui a été faite à Bellegarde, sur le Rhône. Il s'agissait d'utiliser une chute de 13 mètres, importante comme débit.

Il y a une série de turbines semblables qui absorbent chacune un débit de 9 m^3 environ par seconde, et qui donnent, avec un rendement de 75 p. 100 une puissance de 1200 chevaux par turbine. Ce sont des turbines centripètes, ou plutôt compromises. (Voir le dessin Revue de Mécanique, janvier 1900, p. 24).

Le distributeur donne l'eau dans trois turbines superposées. Un tube d'aspiration plonge en aval, de sorte que quelle que soit la variation de la hauteur de la chute, elle est utilisée entièrement.

Marche à vitesse variable.

Lorsqu'une turbine tourne à une vitesse autre que la vitesse normale le rendement diminue. On peut étudier, en partie théoriquement, en partie expérimentalement, le rendement aux diverses vitesses depuis la vitesse nulle, où le rendement est nul, jusqu'à la vitesse d'emballement, qui prend la turbine tournant sans résistances (autres que celle de ses frottements mécaniques). La figure No 113 représente dans ces conditions, pour une hauteur donnée de chute, le moment moteur,

le débit, et le rendement aux diverses vitesses.

La vitesse normale, de rendement maximum, est à peu près la moitié de la vitesse d'emballlement. Le débit suivant les types de turbine, peut varier un peu dans un sens ou dans l'autre, suivant la vitesse, ou restera à peu près constant.

On peut se demander pourquoi on est amené à faire fonctionner une turbine avec une vitesse différente de la normale. C'est en général, pour maintenir constante la vitesse malgré une variation de la hauteur de chute.

La turbine, installée de façon à utiliser toute la hauteur de la chute, supposée variable, est suspendue, avec tube d'aspiration, ou noyée. Quand la hauteur de la chute varie, on devrait faire varier la vitesse, pour que les relations indiquées par les triangles devrait être proportionnelle à la racine carrée de la hauteur de la chute. Mais cela ne correspond généralement pas aux besoins industriels; on a au contraire besoin d'une vitesse constante; cela équivaut bien à une vitesse qui s'écarte du rendement maximum.

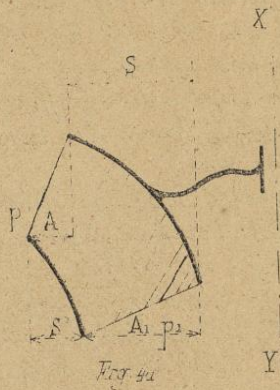
Poussée axiale.

Le calcul de la poussée axiale est nécessaire pour la détermination des pivots ou des paliers de butée des arbres de turbines, verticaux ou horizontaux. Cette détermination se fait à l'aide du théorème des quantités de mouvement projetées sur l'axe de rotation. On l'applique à la masse d'eau qui remplit la turbine, P étant le débit en poids. Pendant un temps infiniment court, la quantité de mouvement de cette masse augmente de $\frac{Pdt}{g} v$, et diminue de $\frac{Pdt}{g} v$; la partie commune conçoit une $\frac{Pdt}{g}$ quantité de mouvement $\frac{Pdt}{g}$ invariable, le mouvement étant considéré comme permanent. En désignant par b et b' , les projections des vitesses v et v' , sur l'axe, le premier membre de l'équation devient, après suppression du facteur $dt, \frac{P}{g} (b - b')$.

Les forces extérieures appliquées à la masse liquide sont après projection sur l'axe : 1° la force X' égale et de signe contraire à la partie X de la poussée X cherchée, qui résulte de l'action de l'eau motrice sur les aubes et sur les joues latérales. — 2° En désignant par A et A' , les surfaces d'entrée et de sortie projetées sur un plan perpendiculaire à XY (fig. 41).

$$pA - p'A$$

3^e Le poids de l'eau dans la turbine, P' , si l'axe est vertical. On trouve ainsi calculé il faut ajouter un terme X''



provenant des pressions de l'eau sur les surfaces extérieures de la turbine. Souvent, ce terme se limitera aux pressions statiques s'exerçant sur les deux jones, pressions différentes pour de p , on appelle S et S' les projections de leurs surfaces sur des plans perpendiculaires à l'axe, on aura (dans le cas de la figure)

$$X'' = \rho (S - S')$$

D'autres fois, la toile qui relie la couronne à son moyeu sur l'axe est pleine et peut être soumise à des pressions différentes sur ses deux faces (En en voit un exemple intéressant dans les turbines centrifuges du Niagara, citées plus haut).

Enfin, il faut tenir compte du poids P'' de toute la partie tournante, dans le cas où l'axe est vertical. P'' est parfois très grand, et peut comprendre le poids du rotor d'une machine dynamo-électrique.

On aura ainsi l'équation

$$\frac{P}{g} (b_2 - b_1) = -X' + \rho A - \rho_1 A + P'$$

d'où comme

$$X = X' + X'' + P''$$

$$X = \frac{P}{g} (b_2 - b_1) + \rho A - \rho_1 A + P' + X'' + P''$$

Dans la turbine Jonval, l'équation se réduit à :

$$X' = (\rho - \rho_1) A + P' + P''$$

qui augmente avec le degré de réaction.

La crapandine simple placée sous l'eau ne conserve pas l'huile de graissage. L'inversion des éléments (crapandine mobile sur pivot fixe) permet le graissage. Le pivot Fontaine hors d'eau (fig. 41 bis) dérive de cette disposition par allongement de la partie fixe dans la partie tubulaire tournante. Deux fenêtres au droit du pivot permettent d'y accéder. La pièce est construite de manière à permettre un réglage en

hauteur de la turbine.

Les collets des paliers de butée supportent aussi les poussées axiales : le travail du frottement est augmenté par l'accroissement de vitesse de ces surfaces portantes éloignées du centre.

Le plateau Girard (fig. 42) supporte la charge par une mince couche d'eau refoulée entre deux surfaces suffisamment étendues. Cette disposition a été récemment reprise pour les turbines à vapeur Curtis.

Fig. 41. Pivot de Turbine hors d'eau.

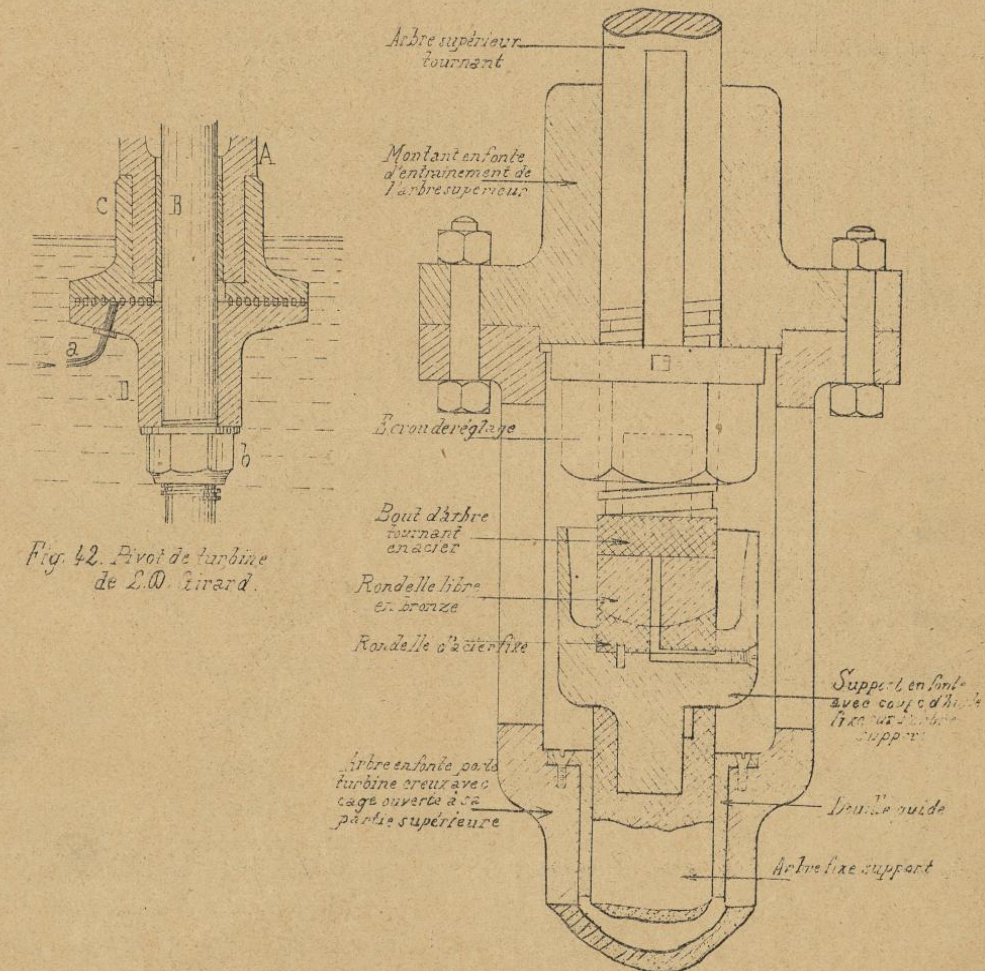


Fig. 42. Pivot de turbine de L.W. Girard.

Vannages.

Une turbine, établie pour un certain débit maximum, doit pouvoir fonctionner avec un débit moindre, soit parce que la puissance résistante est réduite, soit parce que le débit disponible devient insuffisant. Dans le premier cas, il sera souvent indifférent que l'action du vannage réduise le rendement, qu'il importe de conserver le meilleur possible dans le second.

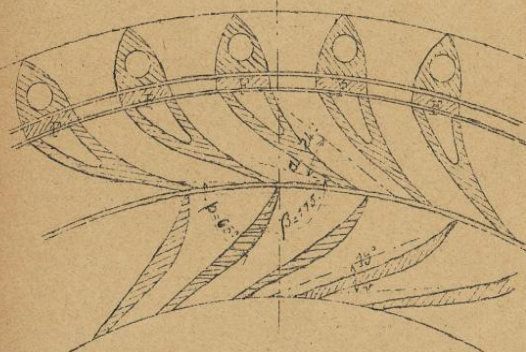
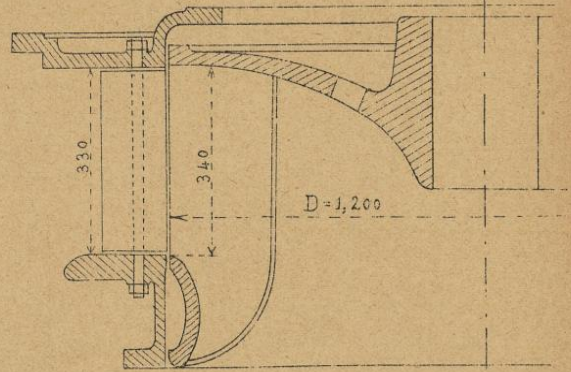
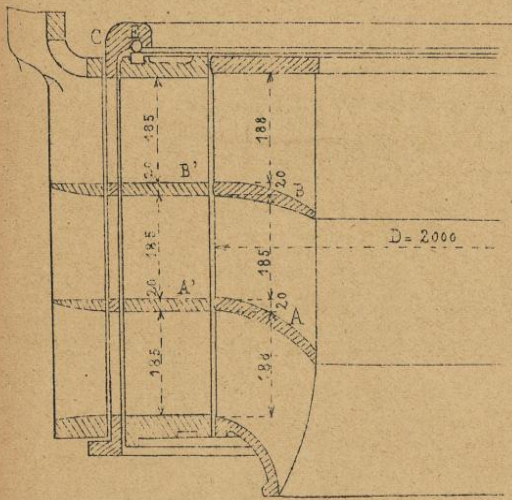


Fig. 43 - Turbine de Bellegarde (Vannage)

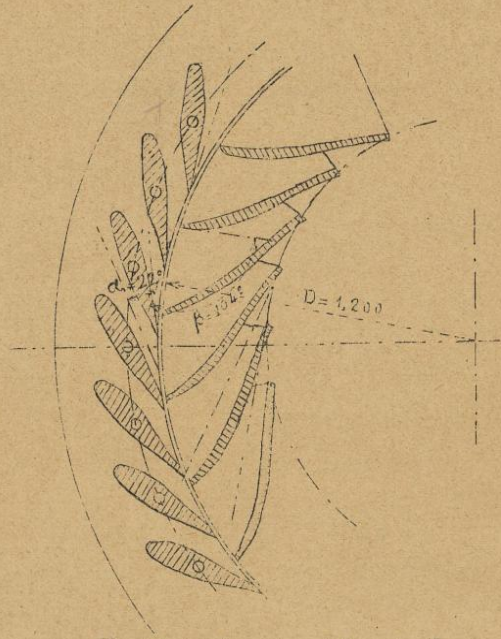


Fig. 44 - Aubage des ateliers de Vevey.

