Bulletin Scientifique

DE

l'Association des Élèves des Ecoles spéciales

(NOUVELLE SÉRIE)

9e Année. - 1906-1907 Juin N° 8

Fonctionnement et rendement des Turbines à vapeur.

Nous n'aurons en vue dans ce court exposé que de montrer aussi simplement que possible, le fonctionnement des *turbines d'action,* et de faire ressortir clairement les facteurs du rendement de ces turbines. Notre but serait atteint si notre article avait pour résultat de faire comprendre combien les idées émises à propos de la *vitesse perdue* sont erronées, et de nature à conduire à des conclusions absolument contraires aux faits d'expériences.

Description de la turbine de Laval

La turbine la plus simple est la turbine *de Laval,* elle comporte une roue munie d'aubes à la périphérie; cette roue est représentée en perspective fig. (1); les aubes sont disposées radialement, et sont dessinées en coupe fig. (2). La vapeur arrivant de la chaudière *se détend entièrement* dans des tuyères disposées symétriquement à la périphérie de la roue, *de la tension de la chaudière à la tension du condenseur.*

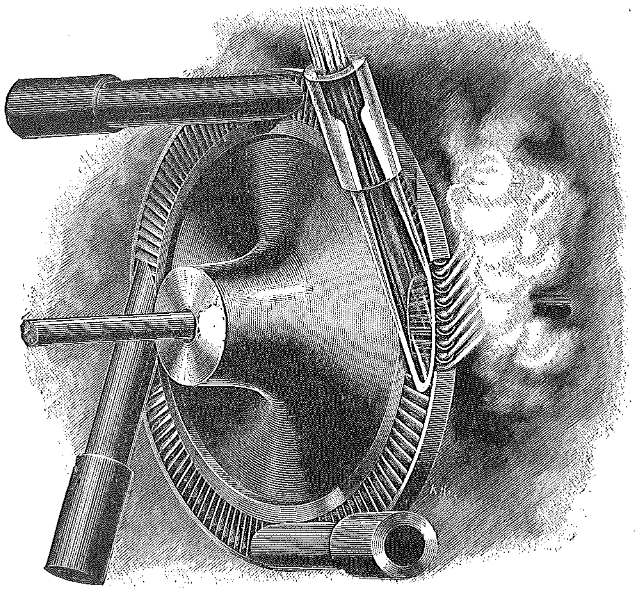


Fig. 1.

La fig. (2) montre une des tuyères en section. La fig. (3) montre la roue dans son enveloppe dessinée en coupe ; l'axe passe à l'extérieur au travers de deux boites à bourrage figurées schématiquement, et est supporté par deux paliers non indiqués. Cet axe attaque une dynamo par l'intermédiaire d'un engrenage permettant une réduction de vitesse angulaire de 1 à 10, par exemple.

La vapeur sortant de la roue se rend au condenseur par l'ouverture t de l'enveloppe.

Ce qui caractérise la turbine *de Laval,* et en général les *turbines d'action, c'est la détente complète dans l'aubage fixe* qui a pour conséquences : 1°) *l'égalité de pressions de part et d'autre du disque,* 2°) *l'absence de poussée sur l'axe, et de fuite entre la roue et l'enveloppe.* Pour qu'il y ait détente complète dans l'aubage fixe, il suffit que la section de sortie de l'aubage mobile soit égale ou plus grande que la section d'entrée.

Fonctionnement de la turbine de Laval.

Examinons sur la fig. (2) ce qui se passe lorsque le jet de vapeur, sortant de la tuyère avec une vitesse $\underline{c_1} = AB$, est dévié par l'aubage de la roue. La vitesse

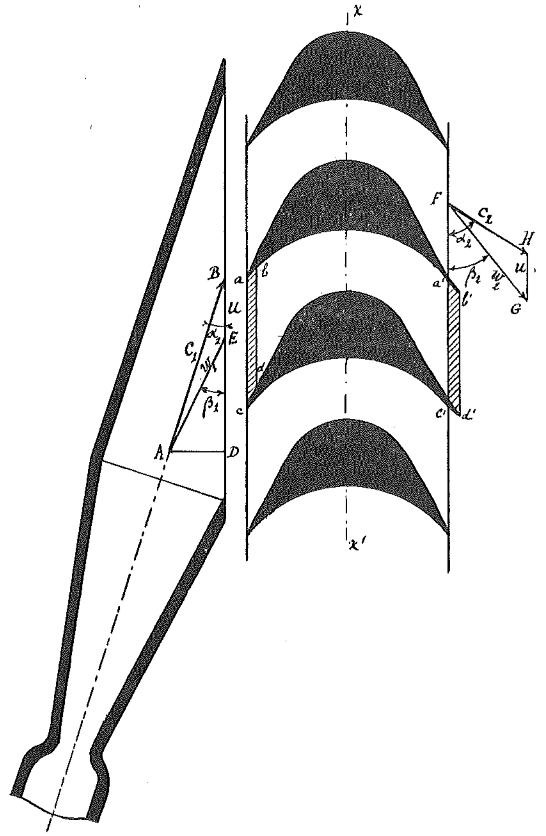


Fig. 2.

