Mesure du rendement des turbines hydrauliques par la méthode thermométrique Poirson

Efficiency measurements for hydraulic turbines by the Poirson thermometric method

PAR G. WILLM ET P. CAMPMAS,
INGÉNIEURS A L'ÉLECTRICITÉ DE FRANCE

La méthode thermométrique de calcul du rendement des turbines et des pompes hydrauliques est basée sur la variation de température que subit l'eau pendant son passage dans la machine. — Justification théorique développée de la méthode et expression du rendement dans le cas le plus général. Analyse des causes d'erreur, indication de leurs ordres de grandeur. Description d'un appareillage établi en vue d'un emploi industriel sur des chutes comprises entre 100 et 1 000 m. Modalités générales d'expérimentation, compte tenu tant de l'étude théorique que de la pratique. — La comparaison des résultats thermométriques et de ceux obtenus en particulier aux moulinets montre, lorsque les conditions expérimentales sont satisfaisantes dans les deux cas, un très bon accord; l'expérience met en évidence la commodité de mise en œuvre de la méthode ainsi que sa rapidité d'exécution et la facilité du dépouillement.

The thermometric method of determining turbine and hydraulic pump efficiencies is based on the change of temperature of the water in its passage through the machine.—Theoretical justification of the method and expression for the efficiency in the most general case. Analysis of the causes of error, their order of magnitude. Description of an apparatus intended for industrial use for heads between 100 and 1,000 m. General experimental procedure, comprising theoretical studies and practice.—Comparison of thermometric measurements and those obtained by current-meters show good agreement when the experimental conditions are satisfactory in both cases; experience shows the convenience of operation of the method, its rapidity of execution and the ease with which the results are interpreted.

INTRODUCTION

Rappelons très brièvement le principe de la méthode thermométrique.

Dans une turbine hydraulique, les pertes d'énergie se traduisent par un échauffement de l'eau. Par suite, en mesurant la différence de température de l'eau entre l'entrée et la sortie de la turbine, il est possible de déterminer la puissance perdue par unité de débit, soit p/Q.

Connaissant la hauteur de chute nette, on en déduit immédiatement le rendement :

$$\rho = 1 - \frac{p}{Q\,H_n} = 1 - \left(\frac{p}{Q}\right)\frac{1}{H_n}$$

Cette méthode a été conçue dès 1914 par M. POIRSON. Elle a été étudiée en particulier par MM. BARBILLON et GAILLARD (*). Ces auteurs admettaient que la puissance dissipée dans la turbine est, en régime permanent, égale à :

$$p = j\,CQ\,(\theta_s - \theta_e)$$

Q débit de la turbine;

C chaleur spécifique de l'eau;

θ_s température de l'eau à la sortie de la turbine;

θ_e température de l'eau à l'entrée de la turbine;

j équivalent mécanique de la calorie.

(*) *Revue Générale de l'Electricité*, 28 septembre 1929. « Méthode thermométrique de mesure du rendement des turbines hydrauliques ».

Cette équation permettait d'établir diverses expressions du rendement, mais elle supposait notamment que les phénomènes thermiques qui accompagnent les variations de pression de l'eau sont négligeables.

La méthode thermométrique a été principalement expérimentée en France par M. POIRSON lui-même et par MM. FONTAINE et VOLLE. Tous trois utilisaient des thermomètres à mercure au 1/100e de degré. Ils ont mis en évidence la rapidité, la simplicité et la souplesse de la méthode et ont obtenu, dans bien des cas, des résultats satisfaisants. En outre, M. FONTAINE a donné de très intéressantes applications de la méthode à l'étude des pertes dans les labyrinthes de turbines Francis et M. VOLLE, opérant sous de hautes chutes, mettait expérimentalement en évidence l'importance que pouvait prendre la chaleur de détente de l'eau, phénomène connu mais que l'on négligeait parfois à tort.

Dans le présent exposé, nous nous proposons :

— De reprendre la justification théorique de la méthode et d'établir la formule du rendement en appliquant les lois de la thermodynamique;
— D'étudier la réalisation et la mise en œuvre d'un nouveau dispositif expérimental tenant compte des résultats de l'étude précédente.

PREMIÈRE PARTIE

JUSTIFICATION THÉORIQUE DE LA MÉTHODE THERMOMÉTRIQUE ET ÉTABLISSEMENT DE LA FORMULE DU RENDEMENT

Nous appliquerons le principe de la conservation de l'énergie au système formé par la turbine et l'eau qui la traverse. Nous en déduirons qu'il existe une relation liant les pertes par unité de débit et l'échauffement de l'eau, ce qui justifie la méthode thermométrique. A partir de l'expression exacte de cette relation, nous établirons la formule du rendement.

1. Hypothèses

Considérons une turbine hydraulique. Nous supposerons :

a) Que le régime de fonctionnement est permanent. En un point du système, les divers paramètres restent constants dans le temps;

b) Que l'eau ne subit aucun changement d'état et n'est le siège d'aucune réaction chimique;

c) Que la vitesse, la température et le poids spécifique de l'eau sont constants dans une section droite des conduites d'amenée et d'évacuation et que la répartition des pressions est hydrostatique. Nous verrons ultérieurement qu'on peut généraliser les conclusions de cette étude au cas pratique où cette hypothèse n'est pas forcément vérifiée;

d) Que l'énergie interne de l'eau est fonction de la pression, de la température et qu'elle est proportionnelle à la masse. Cette dernière hypothèse est à la base de l'étude des fluides. Elle est vérifiée par l'accord de la thermodynamique avec l'expérience.

2. Notations

Nous désignerons par :

(Σ_e) : une section droite de la conduite d'amenée à l'entrée de la turbine;

S_e : la surface de (Σ_e);

(Σ_s) : une section droite du canal d'évacuation à la sortie de la turbine;

S_s : la surface de (Σ_s);

V : la vitesse
P : la pression absolue
ϖ : le poids spécifique
σ : le volume spécifique
θ : la température centigrade
T : la température absolue

(de l'eau au point considéré M)

z : la cote de M

Les lettres seront accompagnées de l'indice « e » quand nous considérerons la section d'entrée, de l'indice « s » pour la section de sortie. Si les deux sections (Σ_e) et (Σ_s) ne sont pas horizontales, P_e et P_s désigneront les pressions aux centres de gravité de ces sections, z_e et z_s les cotes de ces centres de gravité.

D'autre part, les vitesses V_e et V_s sont supposées perpendiculaires à (Σ_e) et (Σ_s). S'il n'en était pas ainsi, il faudrait introduire l'angle de la vitesse avec les normales aux sections.