Le vannage agit :

- 1° Par étranglement de la conduite d'amènée ou de départ;
- 2° par réduction de la section des orifices distributeurs;
- 3° par réduction de la surface d'entrée ou de sortie de la

turbine;

4° par fermeture d'un certain nombre d'orifices distributeurs (admission partielle).

Le premier système, appliqué à la turbine fowal, crée une perte de charge qui réduit la hauteur utilisée.

Un exemple intéressant du second système, se voit dans la turbine de Bellegarde (fig. 43), le cylindre tournant F, à lanternes, peut obturer plus ou moins les canaux distributeurs : son action n'exige qu'un faible déplacement angulaire ; ce système crée une importante perte de charge.

Les directrices articulées de certaines turbines centrifuges ou hélico. centrifuges (fig. 44) fournissent une solution satisfaisante. L'angle α des directrices est un peu modifié par la manœuvre du vannage ; mais l'effet sur le rendement n'est pas très grand ; de même l'éloignement de l'extrémité des arêtes directrices de la surface de passage n'a pas grand inconvénient.

Le troisième système est souvent adopté dans les turbines

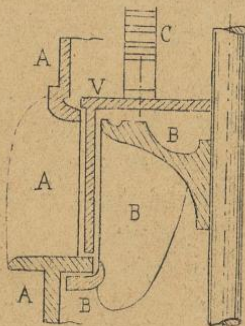


Fig 45.

- AAA - Distribution.
- BBB - Turbine.
- V - Vanne cylindrique.
- C - Crémaillère.

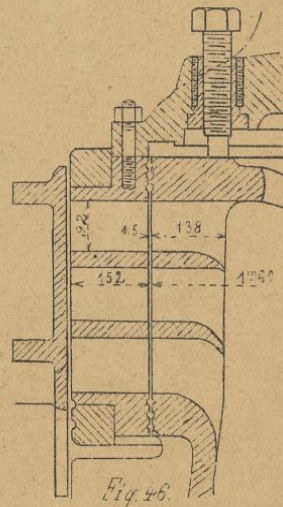


Fig. 46.

radiales, sous forme d'une vanne cylindrique qui peut descendre entre le distributeur et la turbine (fig. 45) ou bien à l'extérieur d'une turbine centrifuge (fig. 46, turbines du Niagara). L'effet sur le rendement ne paraît pas très défavorable.

Hydraulique 1910-1911.

6^e feuille

En a d'ailleurs la précaution de diviser les grandes turbines (fig. 46), de sorte que pour certaines positions de la vanne, on a une fermeture complète d'une partie de la turbine.

Enfin le 4^e système, fermeture d'une portion des orifices distributeurs, est très défectueux pour les turbines à réaction: les brusques arrêts et mises en marche de l'eau qui remplit les aubages de la turbine donnent lieu à des chocs. Cet inconvénient n'existe pas avec les turbines à impulsion, fonctionnant dans l'air et généralement déjà avec admission partielle sous le débit maximum.

S'il y a très peu d'orifices distributeurs, comme c'est

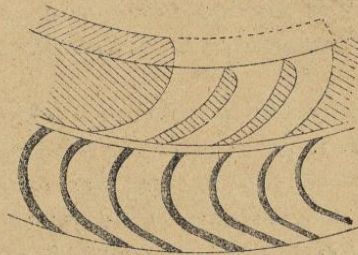


Fig. 47 - Tirant pour turbine Girard à admission partielle

est souvent le cas des turbines Girard de haute chute, un tirant qui joue sur ces orifices peut commencer par réduire chacun d'eux avant de le fermer complètement (fig. 47). La manœuvre automatique des vannages sous l'action d'un régulateur, nécessaire pour certaines applications des turbines, est assez délicate. Le mieux est d'employer un servo-moteur à action rapide, sous la dépendance du tachymètre (régulateur à force centrifuge).

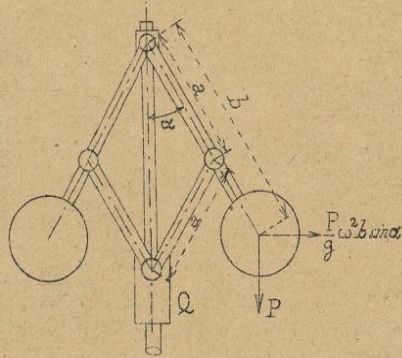


Fig. 48

souvent le cas des turbines Girard de haute chute, un tirant qui joue sur ces orifices peut commencer par réduire chacun d'eux avant de le fermer complètement (fig. 47).

La manœuvre automatique des vannages sous l'action d'un régulateur, nécessaire pour certaines applications des turbines, est assez délicate. Le mieux est d'employer un servo-moteur à action rapide, sous la dépendance du tachymètre (régulateur à force centrifuge).

- Ce régulateur ne peut en effet produire directement le travail assez grand nécessaire pour le déplacement du vannage.

Le type de tachymètre employé n'a pas, en principe, grande importance. On rappellera ici l'équation d'équilibre relatif du pendule conique de Watt (fig. 48), pour une vitesse angulaire ω de son axe :

$$\omega^2 = g \frac{1 + \frac{Q}{P}}{b \sin \alpha}$$

en négligeant la résistance, " s'oppose au glissement du

manchon Q sur l'axe; on mieux, en tenant compte de cette résistance R :

$$\omega'^2 = g \frac{1 + \frac{a}{L} \frac{Q+R}{P}}{b \cos \alpha}$$

$$\omega''^2 = g \frac{1 + \frac{a}{L} \frac{Q-R}{P}}{b \cos \alpha}$$

ω' correspondant au cas de l'ascension du manchon (accélération de la machine), et ω'' au cas de la descente (ralentissement). ω peut varier entre ω' et ω'' sans que l'angle α change.

On a en outre deux limites extrêmes de vitesse plus écartées, ω_1 et ω_2 , qui correspondent aux valeurs limites arbitraires α_1 et α_2 .

La sensibilité se définit par le rapport

$$\frac{\omega}{\omega' - \omega''} = \frac{\omega' + \omega''}{2(\omega' - \omega'')} = \frac{(\omega' + \omega'')^2}{2(\omega'^2 - \omega''^2)}$$

qu'on peut considérer, on le faible écart entre ω' et ω'' , comme égal à

$$\frac{\omega'^2 + \omega''^2}{\omega'^2 - \omega''^2} = \frac{P + \frac{a}{b} Q}{\frac{a}{b} R}$$

Le régulateur de Porter se distingue de celui de Watt par l'importance de la masse Q du manchon: une même résistance R est donc moins importante par rapport à Q , ce qui augmente la sensibilité, ce que montre d'ailleurs la formule donnée ci-dessus.

Au poids du manchon, on substitue souvent l'action de ressorts, moins encombrants et permettant la position horizontale de l'axe du régulateur. Dans l'appareil Hartung (fig. 49), la poussée du ressort est directement opposée à la force centrifuge qu'elle doit équilibrer, ce qui est très logique et évite la fatigue de pièces intermédiaires.

Le régulateur est facilement isochrone. Bien entendu l'isochronisme absolu est inacceptable car la machine ne servirait plus réglée, mais on peut s'en approcher de manière à réduire

les écarts extrêmes ω_1 et ω_2 de la vitesse, à condition que la sensibilité soit assez grande pour que les écarts de ω_1 et ω_2 soient beaucoup moindres encore.

Dans le régulateur Hartung, le centre de gravité de la masse M se déplace entre les rayons extrêmes r_0 et r_1 ; dans une position intermédiaire la force centrifuge est $M\omega^2 r$, f étant la flexibilité du ressort, c'est-à-dire la quantité (constante) dont il s'aplatit pour chaque kilogramme ajouté à sa charge, il s'aplatira de $fM\omega^2(r-r_0)$ quand le

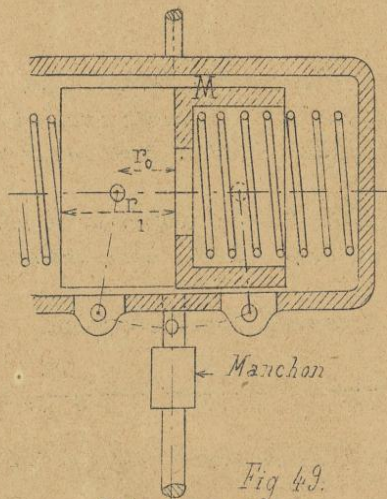


Fig 49.
Régulateur Hartung

centre de gravité de la masse M passera de la position r_0 à la position r . D'autre part, la réduction de longueur est immédiatement visible, c'est $r-r_0$. Donc

$$fM\omega^2(r-r_0) = r-r_0$$

ce qui définit la flexibilité nécessaire

$$f = \frac{1}{M\omega^2}$$

Dans la position initiale r_0 , la réaction du ressort, ou sa tension initiale, devra être réglée à la valeur $M\omega^2 r_0$. Le

ressort sera assez long pour ne pas être complètement aplati dans la position limite r_1 .

En prenant une flexibilité un peu plus petite que cette valeur de f , on obtiendra un régulateur s'écartant de l'isochronisme de manière à être acceptable.

Par exemple soient

$9,81$ le poids d'une masse, $M=1$

$\omega=12$ (114 tours par minute)

$r_0 = 0,10$

$r_1 = 0,15$

La flexibilité f par kilogramme :

$$f = \frac{1}{M\omega^2} = 0,0069$$

La tension initiale

$$M\omega^2 r_0 = 14,4 \text{ kg}$$

On vérifie que, avec le rayon $r_1 = 0,15$ la force centrifuge $M\omega^2 r_1 = 21,96$ et la tension du ressort $14,4 + \frac{0,05}{0,0069}$ a bien

la même valeur.