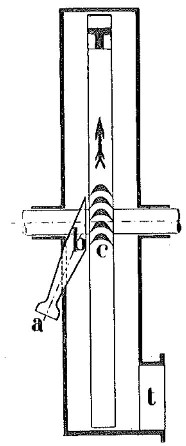


Fig. 3.

$\underline{c_1} = AB$, peut être décomposée en deux composantes, l'une AD perpendiculaire au disque, l'autre BD parallèle au disque ; si la roue tourne avec une vitesse périphérique $\underline{u} = BE$, *la vitesse du jet de vapeur par rapport à la roue en mouvement,* c'est-à-dire la vitesse relative d'entrée que nous appelerons $\underline{w_1}$, sera non pas égale à

A B, mais égale à A E, résultante de A D et de (B D — B E).

Ainsi on voit que la vitesse du jet de vapeur à l'entrée de la roue est $\underline{w_1}$; ce jet est dévié par l'aubage et à cause des frottements, il sort en E avec une vitesse $\underline{w_2} = \mathrm{FG}$ plus petite que $\underline{w_1}$.

Pour connaître la *vitesse absolue* c_2 de sortie, nous devrons composer $\underline{w_2} = \mathrm{FG}$, avec la vitesse périphérique $\underline{u} = \mathrm{GH} = \mathrm{BE}$, et nous obtiendrons comme résultat $\underline{c_2} = \mathrm{FH}$.

Evaluons la poussée exercée sur les aubes, pour un débit de 1 kg. par unité de temps.

La formule fondamentale de la dynamique

$$\Sigma \overline{f} = \Sigma\, (\overline{m\varphi})$$

peut s'écrire :

$$\Sigma \overline{f} = \Sigma \left(m\, \frac{\overline{dv}}{dt} \right) = \Sigma \left(\frac{d\, \overline{(mv)}}{dt} \right).$$

mv est appelé quantité de mouvement; $\left(\frac{d\, \overline{(mv)}}{dt} \right)$ est donc la variation de la quantité de mouvement dans l'unité de temps. On voit donc que *géométriquement*, la somme des forces extérieures est égale à la variation totale des quantités de mouvement dans l'unité de temps.

Si nous appliquons cette relation au cas qui nous occupe, nous aurons, en projetant sur la direction $\overline{xx'}$ du plan de la roue fig. (2), les termes de l'équation vectorielle, et en appelant P_x la poussée dans cette direction xx', et $\underline{v_x}$ les composantes des vitesses v,

$$\Sigma f_x = \mathrm{P}_x = \Sigma\, \frac{d\,(m\, v_x)}{dt}. \qquad (1)$$

A un élément $abcd$ qui entre dans l'aubage, correspond un élement *a' b' c' d' de même poids* qui sort; la variation totale de la quantité de mouvement $\Sigma d\,(m\, v_x)$ pendant le temps dt, est donc égale à

$$m\, c_1 \cos \alpha_1 - m\, c_2 \cos (180^0 - \alpha_2)\,,\ (*)$$

(*) Les angles doivent être comptés dans une équation à partir d'une même direction, et *toujours dans le même sens.* C'est pourquoi il faut écrire $\cos\, (180^0 - \alpha_2)$, et non $\cos\, \alpha_2$.

si nous appelons m la masse qui s'écoule dans le temps dt. Puisque nous avons supposé le débit égal à 1 kg.,

$$m = \frac{1}{g}\, dt$$

et, en vertu de l'équation (1),

$$\mathrm{P}_x = m\, \frac{c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos (180^0 - \alpha_2)}{dt} = \frac{1}{g}\,(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (2)$$

La poussée dans la direction du mouvement de la roue est donc donnée par la formule (2), *pour un débit de 1 kg. par seconde; on voit qu'elle est d'autant plus grande que* c_1 *est plus grand et* α_1 *plus petit.*

Cherchons à exprimer $c_2 \cos \alpha_2$ en fonction de $c_1 \cos \alpha_1$, et de u. Puisque w_2 est plus petit que w_1, nous pouvons poser

$$w_2 = \psi\, w_1\,;$$

ψ dépendra de l'état de l'arête d'entrée, de l'état de la vapeur, de l'état de la surface des aubes; ψ sera minimum, toutes choses restant égales, si l'on trace l'aubage de manière que la direction w_1 soit tangente au dos de chaque aube, puisque le choc à l'entrée sera alors minimum; ψ pourra en tous cas être déterminé expérimentalement.