Soit :

t : le temps;

g : l'accélération de la pesanteur;

Q : le débit traversant la turbine (masse d'eau par unité de temps);

(F) : le système constitué par l'ensemble de la turbine et de l'eau comprise à l'instant t entre les sections (Σ_e) et (Σ_s);

W : la puissance utile fournie à l'extérieur par le système (F);

q : la quantité de chaleur reçue par le système (F) pendant l'unité de temps;

$\mathcal{C}$: le travail des forces extérieures appliquées au système (F);

K : l'énergie cinétique du système (F);

U : l'énergie interne du système (F);

$u(\theta, P)$: l'énergie interne de l'eau par unité de masse.

Enfin, à l'instant $t + dt$, l'eau du système (F) est comprise entre les sections (Σ'_e) et (Σ'_s) distantes de (Σ_e) et (Σ_s) des quantités :

$$dx_e = V_e\, dt \qquad (\Sigma_e\, \Sigma'_e)$$

$$dx_s = V_s\, dt \qquad (\Sigma_s\, \Sigma'_s)$$

3. Application du principe de la conservation de l'énergie

Nous supposerons que les diverses grandeurs intervenant dans le calcul sont mesurées avec un système d'unités cohérent.

Le principe de la conservation de l'énergie appliqué à la transformation du système (F) entre les instants t et $t + dt$ permet d'écrire :

$$dU + dK = d\mathcal{C} + q\, dt \qquad (1)$$

a) CALCUL DE dU.

Le régime étant permanent, on peut considérer qu'entre les instants t et $t + dt$:

— L'état de la turbine et celui de l'eau comprise entre (Σ'_e) et (Σ_s) est resté invariable;

— On a ajouté à (F) l'eau comprise entre (Σ_s) et (Σ'_s) et retranché l'eau comprise entre (Σ_e) et (Σ'_e).

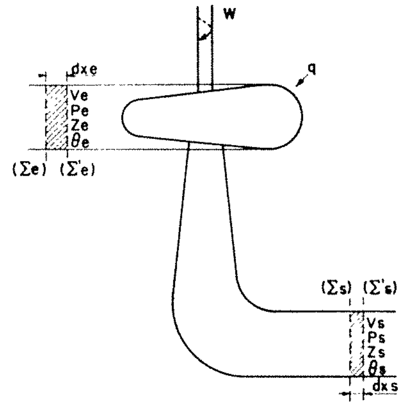


FIG. 1. — Application du principe de la conservation de l'énergie.

Donc :

$$dU = [u(\theta_s P_s) - u(\theta_e P_e)]\, Q\, dt$$

b) CALCUL DE dK.

Un raisonnement analogue au précédent permet d'écrire :

$$dK = \left(\frac{V_s^2}{2g} - \frac{V_e^2}{2g}\right) g\, Q\, dt$$

c) CALCUL DE $d\mathcal{C}$.

Le travail des forces extérieures appliquées au système (F) comprend :

— *Le travail $d\mathcal{C}_1$ des forces de pesanteur.*

Ces forces dérivant d'un potentiel, le travail ne dépend que des états initial et final du système. On peut considérer qu'entre t et $t + dt$, l'eau comprise entre (Σ_e) et (Σ'_e) a été amenée entre (Σ_s) et (Σ'_s), le reste du système (F) restant immobile. Le travail correspondant est :

$$d\mathcal{C}_1 = (z_e - z_s)\, g\, Q\, dt$$

— *Le travail $d\mathcal{C}_2$ des forces de pression s'exerçant sur les sections (Σ_e) et (Σ_s) :*

$$d\mathcal{C}_2 = P_e\, S_e\, dx_e - P_s\, S_s\, dx_s$$

mais :

$$S_e \frac{\varpi_e}{g} dx_e = S_s \frac{\varpi_s}{g} dx_s = Q\, dt$$

(conservation de la masse)

d'où :

$$d\,\mathcal{T}_2 = \left(\frac{P_e}{\varpi_e} - \frac{P_s}{\varpi_s}\right) g\, Q\, dt$$

— *Le travail $d\,\mathcal{T}_3$ des forces appliquées à l'arbre de la turbine :*

$$d\,\mathcal{T}_3 = - W\, dt$$

d'où :

$$d\,\mathcal{T} = d\,\mathcal{T}_1 + d\,\mathcal{T}_2 + d\,\mathcal{T}_3$$

$$= g\, Q\, dt \left[\left(\frac{P_e}{\varpi_e} + z_e\right) - \left(\frac{P_s}{\varpi_s} + z_s\right)\right] - W\, dt$$

En portant dans l'équation (1) les valeurs de $d\,U$, $d\,K$ et $d\,\mathcal{T}$ calculées ci-dessus, et en posant :

$$H_e = \frac{V_e^2}{2\,g} + \frac{P_e}{\varpi_e} + z_e$$

$$H_s = \frac{V_s^2}{2\,g} + \frac{P_s}{\varpi_s} + z_s$$

On a :

$$u\,(\theta_s\, P_s) - u\,(\theta_e\, P_e) = g\,[H_e - H_s] + \frac{q - W}{Q} \quad (2)$$

A titre de simplification, nous laisserons de côté le terme q/Q. D'où :

$$\frac{W}{Q} = (g\, H_e + u_e) - (g\, H_s + u_s) \quad (3)$$

Remarquons immédiatement que dans un système n'échangeant aucune énergie avec l'extérieur :

$$W = 0$$

$$u + g\, H = C^{te}$$

Par suite, nous pouvons remplacer pour le calcul de W/Q les sections d'entrée et de sortie (Σ_e) et (Σ_s) par des sections *quelconques* (Σ_A) et (Σ_B) situées respectivement en amont et en aval de la turbine, sous réserve qu'entre (Σ_A) et (Σ_e) d'une part, (Σ_B) et (Σ_s) d'autre part, les échanges d'énergie avec l'extérieur puissent être considérés comme négligeables.

De plus, si nous prélevons de l'eau dans la section (Σ_A) et si nous l'amenons sans échanges énergétiques avec l'extérieur dans une enceinte de mesure 1, nous aurons :

$$g\, H_e + u_e = g\, H_A + u_A = g\, H_1 + u_1$$

En opérant de même entre la section (Σ_B) et une enceinte de mesure 2, nous pourrons écrire :

$$\frac{W}{Q} = (g\, H_1 + u_1) - (g\, H_2 + u_2) \quad (3')$$

équation qui présente l'avantage de ne faire intervenir que des résultats directs de mesures quand, comme c'est très souvent le cas, des difficultés d'ordre pratique interdisent l'accès de la conduite forcée et du canal de fuite proprement dits.