Avec une flexibilité réduite de $6^{mm},9$ à $6^{mm},5$, la charge s'augmente de $\frac{50}{7} = 7,14$ quand le rayon passe de 10 à 15 cent. Partant de la même charge initiale $14,94$, elle devient $22,17$ la vitesse angulaire ω , est donnée par la relation

$$M\omega_1^2 = 22,1 \quad \text{ou}$$

$$\omega_1^2 = \frac{22,1}{0,15} = 147,3$$

$$\omega_1 = 12,14$$

Comme $\omega_0 = 12$, $\omega_1 = 1,01 \omega_0$.

Les écarts de vitesse sont au plus de $\frac{1}{200}$ de la vitesse moyenne $\frac{\omega_0 + \omega_1}{2}$.

Ces calculs effectués à la règle ne sont pas absolument exacts; mais ils suffisent parfaitement pour la pratique et le calcul approché est d'ailleurs seul logique étant donné qu'on néglige certains éléments, tels que l'action de la force centrifuge sur la masse du ressort.

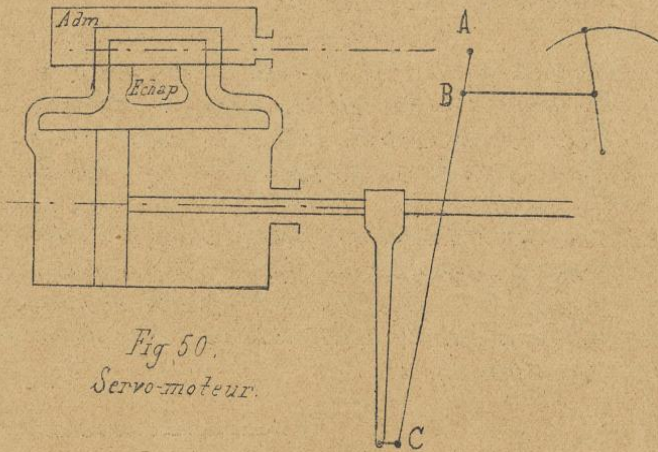


Fig. 50.
Servo-moteur.

Le vannage est commandé par un piston pressé par l'eau, sous la dépendance du régulateur (fig. 50). Le principe du servo-moteur consiste à proportionner la course du piston-moteur à celle de l'organe de commande. A cet effet, le tiroir de distribution est commandé par un point A d'un levier, relié en B à l'organe de commande et en C au piston moteur. quand on tire B d'une certaine quantité, C étant fixe, le tiroir se déplace.

produit l'admission de l'eau motrice (et l'échappement sur l'autre face): le piston se déplace. Mais avec B étant fixe, le mouvement de C actionne le tiroir en sens inverse jusqu'à ce qu'il reprenne sa position initiale de repos.

Il peut être utile d'ajouter un volant à la turbine pour obtenir une grande régularité. Ce volant n'a pas pour effet comme dans la machine à vapeur, d'éviter aux effets de la variation périodique (pendant chaque tour) du couple moteur, mais il s'oppose à toute variation rapide de la vitesse angulaire.

Une difficulté de régularisation se présente avec les turbines de haute chute desservies par une longue conduite: cette difficulté provient de l'inertie de la colonne liquide dans la conduite: quand on réduit la section de passage, la vitesse d'écoulement augmente; c'est l'inverse quand on augmente les sections de sorte que la manœuvre du vannage, ne produit pas la variation de puissance nécessaire pour maintenir à peu près constante la vitesse. Avec une conduite infiniment longue, le débit resterait rigoureusement constant quelle que soit la section (variable) de l'orifice (en négligeant l'effet sensible d'ailleurs, de l'élasticité de la conduite).

Un artifice consiste à maintenir constante la section d'écoulement, par l'emploi de deux orifices, l'un desservant la turbine, l'autre rejetant l'eau au dehors: la puissance reste bien alors proportionnelle à la section du premier de ces orifices. Dans certains cas, la perte d'eau qui résulte de ce système peut être indifférente. Mais quand on veut économiser l'eau, on ne maintient pas ouvert constamment l'orifice de décharge, mais après changement de régime on le referme avec une lenteur suffisante. Il est vrai qu'alors la correction n'agit plus quand on augmente le débit moteur (Voir Revue de mécanique, janvier 1904, p. 1).

Troisième catégorie: Moteurs à piston.

L'eau agit par sa pression p sur un piston de section S produisant la force pS .

Les anciennes machines à colonne d'eau conviennent bien, dans certains cas, à la commande des pompes de mines: c'est lorsque le cylindre moteur peut être placé à côté de la

pompe, qu'il commande directement. S'échappement du moteur doit alors être relevé aussi haut que les eaux d'épuisement, l'eau motrice provenant d'un niveau supérieur. Cette majoration de la pression de l'eau dans le moteur n'offre pas d'inconvénients de principe.

Dans d'autres cas les moteurs à piston se prêtent de même à une application immédiate, sans intermédiaire, notamment quand il faut élever un poids à une hauteur donnée. Les grues hydrauliques trouvent ainsi de multiples emplois, dans les usines, les ateliers, où les manutentions sont fréquentes, dans les gares de chemin de fer, dans les ports. La grue hydraulique est un cylindre vertical, dans lequel se meut un piston plongeur pressé par l'eau, et rattaché directement à la charge à élever. La course du poids soulevé est égale à la course du piston, il faut donc exercer sur le piston une force égale au poids à soulever.

Dans d'autres cas, pour augmenter la course de la charge, on fait usage d'une chaîne mouflée, qui passe un certain nombre de fois sur des poulies et multiplie la course.

L'ascenseur hydraulique ordinaire n'est qu'une grue à grande levée et à faible puissance. Dans ce cas, la charge à soulever devient très petite à côté du poids de l'appareil lui-même, de sorte qu'il faut équilibrer l'appareil au moyen d'une chaîne passant sur une poulie et d'un contre-poids.

A cause de la longueur de la course, à mesure que l'ascenseur s'élève, la pression motrice qui s'exerce sur la face inférieure du piston plongeur diminue. Il faut donc faire le calcul de l'appareil dans les conditions les plus défavorables, c'est-à-dire quand il est en haut, mais lorsqu'il sera en bas on aurait un excès de force motrice inutile. On évite cet inconvénient en ajoutant à l'action du contre-poids celle de la chaîne même à laquelle on donne un poids convenable. Quand l'ascenseur s'est élevé d'une hauteur h , S étant la section du piston, w le poids du mètre cube d'eau, la force motrice a diminué d'une quantité wSh , égale au poids de la colonne d'eau de hauteur h et de section S .

Pendant ce mouvement, une longueur h de chaîne qui se trouvait du côté du piston passe du côté du contre-poids; x étant le poids par mètre de la chaîne, il en résulte une variation égale à $2hx$; pour la compensation, on doit avoir

$$Sh = 2hx$$

Ainsi le poids x de la chaîne par mètre courant doit être égal à la moitié du poids d'une colonne d'eau de 1 mètre de hauteur ayant la section du piston.

Dans ces ascenseurs hydrauliques, la charge étant placée sur un piston hydraulique qui se meut dans un cylindre, qui n'est soumis à aucun choc mais seulement à la pression de l'eau qui ne peut dépasser une certaine valeur, semble dans des conditions de sécurité à peu près absolue, alors que l'ascenseur suspendu à un câble est exposé à la rupture de ce câble.

Néanmoins le contre poids peut entraîner et a entraîné un accident grave : le contre poids est souvent attaché à la cage des voyageurs, placée au dessus du piston, de sorte que l'attache de la cage au piston se trouve soumise à un effort de traction. Si cette attache vient à se rompre, la cage est brusquement enlevée au haut de la course, ce qui amène la rupture des câbles d'équilibre et la chute.

On a imaginé un grand nombre de dispositions pour équilibrer le poids des ascenseurs hydrauliques sans s'exposer à cet inconvénient.

En point de vue du rendement les moteurs hydrauliques à piston peuvent donner d'assez bons résultats, pourvu que la marche soit lente et que le poids mort soit équilibré. Mais souvent ces appareils se manœuvrent avec rapidité : l'eau doit passer dans le conduit d'amenée, dans le robinet, passages toujours étroits, avec une assez grande vitesse, et de là résulte une perte de charge importante.

Une autre cause qui, pour beaucoup de ces appareils, réduit encore le rendement effectif, est la suivante :

Une grue hydraulique est établie pour une certaine charge maxima ; quand on travaille avec cette charge, on obtient le rendement véritable de l'appareil, qui pourra être de 50 à 60 p. 100. Mais souvent l'appareil soulève des charges moindres : la dépense d'eau est toujours la même ; il faut remplir le cylindre d'une quantité d'eau correspondant à la course à effectuer, quelque soit le poids à élever : le travail moteur disponible est alors absorbé en travail de frottement correspondant aux pertes de charge. Le moteur élastique, à course variable n'a pas ce défaut (voir Proceedings of the Institution of mechanical engineers, 1879, p. 484).

Dans cette même classe de moteurs hydrauliques on trouve un grand nombre d'outils employés surtout dans les ateliers de chaudronnerie pour la construction des navires, des ponts, des charpentes métalliques : ce sont les riveuses hydrauliques, les poinçonneuses, les cisailles. La pression hydraulique est précieuse pour ces travaux.

Dans ces appareils un piston plongeur d'une section convenable est pressé par l'eau quand on ouvre un robinet ; au contraire on laisse l'eau s'échapper quand on veut faire descendre l'appareil.

Une disposition spéciale est nécessaire pour produire le retour de l'outil. La plus fréquente est la suivante : la pression motrice s'exerce constamment, dans le sens du retour, sur une zone annulaire du piston. Les garnitures sont formées de cuirs emboutis, demi-tours en cuir, à bords amincis : la pression de l'eau agit à l'intérieur du tore, tend à l'ouvrir, et on appuie les bords l'un contre la partie fixe et l'autre contre la partie mobile, c'est-à-dire la partie cylindrique du piston.

Le moteur à piston est également employé à produire un mouvement de rotation, pour commander des appareils quelconques d'ateliers, des treuils, des arbecles. Il suffit alors d'appliquer la disposition ordinaire de bielle et manivelle.

On se sert souvent de la disposition à simple effet ; le cylindre est ouvert d'un côté et l'eau ne travaille que d'un côté. Le piston est plongeur et la garniture est un cuir embouti (sur les cuirs emboutis, voir Bulletin technologique de l'ass. des anc. élèves des écoles nat. d'arts et métiers juillet 1899, p. 724).

Le double effet donne un mouvement plus régulier, et, d'un cylindre de section donnée, permet de tirer plus de puissance. On a alors une disposition analogue à celle d'une machine à vapeur : l'étanchéité du piston est assurée par des bagues métalliques élastiques.

Dans les deux cas il faut assurer la distribution du fluide moteur, c'est-à-dire laisser entrer l'eau motrice pendant l'allée du piston, et la laisser échapper pendant le retour : cette distribution s'effectue à l'aide d'un tiroir qui découvre des lumières.

Ce cas particulier de distribution par tiroir est très simple, parce que le fluide moteur est incompressible ; il n'y a pas de période de détente ; il faut qu'il soit admis pendant la course complète. Pendant le retour du piston, il faut que l'échappement soit ouvert pendant toute la course.