Dans le triangle des vitesses à la sortie, on trouve la relation :

$$c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u = \psi\, w_1 \cos \beta_2 - u$$

Comme il est impossible de faire β_2 beaucoup plus petit que β_1, à cause de la nécessité d'avoir *une section de sortie plus grande que la section d'entrée* (*), nous pouvons n'envisager que le cas toujours possible, où l'on fait:

$$\beta_2 = \beta_1$$

Dans cette hypothèse, le triangle des vitesses à l'entrée donne:

$$w_1 \cos \beta_1 = w_1 \cos \beta_2 = c_1 \cos \alpha_1 - u,$$

(*) On ne pourrait, avec β_2 beaucoup plus petit que β_1, satisfaire à la *relation de continuité*

$$s_1\, \delta_1\, w_1 = s_2\, \delta_2\, w_2.$$

et par conséquent :

$$c_2 \cos \alpha_2 = \psi (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u,$$

et

$$P_x = \frac{1}{g} (1 + \psi) (c_1 \cos \alpha_1 - u). \qquad (3)$$

Ainsi dans le cas toujours réalisable où $\beta_2 = \beta_1$, on voit que la poussée daus la direction du mouvement de la roue, pour un débit de 1 kg. par seconde, *est d'autant plus grande que* ψ *est plus voisin de l'unité, que* c_1 *est plus grand, que* α_1 *est plus petit, et enfin que la vitesse* u *est plus petite.*

Déterminons maintenant le travail T_i produit par 1 kg. de vapeur, *à la jante de la roue;* il nous suffira de multiplier la poussée P_x, par le chemin parcouru pendant le passage du kg. de vapeur dans la roue, c'est-à-dire par u. Nous aurons donc :

$$T_i = \frac{u}{g} (1 + \psi) (c_1 \cos \alpha_1 - u) \qquad (4)$$

Cette formule correspond absolument à celle qui a été établie dans le *Bulletin* (n° de Décembre 1905) dans le cas particulier où

$$u_1 = u_2 = u, \qquad \beta_1 = \beta_2.$$

C'est aussi celle que nous avons établie d'une toute autre manière dans le n° de février de la *Revue Universelle des Mines.*

Nous ferons remarquer que cette formule peut s'écrire, toujours pour le cas particulier

$$u_1 = u_2 = u,$$

$$T_i = \frac{1}{2g} \left[c_1^2 - c_2^2 - w_1^2 (1 - \psi^2) \right]. \qquad (5)$$

On voit donc que *le travail indiqué est d'autant plus petit que la vitesse de sortie* c_2 *est plus grande.*

Nous montrerons plus loin, dans le cas particulier et exceptionnel où l'on emploie un *diffuseur,* qu'il n'en est plus tout à fait de même.

Rendement de la turbine de Laval.

Ayant expliqué le fonctionnement de la turbine d'action *de Laval,* et déterminé la poussée sur les aubes ainsi que le travail à la jante par kg. de fluide débité, *déterminons le rendement de cette turbine,* en supposant que la tension en amont de la tuyère p_o soit de 10 kg. par cm², et que la tension au condenseur p_2 soit de 0,07 kg. par cm².

Appelons p_1 la pression à la sortie de la tuyère; nous avons vu que dans la turbine *de Laval,* la vapeur se *détend entièrement* dans celle-ci; on a donc,

$$p_1 = p_2.$$

On démontre en thermodynamique, que dans le cas théorique où la détente se ferait sans frottement, la vapeur atteindrait dans la tuyère, une vitesse

$$c_0 = \sqrt{2gE(\lambda_0 - \lambda_1)}. \qquad (6)$$

Dans cette formule E représente l'équivalent mécanique de la chaleur, λ_0 la quantité totale de chaleur contenue dans 1 kg. de vapeur à la pression p_0, λ_1 la quantité totale de chaleur contenue dans 1 kg. de vapeur à la pression p_1, *après une détente adiabatique de* p_0 *à* p_1.

$E(\lambda_0 - \lambda_1)$ *représente en kgm. l'énergie pratiquement disponible dans 1 kg. de vapeur si l'on disposait d'une machine thermique parfaite fonctionnant entre les pressions* p_0 *et* p_2.

Or nous avons une idée de la perfection d'une machine thermique quelconque, en comparant le travail fourni par cette machine, à l'énergie $E(\lambda_0 - \lambda_1)$ qui serait disponible, si la machine était parfaite.

Nous appellerons rendement indiqué η_i *d'une machine à vapeur quelconque, et en particulier de la turbine qui nous occupe, le rapport du travail indiqué fourni* T_i, *par kg. de vapeur, à l'énergie disponible dans 1 kg. :*

$$E(\lambda_0 - \lambda_1) = \frac{c_0^2}{2g}.$$

Le travail indiqué T_i est ici le travail à la jante de la roue, et est donné par la formule (4).

Ainsi par définition,

$$\eta_i = \frac{T_i}{\frac{c_0^2}{2g}}. \qquad (7)$$

A cause des frottements de la vapeur dans la tuyère, la vitesse à l'entrée de la roue n'est pas c_0 mais c_1, de manière que

$$c_1 = \varphi\, c_0.$$

On peut donc écrire:

$$\eta_i = \frac{T_i}{\frac{1}{\varphi^2}\frac{c_1^2}{2g}} = \varphi^2 (1+\psi) \frac{u}{c_1^2} (c_1 \cos \alpha_1 - u). \qquad (8)$$

ou encore, en divisant la parenthèse par c_1:

$$\eta_i = \varphi^2 (1+\psi) \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \qquad (9)$$

Discussion de la formule du rendement.