Nous utiliserons uniquement cette dernière équation étant entendu qu'une ou les deux enceintes de mesure peuvent coïncider avec une ou les deux sections amont et aval de la turbine.

4. Calcul des variations d'énergie interne de l'eau

Pour évaluer :

$$u\,(\theta_1\, P_1) - u\,(\theta_2\, P_2)$$

nous pouvons considérer une transformation *quelconque* faisant passer l'unité de masse d'eau de $\theta_1\, P_1$ à $\theta_2\, P_2$.

Etudions une transformation *reversible* élémentaire. Le principe de la conservation de l'énergie nous permet d'écrire avec les notations classiques :

$$du = d\,\mathcal{T} + dq$$

avec :

$$\begin{cases} d\,\mathcal{T} = - P\, d\sigma = - P\left(\dfrac{\partial\sigma}{\partial P}\, d\,P + \dfrac{\partial\sigma}{\partial\theta}\, d\,\theta\right) \\ dq = h\, dP + C_P\, d\,\theta \end{cases}$$

— C_P : chaleur spécifique à pression constante.

En tenant compte de l'équation de CLAPEYRON :

$$h = - T\, \frac{\partial\sigma}{\partial T}$$

nous obtenons la relation :

$$du = -\left(T\,\frac{\partial\sigma}{\partial T} + P\,\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right) d\,P + \left(C_P - P\,\frac{\partial\sigma}{\partial\theta}\right) d\,\theta$$

Imaginons une détente isotherme de P_1 à P_2 suivie d'un échauffement à pression constante P_2 de θ_1 à θ_2. L'équation (4) nous permet d'écrire :

$$u\,(\theta_1\, P_2) - u\,(\theta_1\, P_1) = \int_{P_2}^{P_1}\left(T_1\,\frac{\partial\sigma}{\partial T} + P\,\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right) d\,P$$

$$u\,(\theta_2\, P_2) - u\,(\theta_1\, P_2) = \int_{\theta_1}^{\theta_2}\left(C_{P2} - P_2\,\frac{\partial\sigma}{\partial\theta}\right) d\,\theta$$

D'où :

$$u_2 - u_1 = C_{P_2}(\theta_2 - \theta_1) + \int_{P_2}^{P_1}\left(T_1 \frac{\partial\sigma}{\partial T} + P\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right) dP - P_2\left[\sigma(P_2\theta_2) - \sigma(P_2\theta_1)\right] \quad (5)$$

car $\theta_2 - \theta_1$ étant faible, on peut admettre que C_{P_2} est constant.

REMARQUE. — En opérant d'abord un échauffement à pression constante P_1 suivi d'une détente isotherme, on peut démontrer que :

$$u_2 - u_1 = C_{P_1}(\theta_2 - \theta_1) + \int_{P_2}^{P_1}\left(T_2 \frac{\partial\sigma}{\partial T} + P\frac{\partial\theta}{\partial P}\right) dP - P_1\left[\sigma(P_1\theta_2) - \sigma(P_1\theta_1)\right] \quad (5')$$

5. Equation fondamentale

Elle se déduit immédiatement des équations (3') et (5) :

$$\frac{W}{Q} = g(H_1 - H_2) + C_{P_2}(\theta_1 - \theta_2)$$
$$- \int_{P_2}^{P_1}\left(T_1 \frac{\partial\sigma}{\partial T} + P\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right) dP + P_2\left[\sigma(P_2\theta_2) - \sigma(P_2\theta_1)\right]$$

La différence $H_1 - H_2$ fait intervenir les poids spécifiques de l'eau ϖ_1 et ϖ_2. Introduisons un poids spécifique « de référence » ϖ_0 (ou un volume spécifique $\sigma_0 = g/\varpi_0$) mesuré dans des conditions quelconques mais bien déterminées de température et de pression :

$$\frac{P_1}{\varpi_1} - \frac{P_2}{\varpi_2} = \frac{1}{\varpi_0}(P_1 - P_2)\left[1 + \frac{\varpi_0 - \varpi_1}{\varpi_1}\right] - P_2\left[\frac{1}{\varpi_2} - \frac{1}{\varpi_1}\right]$$

et :

$$\frac{W}{Q} = \sigma_0(P_1 - P_2)(1 - \alpha) + C_{P_2}(\theta_1 - \theta_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (6)$$

Nous obtenons la relation qui lie la puissance utile par unité de débit fournie par la turbine et les paramètres (pression, température, cote et vitesse) définissant l'état de l'eau dans les deux enceintes de mesure.

Nous avons posé :

$$\alpha = \frac{\sigma_0 - \sigma_1}{\sigma_0} + \frac{1}{\sigma_0(P_1 - P_2)}\int_{P_2}^{P_1}\left[T_1\frac{\partial\sigma}{\partial T} + P\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right] dP + \frac{P_2}{\sigma_0}\frac{\sigma(P_2\theta_1) - \sigma(P_1\theta_1)}{P_1 - P_2}$$

REMARQUES :

1. La relation fondamentale (6) peut s'appliquer à un système hydraulique quelconque, en particulier aux pompes ($W < 0$) et aux détendeurs ($W = 0$). Elle peut également être utilisée pour le calcul des pertes dans les labyrinthes d'une turbine Francis, W (< 0) désignant la puissance prélevée par freinage de la roue.

2. Associée à une mesure de puissance électrique, la relation (6) permet également le calcul du débit turbiné. Soit en effet W_a la puissance débitée par l'alternateur, ρ_a son rendement.

On a évidemment :

$$Q = \frac{W_a}{\rho_a}\frac{1}{(W/Q)} \quad (6\ bis)\ (*)$$

Cette méthode peut être utilisée pour tarer des contrôles piézométriques ou des débitmètres.