On obtient, contrairement à ce qui a lieu dans les machines à vapeur, l'effet de l'espace libre est négligeable. Quelle que soit sa valeur, comme il est complètement plein d'eau, il n'y a à fournir pendant l'admission que la quantité d'eau qui correspond au volume théorique du cylindre, c'est-à-dire au produit de la section du piston par la course.

Le tiroir dans sa position moyenne, recouvre les deux lumières, mais sans les dépasser ni d'un côté ni de l'autre, c'est-à-dire sans avoir de recouvrement ni extérieur ni intérieur ; dès qu'il est déplacé, il met une des lumières en communication avec l'admission, et l'autre en communication avec l'échappement ; ces communications doivent se conserver pendant toute la

course du piston. Il suffit pour cela que le tiroir soit commandé par un excentrique calé à angle droit en avant de la manivelle motrice ; tandis qu'au contraire dans la machine à vapeur on a un angle d'avance en plus, ici cet angle d'avance est nul.

En raison du mode d'emploi de ces machines, utilisées le plus fréquemment pour des treuils ou des crabotins, avec des marches intermittentes, il faut que la machine puisse s'arrêter immédiatement dans une position quelconque. Avec le double effet, on emploie deux cylindres avec manivelles calées à angle droit. Avec le simple effet, trois cylindres et trois manivelles symétriquement disposées autour de l'axe, c'est-à-dire calées à 135° l'une de l'autre.

On se sert aussi d'un type de ces moteurs à colonne d'eau où l'on a supprimé le tiroir et profité du mouvement que prend un cylindre oscillant*. C'est le moteur Schmidt (fig. 51).

Pendant la course d'aller du piston, l'axe du cylindre est toujours incliné dans un sens par rapport à la position correspondante aux points morts ; pendant la course de retour, l'axe du cylindre est constamment en sens inverse. Les trois lumières sont ouvertes sur un cylindre de révolution fixe qui a pour axe, l'axe des tourillons du cylindre ; la lumière centrale aboutit à l'échappement, et les deux lumières latérales en communication avec l'arrivée d'eau.

Sur le cylindre, on a des lumières correspondantes dont le tracé est alors simple, un vide correspondant exactement au plein de la partie fixe, quand le cylindre est aux points morts.

On voit que pendant chaque course simple, un côté du cylindre est bien en communication avec l'admission et l'autre avec l'échappement.

Cette disposition comporte une petite difficulté de

* On sait qu'au point de vue cinématique la transmission par cylindre oscillant ne diffère pas autant qu'elle semble de la transmission ordinaire par bielle : cette dernière comprend essentiellement 4 parties : le cylindre avec le bâti, invariablement boulonné sur la fondation ; le piston et sa tige, qui coulisseront dans la première partie ; la bielle ; l'arbre à manivelle. Si dans un tel système, on rend immobile, en le fixant sur la fondation l'organe bielle, on trouve le mécanisme du cylindre oscillant. (Voir la Cinématique de Rouleaux, traduction Debize p. 317 et fig. 9 pl. IV.)

construction. Avec le tiroir ordinaire, la pression du fluide moteur l'applique sur la table, en sorte que l'étanchéité est assurée, au

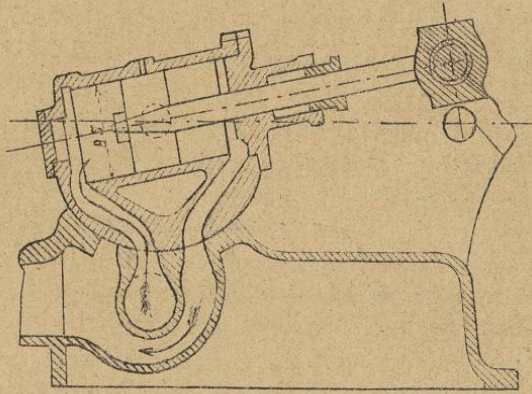


Fig. 51. Moteur Schmidt.

contraire, ici, l'eau tend à soulever le cylindre et à produire une fuite vers l'extérieur entre le cylindre et la surface contre laquelle il oscille. Deux lignes filetées et munies d'écrous permettent de serrer contre le bâti de la machine les supports des touvillons. Le réglage est à faire de manière à supprimer la fuite sans produire un frottement excessif.

Le rendement de ces moteurs à piston peut s'évaluer dans chaque cas spécial, par l'étude des pertes de charge qui se produisent dans le mouvement du liquide : c'est l'application de formules assez simples de l'hydraulique. Il y a mouvement dans une conduite, puis passage par des orifices plus ou moins étroits, puis des coudes assez brusques dans l'intérieur des lumières; enfin, on dernier lieu l'eau entre avec une certaine force vive et se trouve amenée sensiblement au repos dans l'intérieur du cylindre; la perte de charge s'évalue d'après le théorème de Belanger.

Ces pertes de charge, étant proportionnelles au carré des vitesses, croissent proportionnellement au carré de la vitesse de marche.

On estime que dans les meilleures conditions, ces moteurs peuvent donner des rendements d'environ 50 p. 100, mais d'ailleurs dans la plupart des applications le rendement effectif est indépendant de la machine elle-même, mais dépend surtout de l'emploi (élévation de charges inférieures au maximum).

Les appareils à piston sont généralement actionnés par une chute artificielle dont on se sert pour actionner un grand nombre d'appareils disséminés dans l'intérieur d'un même atelier : cisailles, poinçonneuses, machines à river, appareils de levage et de manutention, ou bien dans l'intérieur d'une gare, ou dans un port de mer.

On a soin alors de donner à la chute une très grande hauteur, afin d'employer de petits appareils.

Les hauteurs de chute que l'on utilise dans ces installations de transmission hydraulique sont généralement comprises entre 500 et 1000 mètres, donnant des pressions de 50 à 100 kilogrammes par centimètre carré. On ne pourrait pas créer une chute de cette hauteur à l'aide de réservoirs, mais on emploie un accumulateur qui en est l'équivalent.

L'accumulateur consiste en un cylindre vertical où se ment un piston plongeur chargé d'un poids suffisant pour donner la pression qu'on veut obtenir. Le volume d'eau emmagasiné est égal au produit de la course par la section du piston.

Dans une grande installation de transmission hydraulique à Londres, les accumulateurs ont un diamètre de 508^{mm}; (diamètre du piston plongeur) et la course est de 7 mètres. La pression adoptée de 607 par cm²; la charge doit être de 122 tonnes. Le volume d'eau qui peut être ainsi emmagasiné dans l'accumulateur est de 1,4 m³.

Il semble à première vue que même en arrivant à ces proportions considérables on ait un bien petit réservoir, mais la pratique a montré que c'était tout à fait suffisant, parce qu'une telle transmission hydraulique dessert un grand nombre d'appareils à marche intermittente; le débit est extrêmement régulier, suivant les heures et les époques. L'eau est refoulée par des pompes commandées par des machines à vapeur, dont on règle la marche suivant le débit nécessaire. Par suite, dans une distribution hydraulique étendue, il n'y a pas besoin de prévoir de grands accumulateurs.

Comme garniture assurant l'étanchéité du piston .. On a d'abord appliqué le cuir embouti, c'est-à-dire un demi-torc en cuir placé à la partie supérieure. C'est une excellente garniture, mais il y a une grosse difficulté à son emploi, c'est que ce cuir forme un anneau fermé, qui ne peut être coupé pour la mise en place. Pour le remplacer, il faut sortir le piston hors du cylindre; on a-t-on généralement renoncé au cuir embouti et adopté la vieille garniture en chanvre avec presse garniture qui peut se refaire avec facilité en laissant le piston en place, mais qui donne lieu à un ^{peu} plus de frottement.

Pour que le piston ne puisse pas être soulevé trop haut et sortir, il y a généralement un arrêt automatique du moteur; quand l'accumulateur arrive en haut de sa course, il ferme la prise de vapeur; on ajoute une seconde butée qui ouvre un orifice de décharge.

En troisième lieu, dans certains cas on emploie une disposition qui paraît assez sûre et qui consiste à percer un trou à la partie inférieure du piston de l'accumulateur : si par mégarde on le laisse monter trop haut, ce trou va dépasser la garniture étanche, et faire cesser la pression.

Pour éviter des variations de pression qui pourraient se produire dans des canalisations étendues on établit, dans le voisinage des centres d'empiois un accumulateur de relai, un peu moins chargé, de sorte qu'à l'état de repos il a tendance à se remplir. On limite sa course par un arrêt mécanique. Cette disposition permet de donner à la conduite un diamètre plus petit. Dans la gare Saint-Lazare à Paris, les accumulateurs visibles sont des accumulateurs de relai desservis par un accumulateur central situé aux Batignolles. (Revue gén. des chemins de fer, 1890, 2^e sem. p. 3 et 181, 1891, 1^e sem. p. 55, 239 et 309).

Quelles sont les conditions dans lesquelles une pareille transmission hydraulique peut être avantageuse ? C'est d'abord, quand il faut desservir beaucoup d'appareils à marche intermittente. Avec le système qui consiste à munir chaque appareil d'un petit moteur, ce qui se voit dans certains ports de mer ou de rivières, par exemple, à Paris, on est obligé d'avoir un grand nombre de machines. Ces machines, à vapeur, doivent être tenues constamment en feu et avoir leur personnel pour une marche souvent peu prolongée. Si l'on fait la somme de la puissance de tous les moteurs individuels, on trouve que le moteur central n'est pas obligé d'avoir une puissance égale à celle de tous les moteurs, mais par exemple $\frac{1}{4}$ ou $\frac{1}{5}$ du total, fraction à déterminer dans chaque cas.

Ces avantages de la station centrale ne sont pas spéciaux au système de transmission hydraulique ; ils se retrouvent dans la transmission électrique ou dans la transmission par air comprimé.

Les avantages spéciaux de la transmission hydraulique se manifestent pour les organes de levage, de manutention comme les plaques tournantes dans une fore, les chariots transbordiers : la manœuvre en est excessivement facile ; il suffit d'ouvrir un robinet, souvent en pressant un bouton pour mettre l'appareil en marche, et n'importe qui peut faire la manœuvre sans précaution ni connaissances spéciales.

Mais aujourd'hui avec la transmission électrique on obtient aussi des appareils qu'il est facile de mettre en marche et dont la commande peut être abandonnée à n'importe quel agent.

Par contre, la transmission hydraulique présente quelques inconvénients.

D'abord la nécessité d'avoir une conduite à très haute pression ; les joints doivent être très soignés et on ne peut pas éviter complètement les fuites ; d'où une dépense qui n'est pas négligeable. Quand il fait froid, la conduite est exposée à la gelée, ce qui peut avoir des conséquences désastreuses, surtout si on a des appareils qui restent en chômage, cas fréquent dans les ports de mer. On a bien cherché à y remédier en employant, au lieu d'eau, un liquide incongelable, par exemple en ajoutant à l'eau de la glycérine, mais la dépense est assez forte ; si on ne veut pas dépenser trop de glycérine il faut employer une canalisation de retour, ce qui est une notable augmentation de la dépense d'installation.

Pour ce motif, à Rotterdam, pour desservir un bassin nouveau, au lieu de prolonger la distribution hydraulique existante, on a installé des appareils à transmission électrique (voir "le port de Rotterdam" par Yvelstein, 2^e éd. 1904, n^o 22.565 de la Bibliothèque de l'École des Ponts et Chaussées).