1) *Cas où $u = 0$.* — On voit que le rendement indiqué η_i de la turbine *de Laval est nul pour une vitesse u nulle, ce qui est évident puisque la quantité de vapeur qui passe dans la tuyère est la même que la roue tourne ou ne tourne pas*, et que, dans le cas où $u = 0$, *le travail produit est évidemment nul.*

Cette conclusion n'est pas contraire au principe de la conservation de l'énergie; toute l'énergie qui n'a pas été absorbée par les frottements dans la tuyère et l'aubage, se retrouve sous forme d'énergie cinétique à la sortie, et cette énergie *sert à chauffer l'eau du condenseur.*

2) *Cas où $u = 0{,}1\, c_1$.* — Examinons maintenant le cas où $\frac{u}{c_1} = 0{,}1$. La vitesse théorique de sortie c_0 est, dans les hypothèses où nous nous sommes placé, égale à *1200 m.* comme le montre l'application de la formule (6).

Des expériences montrent que dans la plupart des cas φ est voisin de 0,95, et ψ voisin de 0,80. Quant à l'angle d'entrée α_1, il est impossible de le prendre plus petit que 17 à 19°. Si nous adoptons:

$$\varphi = 0{,}95, \quad \psi = 0{,}80, \quad \alpha_1 = 19^0,$$

le calcul donne pour $\frac{u}{c_1} = 0{,}1$, c'est-à-dire pour une vitesse périphérique $u = 0{,}1\, \varphi\, c_0 = 114$ m., un rendement

$$\eta_i = 0{,}273.$$

Voyons comment se décomposent les pertes pour 1 kg. de vapeur dépensée.

a) dans la tuyère nous avons la perte:

$$e_1 = \frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = (1-\varphi^2)\frac{c_0^2}{2g} = 0{,}10\, \frac{c_0^2}{2g};$$

b) Dans l'aubage la perte est de:

$$e_2 = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} = (1-\psi^2)\frac{w_2^2}{2g} = 0{,}36\, \frac{w_1^2}{2g};$$

c) à la sortie la perte est de:

$$e_3 = \frac{c_2^2}{2g}.$$

Cherchons à évaluer ces pertes en °/₀ de l'énergie disponible $\frac{c_0^2}{2g}$; pour cela déterminons les valeurs de w_1 et c_2 en fonction de c_0.

Daus le triangle des vitesses relatif à l'entrée fig. (2), nous trouvons la relation:

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2u\, c_1 \cos \alpha_1 = \varphi^2 c_0^2 + u^2 - 2\varphi\, u\, c_0 \cos \alpha_1$$

Dans le triangle des vitesses relatif à la sortie,

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2u\, w_2 \cos \beta_2,$$

ou comme $\beta_1 = \beta_2, \quad w_2 = \psi\, w_1,$

$$c_2^2 = \psi^2 w_1^2 + u^2 - 2\psi\, u\, w_1 \cos \beta_1.$$

En tenant compte de la relation déjà indiquée plus haut :

$$w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u = \varphi c_0 \cos \alpha_1 - u,$$

il vient :

$$c_2^2 = \psi^2 w_1^2 + u^2 - 2 \psi u (\varphi c_0 \cos \alpha_1 - u).$$

Nous pouvons donc calculer dans le cas qui nous occupe où $u = 0{,}1\, c_1 = 0{,}1\, \varphi c_0$, la valeur de w_1^2, et partant de c_2^2. Il suffira de prendre les valeurs de e_1, e_2, e_3 calculées en fonction de c_0, et de les diviser par $\frac{c_0^2}{2g}$ pour avoir les pertes en %. En faisant les calculs on trouve :

1)	perte dans la tuyère	10 %
2)	perte dans l'aubage	26,7
3)	perte à la sortie	35,9
	Total	72,6

Si nous ajoutons la valeur du rendement η_i au total des pertes, nous retrouvons 100 %.

3. *Cas où* $u = \frac{\cos \alpha_1}{2}$. — On voit d'après le calcul qui précède, que la perte à la sortie est relativement très importante lorsqu'on adopte $u = 114$ m. ; pour la diminuer il faut adopter une vitesse périphérique plus grande ; c'est ce qu'a fait *de Laval* en portant cette vitesse à 400 m. par seconde.

Cette vitesse u correspond à un rapport $\frac{u}{c_1} = 0{,}35$.