3. Dans les conditions industrielles normales (P_2 voisine de la pression atmosphérique; $0 < \theta_1 < 20°$ C) :

$$\frac{P_2\left|\sigma(P_2\theta_1) - \sigma(P_1\theta_1)\right|}{\sigma_0(P_1 - P_2)} < P_2\left|\frac{1}{\sigma}\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right|_{max} = 5.10^{-5}$$

Ce terme est donc négligeable et l'expression de α se réduit à :

$$\alpha = \frac{\sigma_0 - \sigma_1}{\sigma_0} + \frac{1}{\sigma_0(P_1 - P_2)}\int_{P_2}^{P_1}\left|T_1\frac{\partial\sigma}{\partial T} + P\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right| dP \quad (7)$$

6. Définition et calcul de la hauteur de chute nette (**)

On peut définir la hauteur de chute nette H_n d'une turbine comme la puissance par unité de débit en poids $W'/g\,Q'$ que fournirait une turbine idéale :

— ne présentant aucune perte d'énergie hydraulique,

— admettant de l'eau aux mêmes conditions initiales que la turbine réelle (conditions indépendantes de la turbine) : V_e, P_e, z_e, θ_e,

— satisfaisant aux conditions de restitution imposées : V_s, P_s, z_s.

(*) Il faut éventuellement tenir compte de certaines pertes mécaniques de la turbine qui pourraient ne pas être prises en compte par la méthode thermométrique.

(**) Ce paragraphe a été complété grâce aux remarques de M. CONSIGLIO, ingénieur à la Société Franco Tosi.

Soit θ'_s la température de l'eau à la sortie de cette turbine idéale.

L'absence de pertes hydrauliques est caractérisée par la relation :

$$u(\theta_e P_e) = u(\theta'_s P_s) + \int_e^s P\, d\sigma \qquad (8)$$

obtenue en écrivant que le travail des forces de frottement et de viscosité est nul.

L'équation (3) applicable à cette turbine idéale nous permet d'écrire :

$$\frac{W'}{Q'} = g(H_e - H'_s) + \int_e^s P\, d\sigma$$

Comme, par définition : $H_n = \dfrac{W'}{g\,Q'}$

$$H_n = H_e - H'_s + \frac{1}{g}\int_e^s P\, d\sigma = \frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} + z_e - z_s$$

$$+ \frac{1}{g}\left[P_e\,\sigma(P_e\,\theta_e) - P_s\,\sigma(P_s\,\theta'_s)\right] + \frac{1}{g}\int_e^s P\, d\sigma$$

Ici encore, nous prendrons un volume spécifique σ_0 de référence et nous mettrons H_n sous la forme :

$$H_n = \frac{\sigma_0}{g}(P_e - P_s)(1 - \beta) + \frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} + z_e - z_s \qquad (9)$$

en posant :

$$\beta = \frac{\sigma_0 - \sigma_e}{\sigma_0} + \frac{P_s(\sigma'_s - \sigma_e)}{\sigma_0(P_e - P_s)} - \frac{1}{\sigma_0(P_e - P_s)}\int_e^s P\, d\sigma$$

Notons que dans les conditions industrielles usuelles ($0 < \theta_e < 20°$ C, $P_e < 150$ kg/cm^2) :

$$\theta_e - \theta'_s = \left(\frac{T}{C_p}\frac{\partial\sigma}{\partial T}\right)_{moy}(P_e - P_s) < 0{,}3°\ \text{C}$$

Par suite : $\dfrac{P_s\,|\sigma'_s - \sigma_e|}{\sigma_0(P_e - P_s)}$

inférieur à $5\,10^{-5}$ est négligeable et :

$$\frac{1}{\sigma_0(P_e - P_s)}\int_e^s P\, d\sigma$$

ne diffère de :

$$\frac{1}{\sigma_0(P_e - P_s)}\int_{P_e}^{P_s} P\left(\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right)_{(\theta = \theta_e)} dP$$

que d'une quantité de l'ordre de 10^{-4}.

L'expression de β se réduit donc à :

$$\beta = \frac{\sigma_0 - \sigma_e}{\sigma_0} - \frac{1}{\sigma_0(P_e - P_s)}\int_{P_e}^{P_s} P\left(\frac{\partial\sigma}{\partial P}\right)_{(\theta = \theta_e)} dP \qquad (10)$$

REMARQUE. — Dans un système sans pertes hydrauliques ne fournissant aucune énergie à l'extérieur, on a : $H_n = 0$

donc :

$$\frac{V_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\varpi_e} + z_e = \frac{V_s^2}{2g} + \frac{P_s}{\varpi_s} + z_s - \frac{1}{g}\int_{P_e}^{P_s} P\,\frac{\partial\sigma}{\partial P}\, dP$$

On reconnaît l'équation de BERNOULLI établie sans négliger la compressibilité de l'eau.

Dans le cas particulier de l'équilibre hydrostatique (isotherme), l'équation précédente se réduit à :

$$\frac{P_e}{\varpi_e} + z_e = \frac{P_s}{\varpi_s} + z_s - \frac{1}{g}\int_{P_e}^{P_s} P\,\frac{\partial\sigma}{\partial P}\, dP$$

que l'on peut tirer directement de l'équation fondamentale.

$$\frac{dP}{\varpi} = -\,dz$$

7. Définition et expression du rendement

Par définition, le rendement d'une turbine hydraulique est égal à :

$$\rho = \frac{W}{g\,Q\,H_n}$$

Des relations (6) et (9) nous déduisons immédiatement :

$$\rho = \frac{\dfrac{\sigma_0}{g}(P_1 - P_2)(1 - \alpha) + \dfrac{C_{P_2}}{g}(\theta_1 - \theta_2) + z_1 - z_2 + \dfrac{V_1^2 - V_2^2}{2g}}{\dfrac{\sigma_0}{g}(P_e - P_s)(1 - \beta) + z_e - z_s + \dfrac{V_e^2 - V_s^2}{2g}}$$

En général, l'énergie cinétique de l'eau dans les enceintes de mesure est négligeable et nous pourrons laisser de côté les termes $V_1^2/2g$ et $V_2^2/2g$.

REMARQUE. — L'application de cette formule exige la connaissance de V_e et V_s, donc du débit. Elle perdrait donc beaucoup de son intérêt si on ne remarquait pas que $V_e^2/2g$ et $V_s^2/2g$ ne représentent très souvent que quelques % de $(\sigma_0/g)\ P_e$. Par suite, ces termes peuvent être mesurés avec une erreur relative assez forte, ce qui justifie par exemple l'utilisation d'une prise dynamique dont nous verrons la commodité d'emploi ou une mesure élémentaire de puissance électrique et l'application de la relation (6 *bis*).