En résumé, c'est donc surtout la question de commodité d'emploi qui fait préférer les appareils hydrauliques, surtout pour les appareils de levage et les appareils à marche discontinue. Pour les appareils à marche continue, ils sont peu économiques ; le rendement en est faible.

On préfère ^{encore} aujourd'hui la transmission hydraulique dans les ateliers de construction pour les presses, les cisailles, les riveteuses. Il existe bien des poinçonneuses et des riveteuses électriques, mais moins simples et moins commodes que les appareils hydrauliques, qui semblent réaliser le maximum de simplicité. Le défaut de la grande étendue de conduites exposées à la gelée n'existe guère dans un atelier.

On se sert de la transmission hydraulique pour la manoeuvre des vannes des écluses ; notamment à l'écluse de Bougival il y a une petite station commandée par une turbine ; des cylindres hydrauliques permettent la manoeuvre rapide des vannes et des portes.

Ce système est encore utilisé dans les gares de chemins de fer pour la manoeuvre des aiguilles et signaux (système Blonchi et Verbellaz). Chaque appareil est commandé par un petit cylindre hydraulique ; et l'organe de manoeuvre se trouve dans un poste central, soit est situé l'accumulateur. Des dispositions d'entraînement empêchent de donner deux directions ne pouvant pas concorder. On utilise pour cette distribution des tuyaux de 10 millimètres de diamètre, car il faut se préserver de la gelée,

mais comme la distance est petite et le diamètre restreint, il est facile d'établir une conduite de retour pour ramener l'eau glycerinée.
Voir Revue générale des chemins de fer et des tramways, 1^{er} Semestre 1899, p. 205.

4^{ème} Catégorie : entraînement direct.

- Ces moteurs n'ont pas été examinés au cours.

Le bélier hydraulique, pompe et moteur combinés, est une des machines les plus simples qui existent. Le rendement peut en être très bon. Contrairement à l'idée qu'on attache habituellement à son nom, le bélier doit fonctionner sans choc, les chocs n'étant que des phénomènes accessoires qu'on peut réduire presque à rien. On construit des béliers pour des débits de valeur quelconque, faibles ou forts.

Le bélier se compose essentiellement d'un tuyau assez long par lequel peut s'écouler l'eau d'une chute H. à son extrémité d'aval ce tuyau porte une soupape d'échappement au dehors s, et une soupape de refoulement, dans un réservoir d'air s'. La pression moyenne dans ce réservoir fait équilibre à une colonne d'eau haute de H + H', H' étant la hauteur de refoulement au dessus du bief d'amont et L et D sont la longueur et le diamètre de la conduite. S'étant fermée, si on ouvre s, l'eau s'écoulera avec une vitesse croissante qui atteindrait sa valeur de régime lorsque les pertes de charge deviendraient égales à la hauteur motrice H. u étant la vitesse moyenne, on aurait alors

monôme simple $JL + \frac{3}{2} \frac{u^2}{39} = H$, on en prenant la formule

$$J = \frac{4}{D} 0,00036 u^2$$

Par conséquent

$$\left(\frac{0,00144}{D} L + \frac{3}{39} \right) u^2 = H$$

Par exemple avec H = 0^m,5 L = 5^m D = 0^m,02

$$\frac{0,00144 \times 5}{0,02} + \frac{3}{39} u^2 = 0,5$$

d'où u = 1^m,07 par seconde.



à ce moment toute l'énergie de la chute est absorbée par les résistances passives, mais avant que cette limite de vitesse soit atteinte, on ferme s ; s' est disposé pour s'ouvrir automatiquement. u' étant la vitesse de l'eau au moment de la fermeture de s , la force vive de la masse d'eau dans le tuyau $\frac{1}{2} \frac{\rho}{g} \frac{\pi D^2 L}{4} u'^2$ se transforme en travail de refoulement d'un certain volume d'eau V' dans le réservoir d'air contre la pression moyenne $\rho (H+H')$ le travail étant $V' \rho (H+H')$, l'équation des forces vives, jusqu'à ce que l'eau arrive au repos, est

$$V' \rho (H+H') = \frac{1}{2} \frac{\rho}{g} \frac{\pi D^2 L}{4} u'^2$$

Le réservoir d'air produit l'écoulement de l'eau dans le tuyau d'élevation. Il est nécessaire pour éviter le choc contre la colonne d'eau $H+H'$.

Ce qui rend l'appareil très commode, c'est que le fonctionnement de la soupape S est automatique comme celui de s' : s' s'ouvre par son poids ou par l'action d'un ressort, dès que la vitesse de l'eau dans le tuyau s'annule: sa charge est réglée pour qu'elle soit entraînée sur son siège dès que la vitesse de l'eau prend une valeur déterminée. On ajoute une petite soupape d'aspiration d'air ou reniflard, pour entretenir l'air du réservoir.

Dans cet appareil plusieurs quantités sont à priori arbitraires: d'abord D , puis u' qui dépend de la durée des pulsations. D sera réglé suivant le débit. Les expériences ont indiqué les meilleures valeurs à choisir. La hauteur d'élevation H' peut être quelconque, H étant donnée. Toutefois les meilleurs rendements correspondent à certaines valeurs du rapport $\frac{H'}{H}$.

Si Q est le débit élevé, Q' le débit d'eau motrice $\frac{H'}{H}$ le rendement est $\frac{Q'}{Q}$.

Dans le cas d'une élévation à étudier, ne pas oublier d'examiner l'emploi d'un bélier s'il est possible.

Consulter sur les béliers:

Houtgolfer, journal des mines, XI, 490 et XIII, 42
Eytelwein, observ. sur les effets du bélier hydraulique, trad. française 1822.

Atton, des mach. et app. destinés à l'élevation des eaux, p. 180 (exp^{tes} d'Eytelwein).

Revue de mécanique prussim (voir table décennale).

L'injecteur à eau est employé dans les circonstances suivantes: un magasin possède une canalisation d'eau

motrice à haute pression et une canalisation ordinaire, dont la pression est trop faible pour le service d'incendie, tandis que le débit de la première canalisation serait insuffisant. La combinaison des deux peut se faire dans des appareils très simples, à tuyères concentriques.

Soit H la hauteur motrice, H' la hauteur de refoulement ($H > H'$); m le nombre de kg d'eau à basse pression refoulés par 1 kg d'eau à haute pression; $V = \sqrt{2gH}$ la vitesse d'écoulement de l'eau motrice, $V' = \sqrt{2gH'}$ la vitesse de l'eau refoulée. On peut appliquer à la masse d'eau dans l'éjecteur le théorème des quantités de mouvement projetées sur la direction des filets liquides, la pression étant sensiblement uniforme dans la masse liquide considérée, le trajet horizontal, on a, en négligeant la faible vitesse d'arrivée de l'eau à basse pression,

$$V = (m+1)V'$$

on

$$m = \frac{V}{V'} - 1 = \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H'}} - 1 = \frac{\sqrt{H} - \sqrt{H'}}{\sqrt{H'}}$$

Le rendement est

$$\frac{mH'}{H-H'} = \frac{\sqrt{H'}(\sqrt{H} - \sqrt{H'})}{H-H'} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H} + \sqrt{H'}}$$

Comme H est toujours plus grand que H' , on voit que le rendement théorique est toujours moindre que 0,5.

Une application très remarquable est celle de la trompe Taylor pour la compression de l'air (Revue de mécanique, mai 1907, p. 492). Cette trompe utilise des chutes d'une hauteur relativement faible H pour comprimer l'air à une pression élevée. Elle comprend un puits vertical d'une profondeur $H + H'$, dans lequel descend l'eau entraînant l'air, une chambre de séparation au bas de ce puits, et deux conduits relevant l'eau de la hauteur H' , jusqu'au niveau d'aval, et fournissant l'air comprimé à la pression H' . L'aspiration de l'air par l'eau, à l'entrée se fait par un grand nombre de tubes de petit diamètre.

Ces trompes ont été construites avec de très grandes puissances (jusqu'à 5000 chevaux; revue de mécanique, avril 1908, p. 393); on annonce des rendements fort élevés.

Hydraulique 1910-1911.

3^e feuille

à l'entrée, l'air est entraîné par le courant liquide; puis dans sa descente il est comprimé de la pression atmosphérique p_a à la pression $p_1 = \rho H' + p_a$. La compression est isotherme et le travail nécessaire pour un kg d'air à la température absolue t_1 est $Rt_1 \ln \frac{p_1}{p_a}$. En négligeant la hauteur nécessaire pour l'aspiration et les pertes de charge le travail de compression est fourni par la chute de n kg sur la hauteur H , de sorte que, dans la machine parfaite; le nombre n de kg d'eau pour 1kg d'air comprimé serait donné par l'équation

$$nH = Rt_1 \ln \frac{p_1}{p_a}$$

D'autre part, les deux colonnes fluides, celle descendante de hauteur $H+H'$, celle remontante de hauteur H doivent exercer la même pression ($p_1 - p_a$). On peut calculer la pression exercée par la colonne descendante mixte (eau et air) en supposant un mélange intime, ce qui revient à dire que le déplacement relatif de l'air est négligeable: c'est l'hypothèse de la densité moyenne, parfois faite pour l'étude de la circulation dans les chaudières.

Indications bibliographiques.

Turbines.

- Bodmer. - *Moteurs hydrauliques*, ouvrage anglais, traduit en français par Farman (1898).
- Meißner. - *Die Hydraulie und die hydraulischen Motoren*. 3 vol. (1880-1889), avec planches nombreuses.
- Flamant. - Étude sur les turbines, dans la *Revue de Mécanique*, 1^{er} Semestre 1898, p. 5 et 260.
- Kateau. - *Traité des turbo-machines*, 1^{er} fascicule, 1 vol. (1900). articles extraits de la *Revue de Mécanique* années 1897 à 1900.
- Roue Poncelet : mémoire de Poncelet dans les *Annales des Mines*, t. 12 (1826) p. 433 ; Didion, mémoires présentés à l'Académie des Sciences, XX, p. 185.

Moteurs à piston.