Or, si l'on cherche la valeur de $\frac{u}{c_1}$ *qui rend maximum le rendement* η_i *donné par la formule* (9), on trouve

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = 0{,}47,$$

soit pour rendement maximum

$$(\eta_i)_{max} = 0{,}725.$$

On voit que *de Laval* a choisi une vitesse voisine de celle qui donne le maximum de rendement indiqué. En réalité la vitesse choisie correspond au *rendement maximum effectif*, car il ne faut pas perdre de vue qu'à mesure que la vitesse périphérique croit, les résistances provenant *du frottement du disque contre la vapeur ambiante de l'enveloppe* augmentent très rapidement ; le maximum du *rendement effectif, le seul qui intéresse l'industriel*, ne correspond pas au maximum du rendement indiqué.

Le rendement effectif aux essais, de la turbine *de Laval*, a été d'environ 61 %, pour une puissance de 200 chv.

Nous avons dans le n° de Mai 1907 de la « *Revue Universelle* », étudié très longuement cette question du rendement effectif que nous ne faisons qu'effleurer ici.

Inconvénients des grandes vitesses périphériques.

Nous venons de voir que pour obtenir un bon rendement avec une turbine à un disque du type *de Laval*, il faut adopter une vitesse périphérique de 400 m. par seconde. Pour réaliser cette vitesse, on peut adopter une vitesse angulaire de 18.000 tours par minute, et un disque de 0m,420 de diamètre.

Il est évidemment impossible d'attaquer une dynamo à la vitesse de 18.000 tours par minute. Il faut ramener ce nombre de tours à 1800 ou 2000, par un engrenage, ce qui complique le moteur, en diminue le rendement, et en augmente le prix.

On pourrait bien adopter un disque d'un diamètre de 2 à 3 m., mais les résistances due aux frottements d'un tel disque, contre la vapeur ambiante de l'enveloppe, auraient pour résultat d'en diminuer considérablement le *rendement effectif*. De plus la fabrication de pareilles roues présente des difficultés presque insurmontables, et les conséquences d'une rupture, toujours possible sous l'effet des efforts considérables dus à la force centrifuge, seraient terribles.

L'A. E. G. a néanmoins réalisé une turbine à une seule chute de pression avec un aubage genre *Pelton,* dont le fonctionnement était identique à celui de la turbine *de Laval,* que nous venons d'étudier. La différence provenait de ce fait qu'on avait supprimé l'engrenage, et réalisé une vitesse périphérique u très grande, en adoptant un diamètre de 2 mètres. Les essais ont été faits à des nombres de tours très différents.

A la vitesse de rotation de 3000 tours qui correspond à une vitesse $u = 315$ m. et à un rapport $\frac{u}{c_1}$ d'environ 0,3, le rendement effectif était voisin de 0,54.

A la vitesse de rotation de 3800 tours correspondant à une vitesse $u = 400$ m. et à un rapport $\frac{u}{c_1} = 0{,}35$, le *rendement indiqué* était de 0,66, et le rendement effectif de 0,61.

Cette turbine avait été spécialement construite pour les essais du rendement en fonction de la vitesse de rotation; on voit qu'expérimentalement la théorie que nous avons exposée, a été vérifiée.

Moyens employés pour réduire la vitesse périphérique.

1) TURBINE A PLUSIEURS CHUTES DE VITESSE. — Un des moyens employés pour réduire la vitesse périphérique *sans diminuer le rendement,* consiste à adopter *une vitesse u égale à 0,2 c_1*, par exemple, et à utiliser la vitesse de sortie, qui est alors très grande, sur un second aubage mobile.

On dirige pour cela le jet de vapeur sortant du premier aubage mobile *c* fig. (4) sur un second aubage mobile *e* appartenant à la même roue, au moyen d'un aubage fixe *d* attaché à l'enveloppe, et que nous avons néanmoins dessiné dans la coupe, pour la compréhension du dessin.

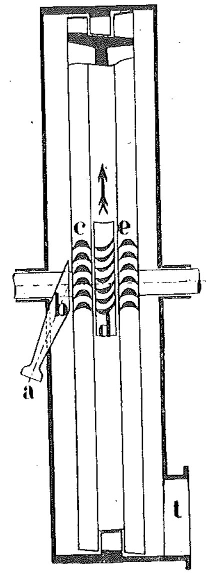


Fig. 4.

Une telle turbine est dite à deux chutes de vitesse; mais on peut imaginer une turbine à trois, et même quatre chutes.

La différence de rendement entre uue *roue à deux chutes de vitesse* comme celle donnée fig. (4), et *une roue à une chute de vitesse* comme celle indiquée fig. (2), provient du travail T_i^1 fourni par la vapeur sur le second aubage, travail que l'on pourrait évaluer de la même manière que nous avons évalué T_i.

Il est évident que *le bénéfice provenant de l'adjonction du second aubage diminue à mesure que la vitesse de sortie c_2 diminue, par conséquent à mesure que la vitesse u augmente.*

Les formules montrent que pour $\frac{u}{c_1}$ plus grand que 0,25, il n'y a pas d'intérêt à maintenir le second aubage; ces mêmes formules montrent également que le *rendement maximum* est plus petit que dans le cas de la roue à une chute de vitesse, ce qui est encore évident puisque le chemin parcouru dans les aubages mobiles, est trois fois plus long.