CAS PARTICULIERS

a) $P_1 = P_2$ (= *pression atmosphérique*) :

On mesure la température de l'eau soutirée en amont de la turbine après détente complète :

$$\rho = \frac{\frac{C_{P_2}}{g}(\theta_1 - \theta_2) + z_1 - z_2}{H_n}$$

C'est la formule qui a été le plus couramment employée par les expérimentateurs. Elle présente l'avantage de ne pas faire intervenir le terme correctif α, qui tient compte en particulier des phénomènes thermiques accompagnant la détente de l'eau. En toute rigueur, on ne peut dans H_n négliger le terme β, mais ce coefficient reste toujours très faible.

Par contre, elle exige une mesure précise de $\theta_1 - \theta_2$ et une connaissance exacte de C_{P_2} (qui peut varier en fonction de la température et des impuretés de l'eau).

b) $\theta_1 = \theta_2$:

On réalise une détente partielle de l'eau soutirée de la conduite forcée de manière à la ramener à la même température que l'eau prélevée dans le canal de fuite :

$$\rho = \frac{(P_1 - P_2)(1 - \alpha) + \varpi_0 (z_1 - z_2)}{(P_e - P_s)(1 - \beta) + \varpi_0 \left[\frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} + z_e - z_s\right]}$$

Cette méthode présente plusieurs avantages :

- Les mesures de température se réduisent à une mesure de zéro;
- La valeur de la chaleur spécifique de l'eau n'intervient plus;
- Des variations du poids spécifique de l'eau ϖ_0 (dues à la présence d'impuretés) n'affectent que les termes correctifs α et β et les termes en général secondaires :

$$z_1 - z_2,\ \frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} \quad \text{et} \quad z_e - z_s$$

et n'altèrent pas les termes principaux qui sont les pressions directement mesurées (*).

c) DÉTENDEUR :

Un détendeur étant un appareil de rendement nul, l'élévation de la température au cours de la détente est :

$$\theta_2 - \theta_1 = \frac{\sigma_0 (P_1 - P_2)(1 - \alpha) + g (z_1 - z_2)}{C_{P_2}}$$

Cette relation peut en particulier être utilisée pour tarer les appareils de mesure de température dans des conditions expérimentales données. Réciproquement elle pourrait théoriquement être utilisée pour mesurer des différences de pression et en particulier pour le calcul de la hauteur de chute nette.

Enfin, en résolvant par rapport à α, nous obtenons l'expression :

$$\alpha = 1 - \frac{C_{P_2}(\theta_2 - \theta_1) + g (z_2 - z_1)}{\sigma_0 (P_1 - P_2)}$$

qui pourrait être utilisée pour la mesure directe de α sous réserve d'effectuer les mesures de pression et de différence de température avec une grande précision.

8. Formules et valeurs numériques

Rappelons l'expression générale du rendement :

$$\rho = \frac{\frac{\sigma_0}{g}(P_1 - P_2)(1 - \alpha) + \frac{C_{P_2}}{g}(\theta_1 - \theta_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + z_1 - z_2}{\frac{\sigma_0}{g}(P_e - P_s)(1 - \beta) + \frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} + z_e - z_s}$$

Sauf peut-être dans quelques cas exceptionnels, la sortie de la turbine et l'enceinte de mesure aval sont à la pression atmosphérique et l'énergie cinétique de l'eau dans les enceintes de mesure est négligeable.

En désignant par :

P : la pression relative par rapport à la pression atmosphérique (en kg/cm²),

(*) Certains des avantages de cette méthode ont été signalés par MM. BARBILLON et GAILLARD (R.G.E., *op. cit.*).

C : la chaleur spécifique de l'eau à la pression atmosphérique (en μ th/gr),

et en exprimant :

$$\sigma_0 \text{ en cm}^3/\text{gr}$$

$$\theta \text{ en } ^\circ\text{C}$$

$$z \text{ et } V^2/2\,g \text{ en m}$$

nous obtenons :

$$\rho = \frac{10\,\sigma_0\,P_1\,(1 - \alpha) + 427\,C\,(\theta_1 - \theta_2) + z_1 - z_2}{10\,\sigma_0\,P_e\,(1 - \beta) + \dfrac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} + z_e - z_s}$$

Nous prendrons comme référence σ_0 le volume spécifique de l'eau :

— à 4° C,

— à la pression atmosphérique.

Pour l'eau pure :

$$\sigma_0 = 1$$

et :

$$\rho = \frac{10\,P_1\,(1 - \alpha) + 427\,C\,(\theta_1 - \theta_2) + z_1 - z_2}{10\,P_e\,(1 - \beta) + \dfrac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} + z_e - z_s}$$

Dans la zone d'utilisation industrielle, C ne varie que de quelques millièmes, aussi peut-on prendre $C = 1$ quand $427\,C\,(\theta_1 - \theta_2)$ est faible devant $10\,P_1\,(1 - \alpha)$.

Si, au contraire, $427\,C\,(\theta_1 - \theta_2)$ est le terme principal, il peut être bon de tenir compte des variations de C avec la température.

Toujours dans le cas de l'eau pure, les valeurs de α *et* β sont données sur les figures 2 et 3. Elles ont été calculées à partir des résultats publiés par les auteurs suivants :

BARBAUDY :

Traité de chimie générale (Paul PASCAL).

Valeurs de σ et de $\dfrac{\partial\sigma}{\partial T}$ à la pression atmosphérique.

AMAGAT et DECOMBES :

Constantes physiques de l'eau (CHENAIS).

Valeurs de $\dfrac{\partial\sigma}{\partial T}$ pour 100 et 500 kg/cm².

Valeurs de $\dfrac{\partial\sigma}{\partial P}$ moyen 1/100 kg/cm² et 100/200 kg/cm².

DAUGHERTY :

Constantes physiques de l'eau (CHENAIS).

Valeurs du coefficient « vrai » $\dfrac{\partial\sigma}{\partial P}$ à 0 et 20° C.

REMARQUES. — *a*) Rappelons que la valeur du rendement est le quotient de deux expressions complètement indépendantes :

— Le numérateur :

$10\,P_1\,(1 - \alpha) + 427\,C\,(\theta_1 - \theta_2) + z_1 - z_2$ dans le cas de l'eau pure, qui est mesuré entre deux sections quelconques en amont et en aval de la turbine. Dans ces sections (Σ_A) et (Σ_B), il suffit que l'énergie totale $u + gH$ de l'eau soit constante. Ces sections peuvent en particulier présenter de grandes vitesses et des anomalies locales d'énergie hydraulique si ces dernières sont compensées par un échauffement local.