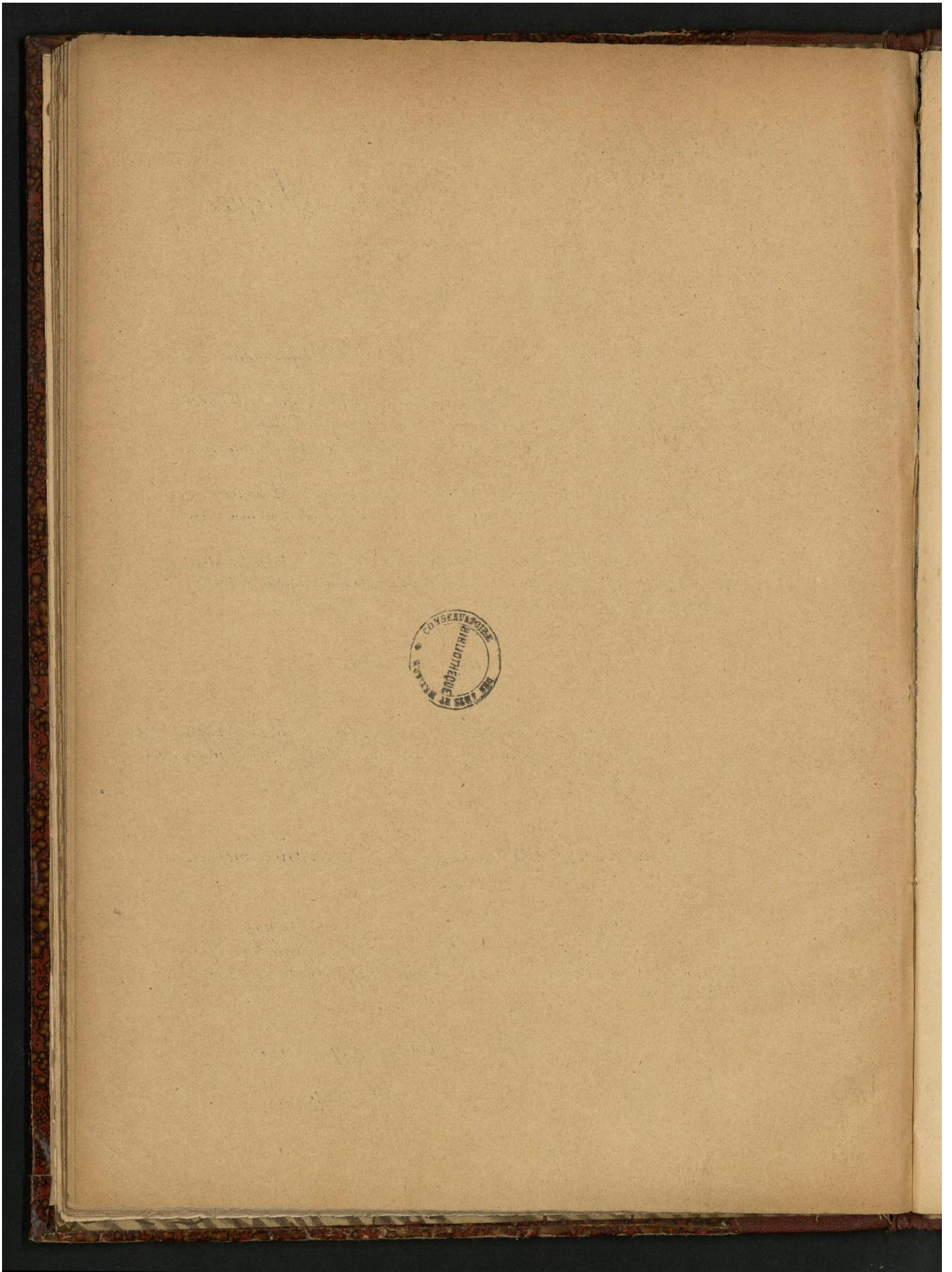
- Baton de la Goupillière. - *Cours de machines*, Chap. XI et XII.
- Weisbach-Herrmann, *Mechanik der Auftriebsmaschinen* p. 536 (5^e édition).

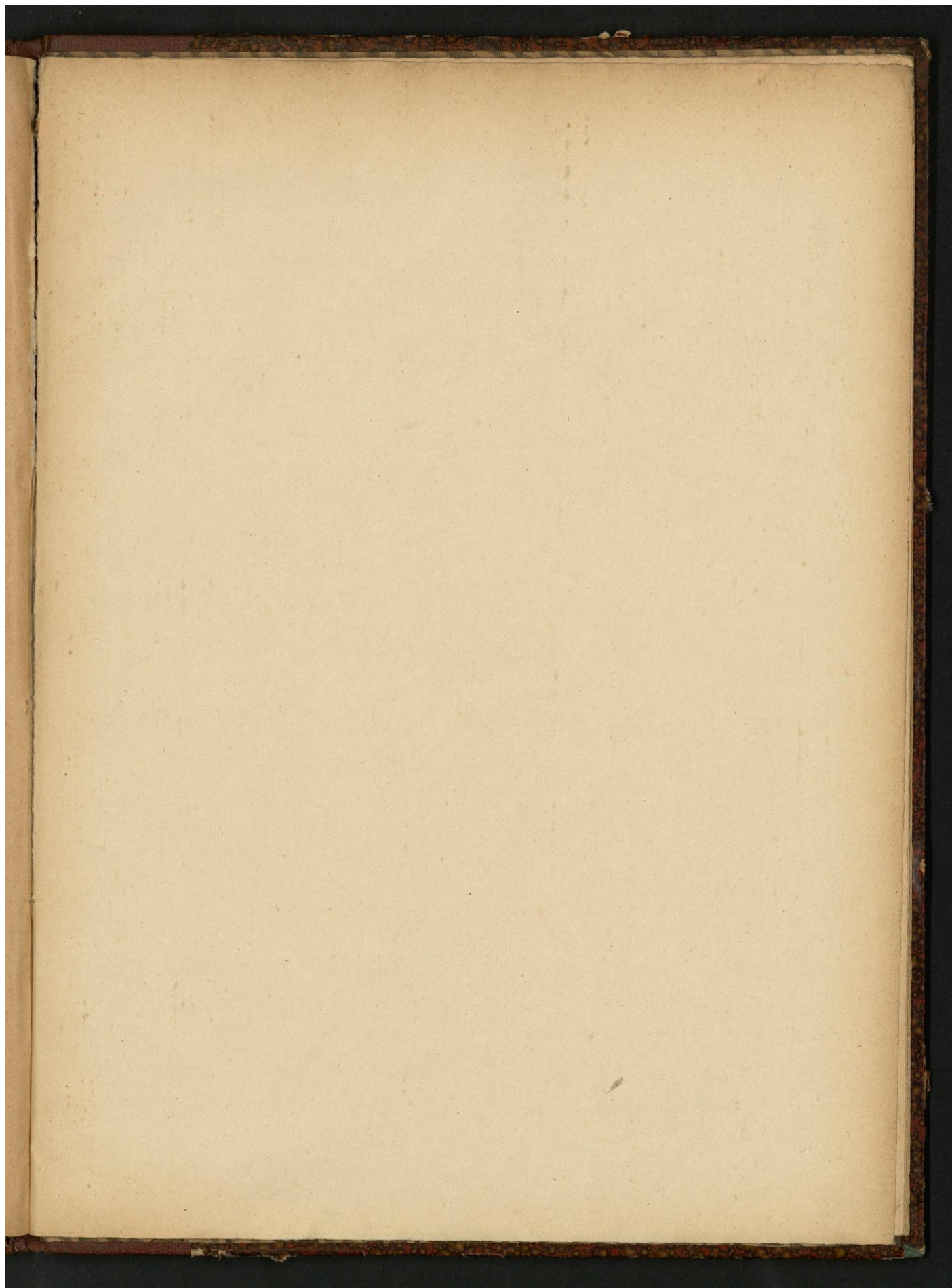
Transmission hydraulique de la puissance motrice.

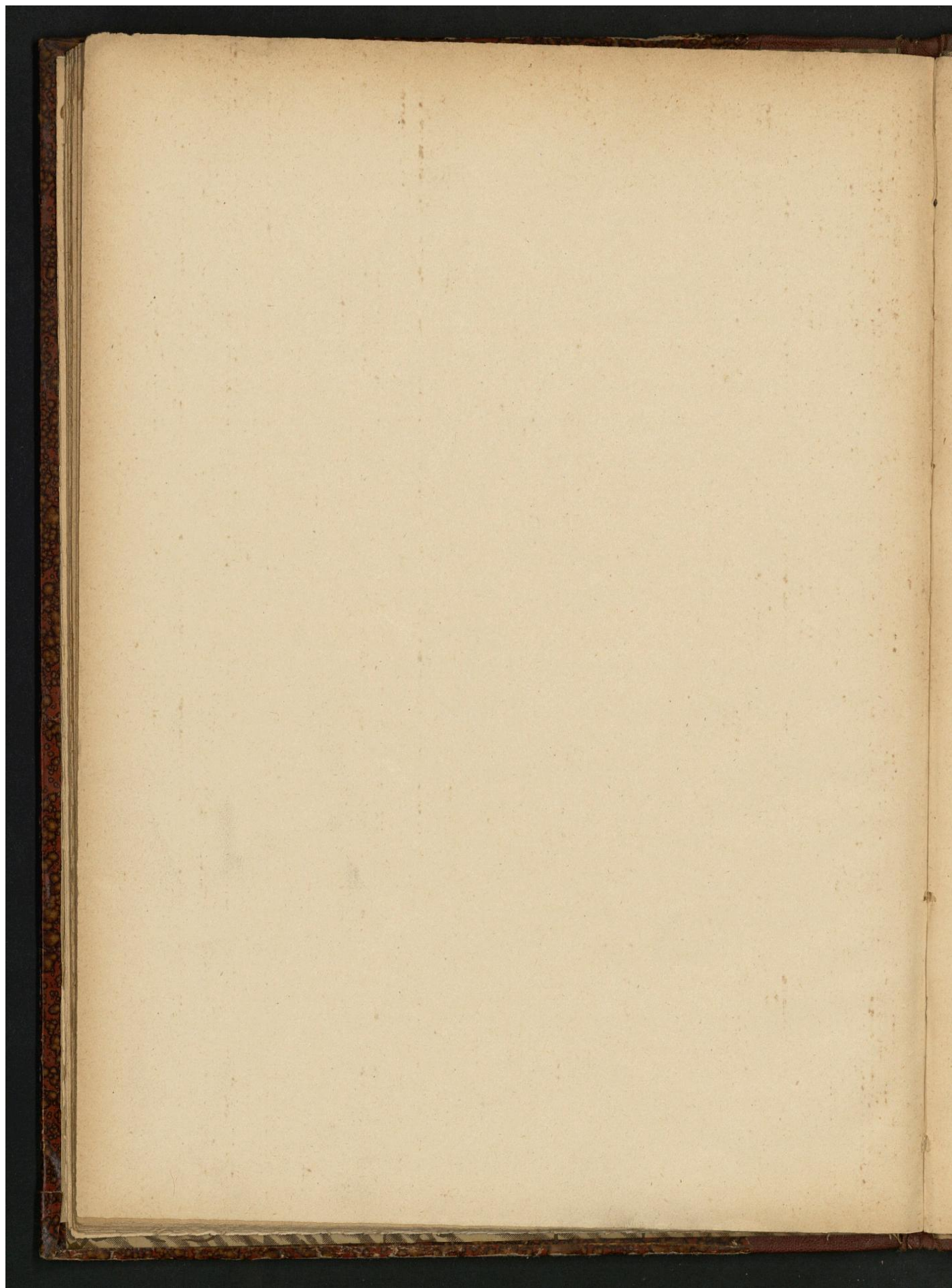
- Annales des Mines*, 8^e Série, t. XX, p. 444.
- Ellington, dans *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*. The distribution of hydraulic power in London. t. XCIV, p. 1.