Nous ferons remarquer en passant que si *la vitesse de sortie n'était pas perdue pour la turbine, l'adjonction d'une seconde chute de vitesse n'aurait aucune raison d'être.*

La figure schématique (4) donne le principe des turbines *Curtis* et des turbines de *l'A. E. G.*

2) TURBINE A PLUSIEURS CHUTES DE PRESSION. — Un autre moyen de réduire la vitesse périphérique sans diminuer le rendement, consiste à fractionner la chute de pression dont on dispose.

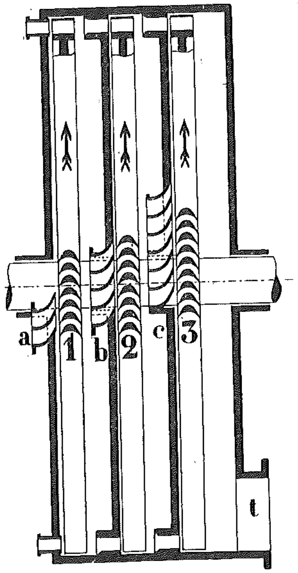


Fig. 5.

La fig. (5) représente une turbine à trois chutes de pression; les roues mobiles 1, 2, 3, sont projetées verticalement, et les groupes d'aubes fixes *a, b, c* sont disposés symétriquement à la périphérie. Ce schéma donne le principe des turbines *Rateau* et *Zoelly,* qui comportent 10 et jusque 20 chutes.

La vapeur se détend dans un premier aubage fixe *a,* de la pression de la chaudière, 10 atmosphères par exemple, à une pression de 2,5 atmosphères; la vapeur acquiert ainsi une vitesse de 700 mètres environ, au lieu de 1200 mètres, comme dans le cas de la détente *en une seule fois.* Le fonctionnement de la roue 1 est le même que celui de la roue *de Laval.*

La vapeur à la sortie de la roue 1 se détend dans l'aubage fixe *b* de la pression de 2,5 atmosphères à la pression de 0,5, et acquiert encore une vitesse de 700 m. environ.

On voit donc que l'on a de cette manière plusieurs cellules et plusieurs roues calées sur un même arbre, chacune de ces roues fonctionnant de la même manière que le disque d'une turbine *de Laval.* La différence est que, pour *un même rendement,* la vitesse périphérique peut être réduite ici dans le rapport $\frac{700}{1200}$.

La répartition des pressions dépend des rapports successifs entre les sections des aubages *a, b, c;* ces sections peuvent être déterminées par le calcul.

Le chemin parcouru par la vapeur est ici trois fois plus grand que dans le cas d'une roue unique, mais

la vitesse maximum est de 700 mètres, au lieu de 1200. Comme les pertes par frottements sont proportionnelles au chemin parcouru et *au carré de la vitesse, le rendement de l'ensemble est au moins égal à celui d'une turbine à roue unique.* Il est en réalité supérieur, parce que l'énergie correspondant aux différentes pertes dans la première et la seconde cellule est transformée en chaleur, et que cette chaleur qui est restituée au fluide, a pour effet d'augmenter le volume spécifique de celui-ci, par conséquent le travail de détente.

Si l'on dispose les aubages fixes d'une turbine à trois chutes de pression, de manière que la direction à l'entrée de chacun des éléments fixes soit celle de la vitesse de sortie c_2, une partie $\frac{k^2 c_2^2}{2g}$ de l'énergie correspondant à la vitesse de sortie de la première et de la deuxième roue pourra être récupérée.

Dans ce cas, l'énergie dépensée dans une chute ne sera plus égale à

$$\frac{1}{\varphi^2}\,\frac{c_1^2}{2g},$$

mais à

$$\frac{1}{\varphi^2}\,\frac{c_1^2}{2g} - k^2\,\frac{c_2^2}{2g},$$

et le rendement indiqué aura pour valeur:

$$\eta_i = \frac{T_i}{\frac{1}{\varphi^2}\,\frac{c_1^2}{2g} - k^2\,\frac{c_2^2}{2g}}. \qquad (10)$$

Remarquons que k peut être pris égal à ψ puisque le jet de vapeur subit un choc à l'entrée de l'aubage fixe, et est soumis à des frottements comparables à ceux constatés dans l'aubage mobile.