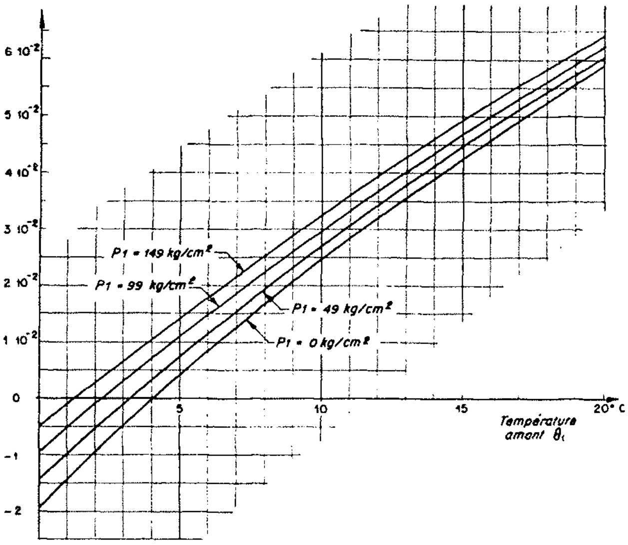


FIG. 2. — Valeur de α.

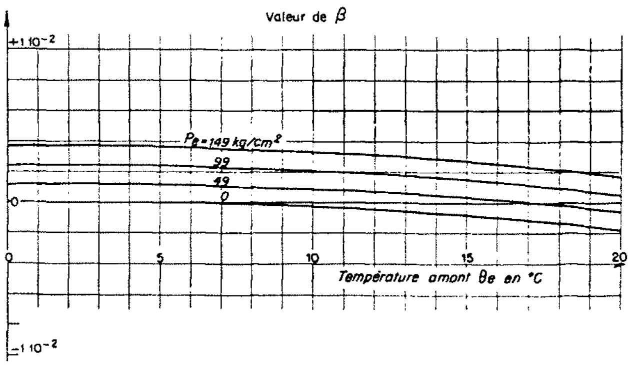


FIG. 3. — Valeur de β.

— Le dénominateur :

$$10\, P_e (1 - \beta) + \frac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} + z_e - z_s$$

qui doit être mesuré entre les sections d'entrée et de sortie de la turbine. Dans ces sections (Σ_e) et (Σ_s) l'énergie hydraulique H doit être constante, ce qui exclut pratiquement les grandes vitesses et le voisinage de singularités.

(Σ_A) et (Σ_B) peuvent évidemment coïncider avec (Σ_e) et (Σ_s).

b) La méthode thermométrique fait intervenir dans le calcul de la hauteur de chute nette les variations du poids spécifique de l'eau alors que ce terme n'apparaît pas dans les mesures par moulinets. En effet, quand les moulinets sont placés dans la conduite forcée, ils mesurent le débit volumétrique Q_v à l'entrée de la turbine. L'énergie hydraulique est égale à :

$$\varpi_e\, Q_v \left[\frac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} + \frac{P_e}{\varpi_e} - \frac{P_s}{\varpi_s} + z_e - z_s\right]$$

$$= Q_v \left[P_e + \varpi_e \left(\frac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} - \frac{P_s}{\varpi_s} + z_e - z_s\right)\right]$$

P_e étant en général le terme prépondérant, on peut négliger les variations de ϖ.

Par contre, si on effectue les mesures dans le canal de fuite de la turbine, la puissance hydraulique a pour expression :

$$\varpi_s\, Q_v \left(\frac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} + \frac{P_e}{\varpi_e} - \frac{P_s}{\varpi_s} + z_e - z_s\right)$$

$$= Q_v \left[\frac{\varpi_s}{\varpi_e} P_e + \varpi_s \left(\frac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} - \frac{P_s}{\varpi_s} + z_e - z_s\right)\right]$$

et les variations de poids spécifique interviennent au même titre que dans la méthode thermométrique.

9. Généralisation

Nous avons établi les formules précédentes en supposant schématiquement que les vitesses, les pressions et les températures sont uniformes dans les sections d'entrée et de sortie.

Examinons maintenant le cas pratique.

a) *Détermination de* H_n *:*

L'évaluation de la hauteur de chute nette quand les vitesses et les pressions ne sont pas uniformes dans les sections d'entrée (Σ_e) et de sortie (Σ_s) n'est pas un problème particulier à la méthode thermométrique. Il s'est posé et a été traité à l'occasion de l'étude des autres méthodes de mesure du rendement (*).

b) *Calcul de* W/Q :

L'expérience semble montrer que l' « énergie totale » $u + g$H de l'eau ne varie généralement que très peu dans une section (Σ_A) de la conduite forcée. Cette remarque s'applique même à des sections présentant certaines singularités car des pertes de charge locales s'accompagnant d'échauffements locaux.

Il en est généralement de même à la sortie de la turbine. Cependant, dans certains cas exceptionnels (en particulier prélèvements très près de la roue pour étudier en détail le fonctionnement de la turbine et « localiser » les pertes), on peut rencontrer des hétérogénéités d'énergie totale relativement importantes. Dans ce cas, il est facile de démontrer que l'expression trouvée pour le rendement est toujours valable à condition d'effectuer la moyenne pondérée des mesures relatives aux divers points de la section, le coefficient de pondération étant égal à V/V_s (V_s : vitesse moyenne).

Il n'est pas nécessaire de connaître ce coefficient de pondération avec une grande précision car il n'intervient en réalité que comme terme correctif (**).

10. Phénomènes susceptibles d'introduire des erreurs dans l'application de la méthode thermométrique

A) Impuretés de l'eau

La présence d'impuretés en solution ou en suspension modifie les constantes physiques de l'eau. Mais nous avons vu que, si l'on emploie la méthode de détente partielle, ces variations (elles-mêmes relativement faibles) ne portent que sur des termes en général secondaires.

A titre indicatif, prenons le cas d'une eau à 10° sous 10 kg/cm² dont 1 % du volume est constitué par du sable en suspension ($d = 2{,}5$). Son poids spécifique ϖ_0 est augmenté de 1,5 %. D'autre part, α égal à $2{,}5 . 10^{-2}$ pour de l'eau pure ne varie que d'une quantité négligeable. Enfin β est pratiquement nul.

Si les termes $(V^2/2\,g) + z$ représentent 10 % de la chute, la présence du sable en suspension peut introduire une erreur sur le rendement de l'ordre de 0,15 %, donc très faible.

(*) Cf. en particulier le code d'essai relatif aux mesures par moulinets.

(**) Nous supposons implicitement que la vitesse est perpendiculaire à la section étudiée. S'il n'en était pas ainsi, il faudrait introduire l'angle de cette vitesse avec la normale à la section.