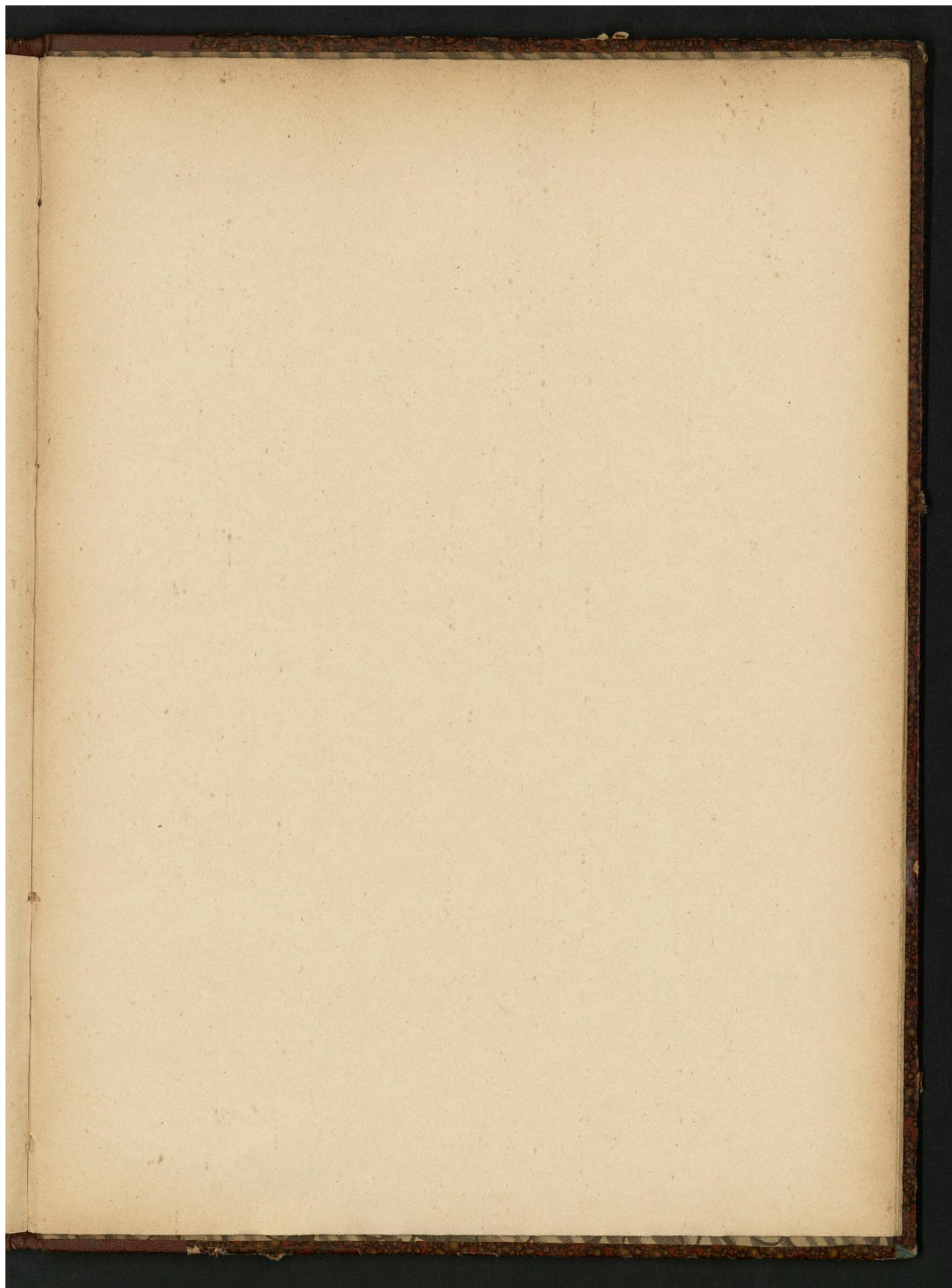
Paris, le 9 Juin 1910.

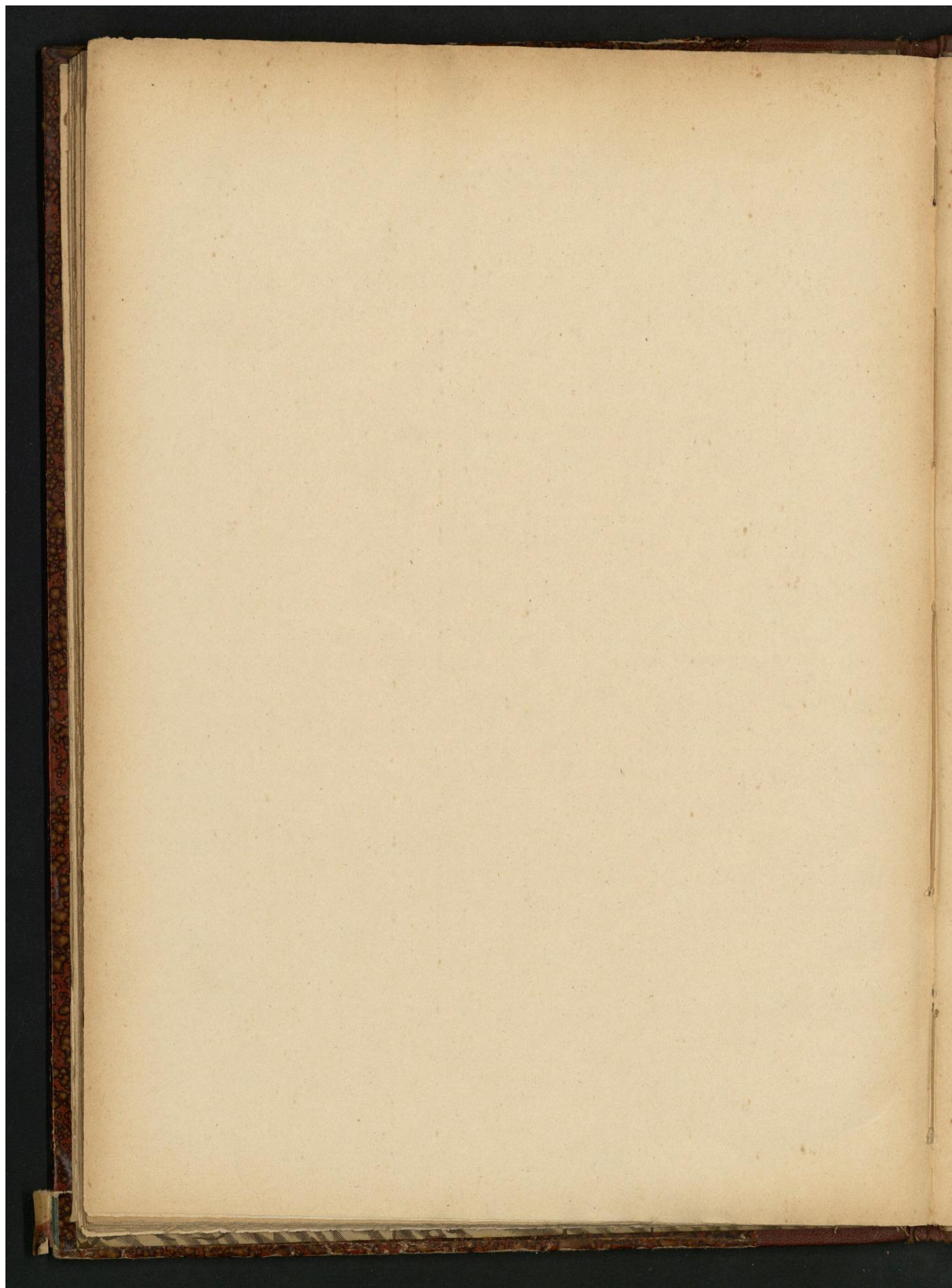
Sauvage.