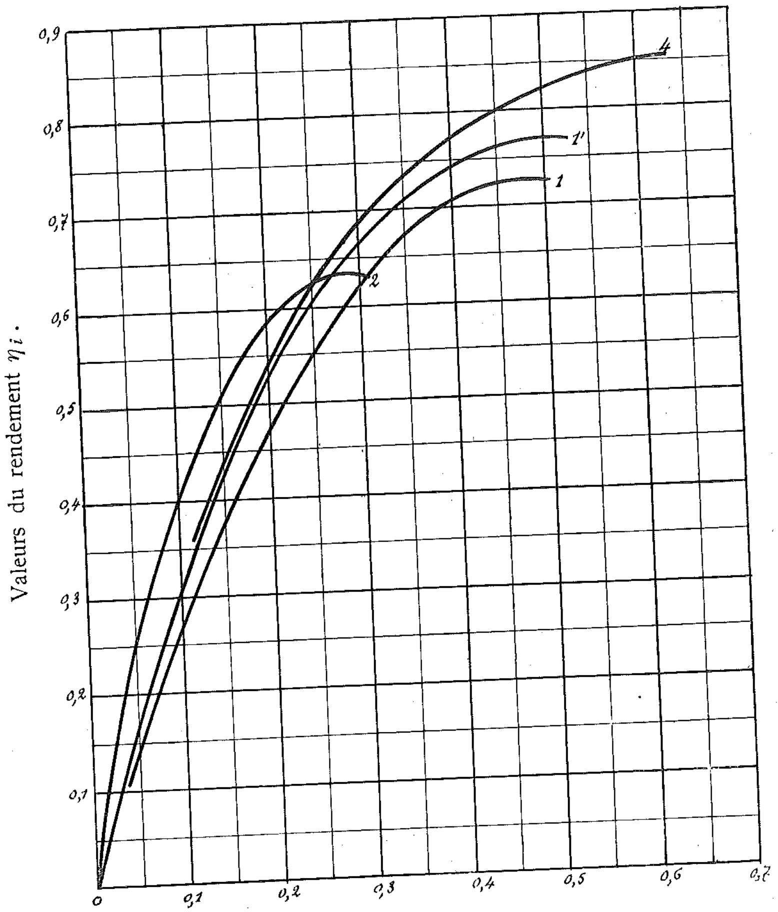
Si l'on fait le calcul, dans les hypothèses précédentes:

$$\alpha_1 = 19^\circ, \quad \varphi = 0{,}95, \quad \psi = 0{,}80,$$

on trouve pour η_i, une courbe de rendement qui passe par l'origine, et dont les ordonnées sont constamment plus grandes que celles de la courbe donnée par la relation (9), précédemment établie.

La différence du rendement entre le cas où la vitesse de sortie est récupérée, et celui où la vitesse de sortie est supposée anéantie *par chocs et tourbillonnements,* est au plus de 5 %.

Les courbes tracées fig. (6) donnent respectivement :



1. — le rendement d'une turbine d'action à vitesse de sortie perdue ;

1'. — le rendement d'une turbine d'action à vitesse de sortie récupérée ;

2. — le rendement d'une turbine à deux chutes de vitesse ;

4. — le rendement d'une turbine à réaction partielle.

Toutes ces courbes sont tracées en fonction du rapport $\frac{u}{(c_1)_1}$, $(c_1)_1$ étant donné par la relation

$$\frac{1}{\varphi^2}\,\frac{(c_1)_1^2}{2g} = \mathrm{E}\,(\lambda_0 - \lambda_1),$$

où λ_0 est la chaleur totale par kg. de vapeur à la pression d'entrée p_0 dans un des aubages fixes, λ_1 la chaleur totale après détente adiabatique du kg. de vapeur, de la pression p_0 à la pression finale p_1.

L'utilisation de la vitesse de sortie n'est pratiquement possible que dans le cas où l'on peut employer *l'injection totale,* c'est-à-dire dans le cas où la vapeur est distribuée sur tout le portour des disques ; dans ce cas seulement, on peut placer les disques mobiles assez près des aubages fixes, pour que les jets ne soient pas dispersés dès leur sortie.

Remarque. — Un autre moyen employé pour récupérer l'énergie correspondant à la vitesse de sortie, consiste à faire usage d'un *diffuseur;* ce moyen a été employé dans quelques turbines qui sont encore actuellement à l'essai.

La fig. (7) montre le schéma d'une turbine à trois chutes de pression, avec les diffuseurs d_1, d_2, d_3, constitués par des *ajutages divergents* qui ont pour effet de ramener la vitesse du jet de vapeur à la sortie, de la valeur c_2, à une valeur plus faible, et de retransformer ainsi en *énergie de pression, une partie de l'énergie cinétique.* Pour que cette transformation ait lieu, il faut qu'il n'y ait pas décolement entre la veine fluide et les parois de l'ajutage ; de plus, il faut que les ouvertures constituant les ajutages soient exactement remplies par les jets de vapeur, sans quoi la vapeur ambiante de l'espace 1', par exemple, où règne une pression supérieure à celle de la cellule 1, rentrerait par fuite dans celle-ci, et amènerait des *tourbillonnements et des chocs,* qui détruiraient les jets à la sortie de la roue.