Nous avons pu vérifier expérimentalement ce résultat à l'usine de Saint-Martin (essais du 23 juillet 1953). En cours d'essai, avec une eau très claire, un éboulement sur une berge de la rivière a provoqué un afflux massif de sable en suspension sans qu'on ait pu mettre en évidence une anomalie dans les indications de la méthode (*).

B) ECHANGES THERMIQUES AVEC L'EXTÉRIEUR

La température de l'usine étant en général supérieure à celle de l'eau, on peut craindre un échauffement de l'eau traversant la turbine :

— par conduction, convection et rayonnement.

Le flux de chaleur reçu de l'extérieur par l'eau peut être mis en première approximation sous la forme :

$$q = AS(\theta_u - \theta)$$

S : surface d'échange,

θ_u : température de l'usine,

θ : température de l'eau,

A : coefficient global de transmission,

— par condensation de l'eau sur les parties métalliques de la turbine.

En adoptant pour valeur de A : 10 watts/m²/°C, nous avons été conduits, pour les turbines que nous avons étudiées, à un échauffement négligeable. Mais nous manquons pour l'instant de données précises sur ces échanges et c'est la concordance de la méthode thermométrique avec les autres méthodes de mesure qui nous autorise actuellement à ne pas tenir compte de ce terme.

C) CHANGEMENTS D'ÉTAT DE L'EAU

Dans une turbine hydraulique, on peut avoir une vaporisation locale de l'eau; les bulles de vapeur ainsi formées disparaissent d'ailleurs rapidement : c'est le phénomène de la cavitation.

Ces changements d'état n'interviennent dans l'application du principe de la conservation de l'énergie que par la variation d'énergie interne qui les accompagne. Par suite, ils n'affectent pas les mesures à la sortie de la turbine, après condensation complète de la vapeur. Par contre, des mesures dans la zone de cavitation peuvent être complètement faussées. A l'usine de Val Beneyte par exemple (**), des prélèvements d'eau effectués immédiatement sous la roue nous conduisaient à un rendement de la turbine voisin de 1 alors que les mesures à la sortie de l'aspirateur étaient correctes.

(*) Dans ce cas, il est vrai que $(V^2/2g) + z$ ne représentait que 1 % de la chute.

(**) Turbine Francis à axe vertical.

D) DÉGAZAGE ET DISSOLUTION DU GAZ (*)

L'eau contient généralement une certaine quantité de gaz dissous. Or, au cours de son passage dans la turbine, cette eau subit des variations de pression qui, modifiant les concentrations de saturation, peuvent provoquer la désorption ou la dissolution de certains gaz, phénomène qui s'accompagne d'une absorption ou d'un dégagement de chaleur, d'où refroidissement ou échauffement de l'eau.

Parmi les gaz susceptibles d'être rencontrés industriellement en quantités notables, nous distinguerons :

— l'oxygène et l'azote qui sont toujours présents en quantités variables,

— le méthane et l'hydrogène sulfurée dont la présence n'est qu'exceptionnelle.

a) OXYGÈNE ET AZOTE :

On imagine très difficilement (**) que l'eau puisse se trouver en contact avec d'importantes quantités d'air sous pression. Il nous suffit donc d'envisager les concentrations de saturation données dans le tableau ci-dessous.

Quantités de gaz dissous à la saturation dans 1 litre d'eau en présence d'air à la pression atmosphérique

Température °C	*Azote* cm³-0°C - 760 mm Hg	*Oxygène* cm³-0°C - 760 mm Hg
0	18,8	9,8
10	14,9	7,6
20	12,4	6,2

Nous noterons qu'en première approximation, les quantités d'azote et d'oxygène dissous sont proportionnelles aux pressions partielles de ces gaz (loi de HENRY), ce qui permet de calculer les concentrations de saturation dans d'autres conditions expérimentales.

Sachant que la dissolution de 1 cm³ d'azote et de 1 cm³ d'oxygène dégagent respectivement 0,14

(*) Les éléments de ce paragraphe nous ont été communiqués par M. WEIL, professeur à la Faculté de Grenoble.

(**) Comme exemple d'exception, on peut citer l'entraînement d'air par un vortex, suivi d'une mise en charge rapide.

et 0,16 calories (*), on en déduit les variations de température $\Delta\theta$ provoquées par un dégazage (ou regazage) complet de l'eau (**).

Variation de température provoquée par un dégazage complet de l'eau	
Température °C	$\Delta\theta$ en 1/1 000° C
0	4,3
10	3,3
20	2,7

Pratiquement, ces valeurs ne représentent que des limites jamais atteintes. En effet, dans une turbine, on ne peut guère concevoir que trois processus de dégazage ou de regazage :

— L'eau initialement non saturée, dissout de l'air durant son passage dans la turbine (cas en particulier d'une turbine Pelton). Dans tous les cas, la quantité dissoute ne peut être que bien inférieure au maximum ci-dessus.

— L'eau initialement voisine de la saturation est mise momentanément en dépression (aspirateur d'une turbine Francis), dégaze partiellement ou totalement (loi de HENRY) et ne peut redissoudre entièrement les gaz libérés (en raison par exemple de retards au regazage). Ici encore, le phénomène ne peut porter que sur une fraction du maximum soluble.

— L'eau est saturée à une température θ et est portée avant son passage dans la turbine à une nouvelle température θ' sans que l'équilibre air-eau puisse être maintenu (retards, stockage au fond d'une retenue...). Si, par exemple, l'eau de fonte de neige, saturée à 0° C, est stockée dans une retenue assez profonde et portée à 10° C, on calcule qu'il faudrait des siècles pour que les teneurs en oxygène et azote deviennent par diffusion égales aux concentrations de saturation à 10° C. Mais si, dans la turbine, on ramène cette eau à la pression atmosphérique, des bulles de gaz apparaîtront et leur dégagement pourra abaisser la température de l'eau de 1/1.000° C (au maximum).

(*) Valeur moyenne entre 0 et 20° C.
(**) Abaissement de température pour un dégazage, augmentation dans le cas contraire.

b) MÉTHANE ET HYDROGÈNE SULFURÉE :

On ne peut guère rencontrer ces gaz qu'en des points de fermentation (dans des retenues récemment immergées par exemple). Par contre, leurs concentrations peuvent être importantes : en effet, si ces gaz se forment en profondeur, ils se dissolvent aussitôt et on peut atteindre la concentration de saturation correspondant à une pression partielle des gaz égale à la pression régnant à la profondeur considérée.