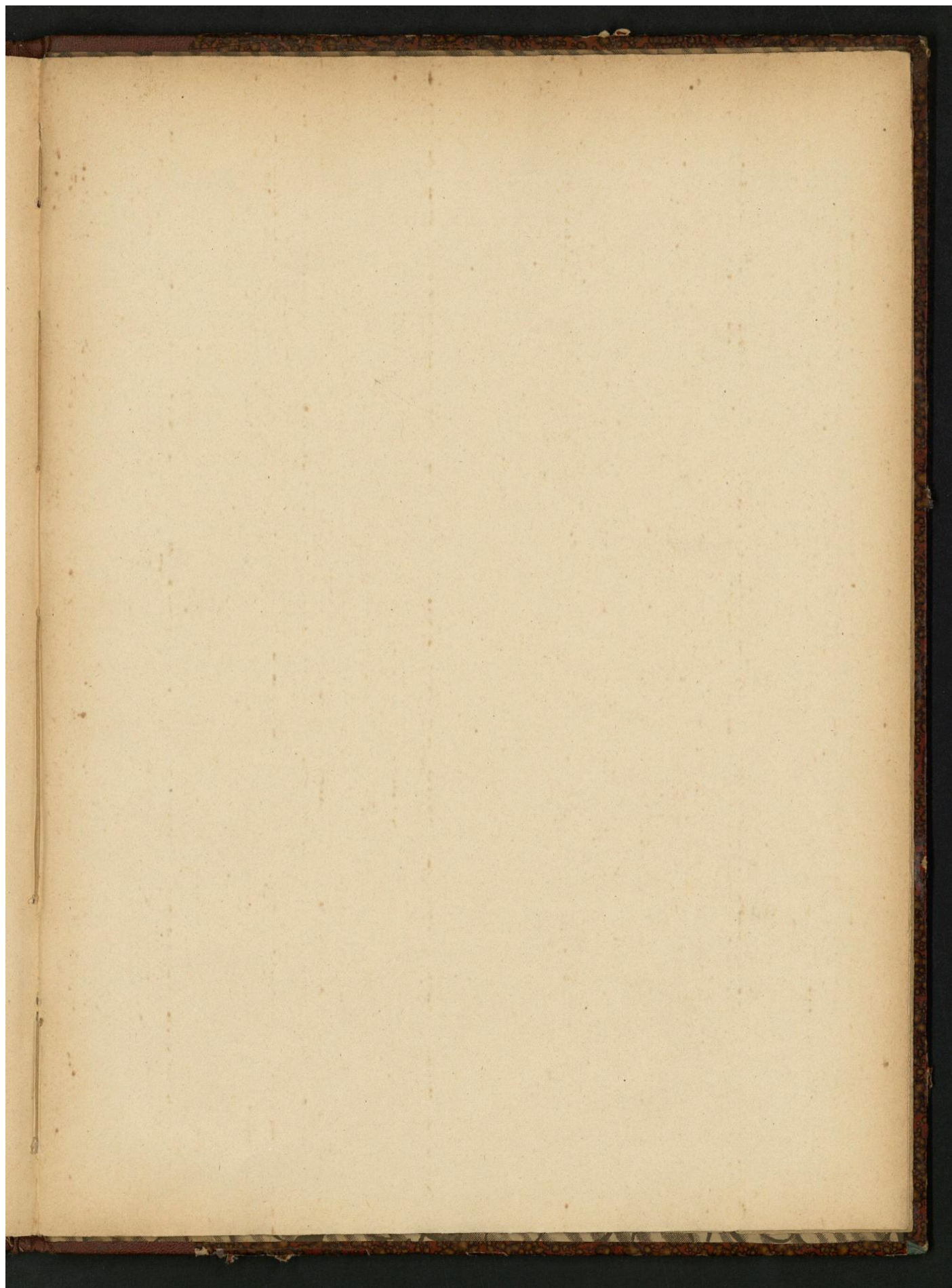


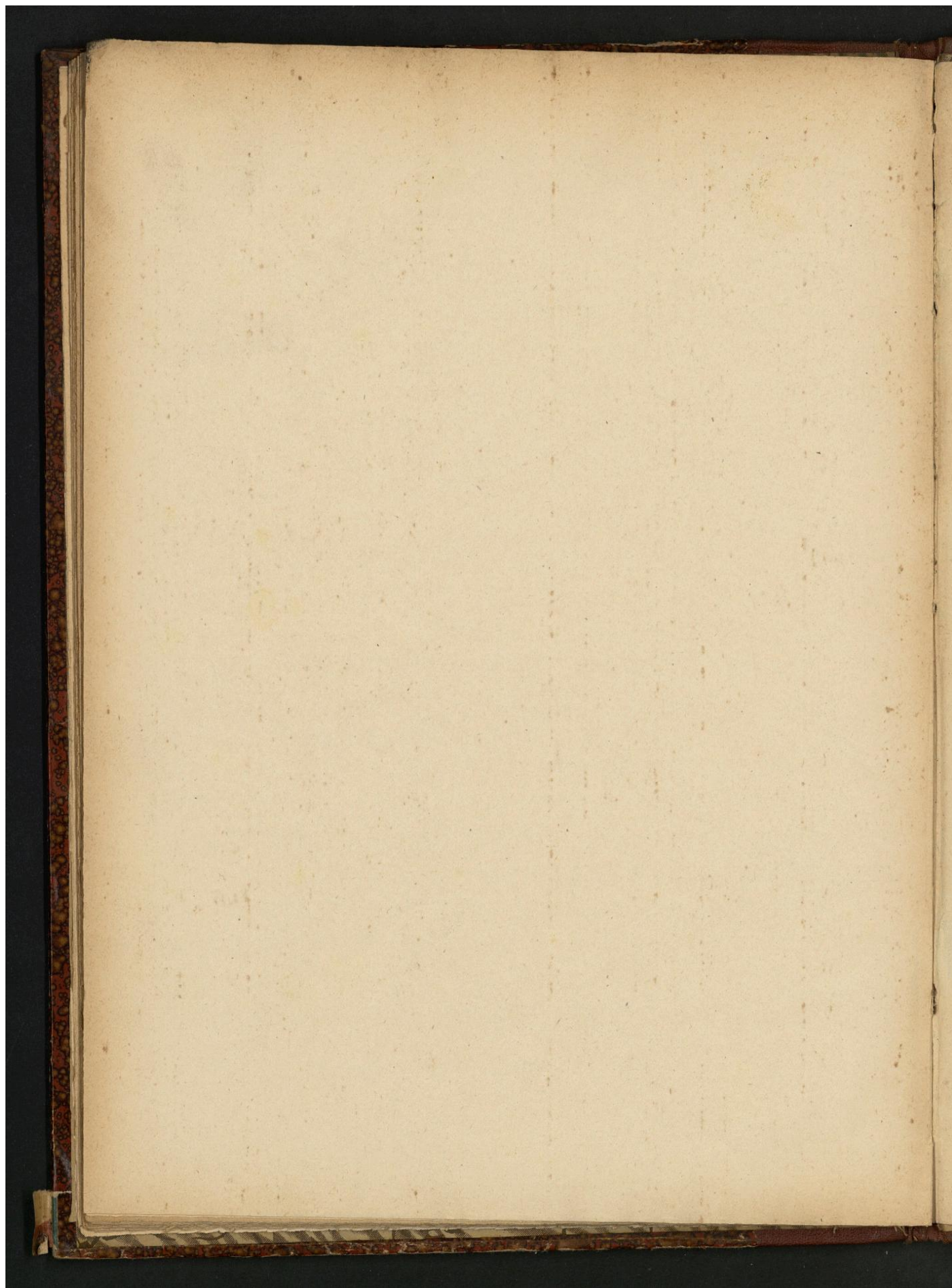


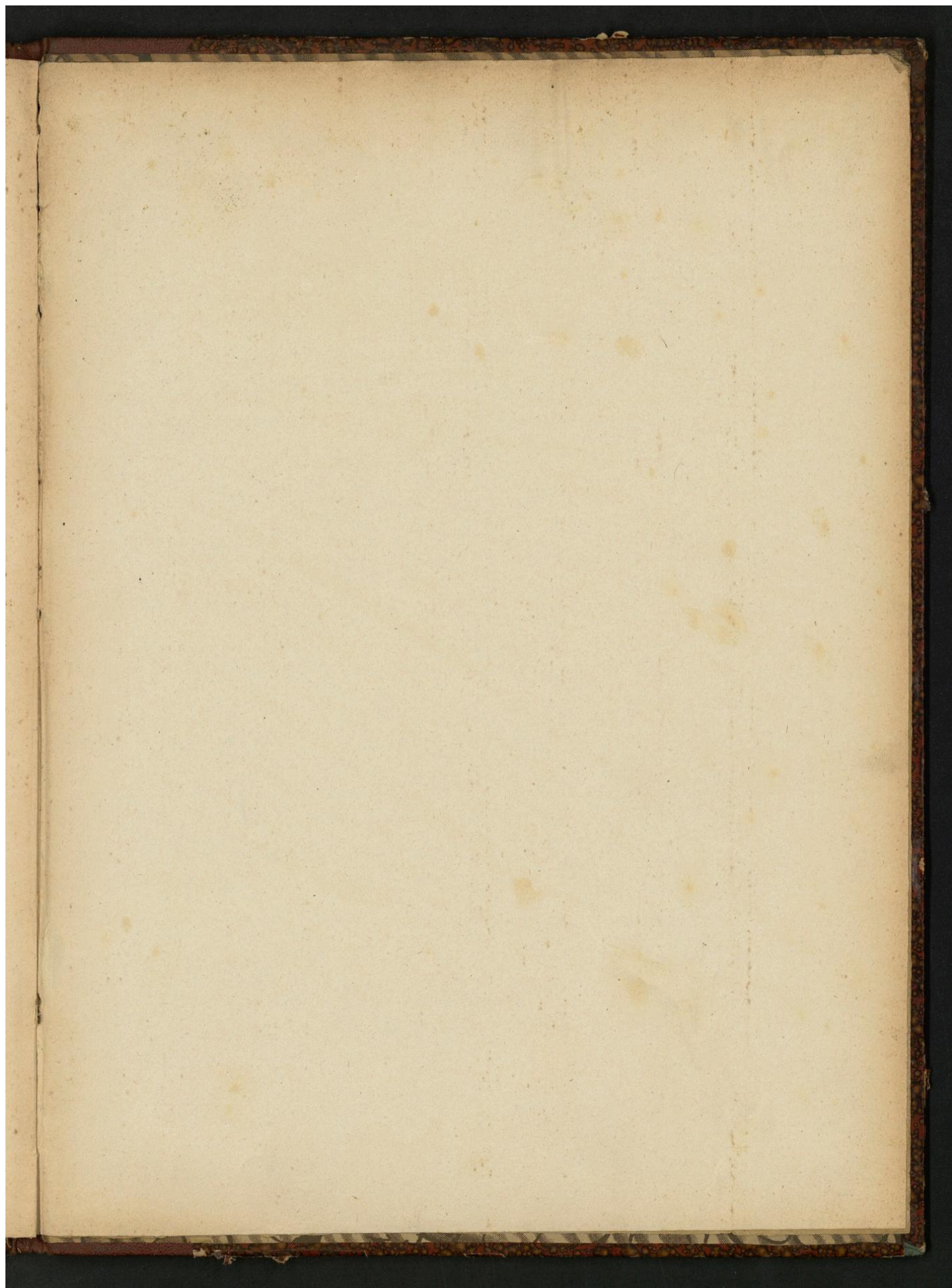


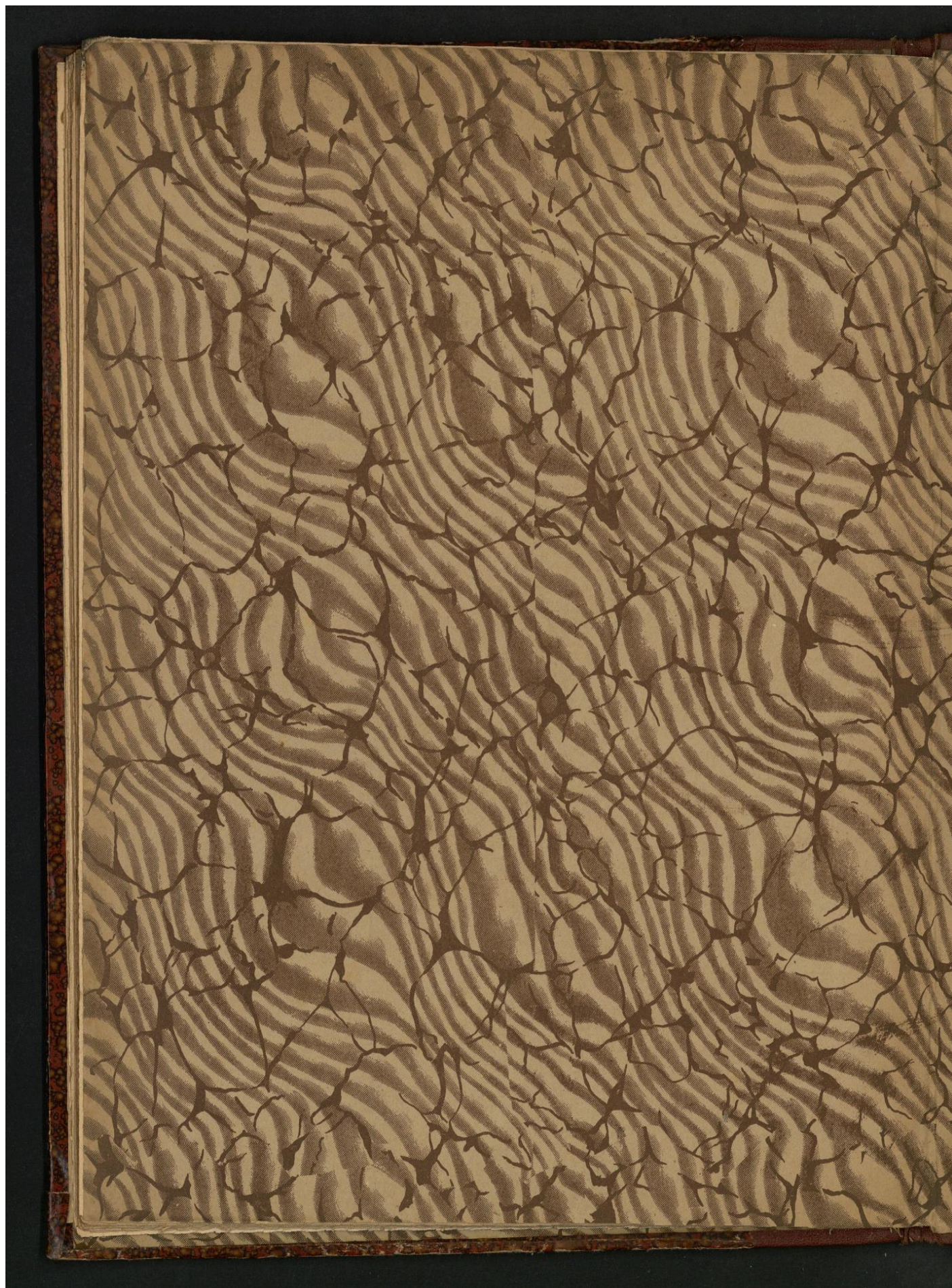












Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires



Droits réservés au [Cnam](#) et à ses partenaires