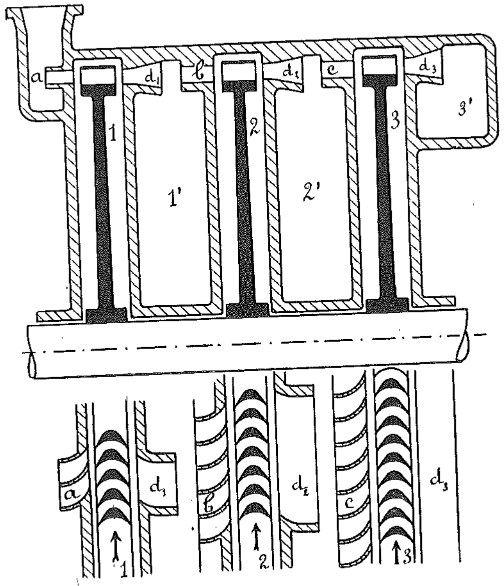


Fig. 7.

Si nous supposons la turbine construite de façon à réaliser les deux conditions qui viennent d'être indiquées, nous pourrons évaluer l'énergie dépensée dans une chute à

$$\frac{1}{\varphi^2}\frac{c_1^2}{2g} - k^2\frac{c_2^2}{2g},$$

et déterminer le rendement au moyen de la formule (10). La valeur de k, en raison du choc à l'entrée et des frottements dans le diffuseur, peut être prise égale à ψ. Le rendement sera donc donné par le diagramme 1' fig. (6).

Conclusions.

Nous croyons avoir fait comprendre par ce court exposé, le fonctionnement des différents systèmes de turbines d'action, et la raison d'être de ceux-ci.

Nous avons montré dans quel cas particulier on pouvait considérer la vitesse de sortie comme récupérée en partie, et nous avons donné l'expression du rendement correspondant.

L'emploi d'un diffuseur est exceptionnel, en raison de la complication de construction qu'il entraîne, et du faible bénéfice qu'il procure ; la turbine *Lindmark* dont les premiers essais datent de 1903, et qui est la seule à notre connaissance faisant usage de diffuseurs, n'a pas encore pris rang dans l'industrie, à l'heure actuelle.

Les formules que nous avons proposées, s'appliquent comme on le voit, aux différents systèmes de turbines existants; les conclusions auxquelles ces formules conduisent sont absolument conformes aux faits d'expérience comme nous allons le faire ressortir.

Les diagrammes du rendement indiqué montrent que :

1) La turbine à une seule roue doit être construite de façon que la vitesse périphérique soit d'environ 350 à 400 m. *C'est la vitesse adoptée par de Laval, après de nombreuses expériences.*

2) La turbine à plusieurs chutes de vitesse a un rendement maximum d'autant plus faible, qu'il y a plus de chutes de vitesse. *C'est pour cette raison que l'A. E. G. qui construit des turbines à trois chutes de vitesse pour les petites puissances, adopte, en vue d'obtenir un meilleur rendement, deux chutes de vitesse pour les puissances moyennes.*

Les diagrammes du rendement effectif montrent qu'une bonne combinaison consiste à employer une grande roue à deux chutes de vitesse pour la première chute de pression, et une série de roues à aubage simple, à injection totale et vitesse récupérée, pour les autres. *Cette combinaison a été employée par l'A. E. G. pour les grandes puissances.*

On voit donc qu'en réalité *tous les systèmes ne se valent pas*, puisque la même société construit à la fois plusieurs types différents, suivant le rendement qu'elle veut obtenir. Or, si l'on n'accepte pas pour les turbines connues le *principe de la vitesse perdue*, qui n'est d'ailleurs pour personne un principe, mais *une hypothèse que l'expérience vérifie*, on arrive aux conclusions suivantes :

1) La turbine *de Laval* peut donner un rendement de 60 % à 120 m. de vitesse périphérique.

2) Il n'y a aucune raison de faire des turbines à deux chutes de vitesse, puisque la vitesse de sortie du premier aubage mobile n'est pas perdue pour la turbine.

3) Une turbine qui tourne à une vitesse périphérique de 2 ou 3 m. par seconde, a un rendement de 50 %.

Nous n'avons pas besoin d'insister pour faire comprendre que ces conclusions sont tout à fait ridicules.

HANOCQ.

Assistant, chargé des répétitions
du cours de Physique Industrielle.

La fabrication de la chaux et du gaz carbonique dans l'Industrie Chimique.

(SUITE)

PRÉPARATION DE L'ACIDE CARBONIQUE LIQUIDE.

L'acide carbonique destiné à la liquéfaction peut provenir de quatres sources principales.

1. Le procédé d'Ozouf dont nous avons parlé plus haut.
2. La calcination du carbonate de magnésie en vase clos.
3. La fermentation alcoolique des matières amylacées par les moisissures.
4. Les sources naturelles de gaz carbonique.

UNIVERSITÉ DE LIÉGE

Bulletin Scientifique

DE

L'ASSOCIATION DES ÉLÈVES DES ÉCOLES SPÉCIALES

PARAISSANT TOUS LES MOIS
PENDANT LE COURS DE L'ANNÉE ACADÉMIQUE

Année 1906-1907

Comité de Rédaction :

LÉON OTS, directeur.

FLORIAN GÉRARD.

MARTIAL BIDAINE.

ANDRÉ GÉRARD.

IMPRIMERIE MODERNE
RUE AGIMONT, 23 LIÉGE