Un litre d'eau surmonté de gaz sous une pression partielle de 760 mm/Hg peut dissoudre (*) :

— à 0° C, 55,6 cm³ de CH^4 et 4.670 cm³ de H^2S

— à 10° C, 41,8 cm³ de CH^4 et 3.399 cm³ de H^2S

— à 20° C, 33,1 cm³ de CH^4 et 2.582 cm³ de H^2S

La loi de HENRY s'applique à la dissolution du méthane. D'autre part, le dégazage de 1 cm³ de méthane absorbe 0,18 calorie (**).

On peut donc calculer la variation de température imputable au dégazage du méthane dans des conditions expérimentales données.

L'hydrogène sulfurée forme de nombreuses combinaisons avec l'eau, en particulier l'hydrate $H^2S\,6H^2O$ dont la chaleur de formation est de 14.000 calories. La loi de HENRY ne peut lui être appliquée que pour des pressions inférieures à la pression atmosphérique : dans ce cas, le dégazage de 1 cm³ d'hydrogène sulfurée absorbe 0,21 calorie (***).

On voit que le dégazage complet d'une eau saturée en hydrogène sulfurée à 0° et à la pression atmosphérique (pression partielle) entrainerait un abaissement de température de *0,8° C*.

Dans tous les cas (air, CH^4, H^2S) il est possible de mettre en évidence des variations de teneur en gaz dissous en soumettant des échantillons d'eau prélevés en amont et en aval de la turbine à des dégazages sous basse pression (avec un tube manométrique à mercure par exemple) et d'effectuer éventuellement les corrections correspondantes sur les mesures de température (****). Si, exceptionnellement, ces termes correctifs étaient trop importants, il serait peut-être préférable de renoncer à la méthode thermométrique.

(*) Volume mesuré à 0° sous 760 mm Hg.
(**) Pour des températures comprises entre 0 et 20° C.
(***) Pour des températures comprises entre 0 et 20° C.
(****) On remarque en particulier que les chaleurs de dissolution de 1 cm³ des différents gaz étudiés sont comparables, ce qui peut éviter l'analyse chimique du gaz recueilli.

E) RÉGIME NON PERMANENT DES TEMPÉRATURES

Quand la température de l'eau en un point donné de la turbine varie dans le temps, l'expression (11) du rendement cesse théoriquement d'être valable. De plus, pratiquement d'autres phénomènes viennent fausser les mesures. Ce problème sera examiné dans la troisième partie consacrée à la mise en œuvre pratique de la méthode.

RÉSUMÉ

Avec les notations classiques, on peut définir en un point donné et par unité de masse :

— L'énergie hydraulique de l'eau :

$$g\,H = g\left(\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\varpi} + z\right)$$

— L'énergie interne de l'eau :

$$u = u\,(\theta, P)$$

Nous supposerons qu'il n'y a pas libération ou absorption d'énergie par changement d'état ou réaction chimique.

Dans une turbine hydraulique où les échanges calorifiques avec l'extérieur sont négligeables, la variation de l'énergie totale de l'eau :

$$u + g\,H$$

entre l'entrée et la sortie de la turbine est égale à la puissance mécanique développée sur l'arbre par unité de débit :

$$\Delta\,(u + g\,H) = \frac{W}{Q}$$

D'où l'expression du rendement

$$\rho = \frac{W}{g\,Q\,H_n} = \frac{\Delta\,(u + g\,H)}{g\,H_n}$$

H_n étant la hauteur de chute nette.

Le thermodynamique permet le calcul des variations d'énergie interne de l'eau à partir des valeurs numériques de la chaleur spécifique et des coefficients de dilatation et de compressibilité.

De ce calcul, on déduit l'expression du rendement (avec les notations de la figure 4).

$$\rho = \frac{10\,P_1\,(1 - \alpha) + 427\,C\,(\theta_1 - \theta_2) + z_1 - z_2}{10\,P_e\,(1 - \beta) + \dfrac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} + z_e - z_s}$$

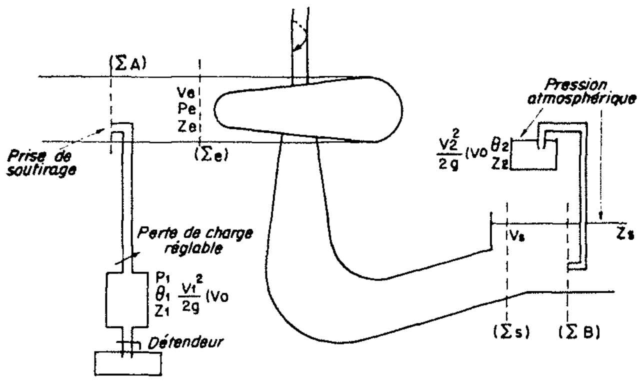
(cas de l'eau pure).

Les valeurs de α et de β sont données sur les figures 2 et 3.

On peut distinguer trois cas particuliers :

a) La méthode de détente totale: $P_1 = 0$. On mesure thermométriquement la totalité de l'énergie fournie par la turbine;

b) La méthode de détente partielle $\theta_1 = \theta_2$. L'évaluation de l'énergie utile est ramenée à l'égalisation de deux températures et à une mesure de pression;



$$\rho = \frac{10\,P_1\,(1 - \alpha) + 427\,C\,(\theta_1 - \theta_2) + z_1 - z_2}{10\,P_e\,(1 - \beta) + \dfrac{V_e^2 - V_s^2}{2\,g} + z_e - z_s}$$

C chaleur spécifique de l'eau (cal/g)
P en kg/cm²
$V^2/2\,g$ et z en m
θ en °C

(Σ A) et (Σ B) sections où l'énergie totale de l'eau $u + gH$ est constante ou varie très peu d'un point à un autre.
(Σ *e*) et (Σ *s*) entrée et sortie de la turbine où l'énergie hydraulique gH est pratiquement constante dans les sections.

FIG. 4. — NOTATIONS

c) Les systèmes n'échangeant aucune énergie avec l'extérieur. Leur rendement est nul et les variations de température sont données par l'équation :

$$427\,C\,(\theta_2 - \theta_1) = 10\,P_1\,(1 - \alpha) + z_1 - z_2$$

Les mesures thermométriques peuvent être rendues pratiquement indépendantes des impuretés de l'eau et de la cavitation. Les dégazages et dissolutions de gaz peuvent nécessiter l'introduction de termes correctifs.

Enfin des variations rapides de température dans le temps peuvent fausser grossièrement les mesures.

(A suivre.)