

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE
NORME DE LA CEI

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION
IEC STANDARD

Publication 607

Première édition — First edition
1978

**Méthode thermodynamique de mesure du rendement des turbines,
pompes d'accumulation et pompes-turbines hydrauliques**

**Thermodynamic method for measuring the efficiency
of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines**



Droits de reproduction réservés — Copyright - all rights reserved

Bureau Central de la Commission Electrotechnique Internationale

1, rue de Varembe
Genève, Suisse

Révision de la présente publication

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu par la Commission afin d'assurer qu'il reflète bien l'état actuel de la technique.

Les renseignements relatifs à ce travail de révision, à l'établissement des éditions révisées et aux mises à jour peuvent être obtenus auprès des Comités nationaux de la CEI et en consultant les documents ci-dessous:

- **Bulletin de la CEI**
- **Rapport d'activité de la CEI**
Publié annuellement
- **Catalogue des publications de la CEI**
Publié annuellement

Terminologie

En ce qui concerne la terminologie générale, le lecteur se reportera à la Publication 50 de la CEI: Vocabulaire Electrotechnique International (V.E.I.), qui est établie sous forme de chapitres séparés traitant chacun d'un sujet défini, l'Index général étant publié séparément. Des détails complets sur le V.E.I. peuvent être obtenus sur demande.

Les termes et définitions figurant dans la présente publication ont été soit repris du V.E.I., soit spécifiquement approuvés aux fins de cette publication.

Symboles graphiques et littéraux

Pour les symboles graphiques, symboles littéraux et signes d'usage général approuvés par la CEI, le lecteur consultera:

- la Publication 27 de la CEI: Symboles littéraux à utiliser en électrotechnique;
- la Publication 117 de la CEI: Symboles graphiques recommandés.

Les symboles et signes contenus dans la présente publication ont été soit repris des Publications 27 ou 117 de la CEI, soit spécifiquement approuvés aux fins de cette publication.

Autres publications de la CEI établies par le même Comité d'Etudes

L'attention du lecteur est attirée sur la page 3 de la couverture, qui énumère les autres publications de la CEI préparées par le Comité d'Etudes qui a établi la présente publication.

Revision of this publication

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC, thus ensuring that the content reflects current technology.

Information on the work of revision, the issue of revised editions and amendment sheets may be obtained from IEC National Committees and from the following IEC sources:

- **IEC Bulletin**
- **Report on IEC Activities**
Published yearly
- **Catalogue of IEC Publications**
Published yearly

Terminology

For general terminology, readers are referred to IEC Publication 50: International Electrotechnical Vocabulary (I.E.V.), which is issued in the form of separate chapters each dealing with a specific field, the General Index being published as a separate booklet. Full details of the I.E.V. will be supplied on request.

The terms and definitions contained in the present publication have either been taken from the I.E.V. or have been specifically approved for the purpose of this publication.

Graphical and letter symbols

For graphical symbols, and letter symbols and signs approved by the IEC for general use, readers are referred to:

- IEC Publication 27: Letter symbols to be used in electrical technology;
- IEC Publication 117: Recommended graphical symbols.

The symbols and signs contained in the present publication have either been taken from IEC Publications 27 or 117, or have been specifically approved for the purpose of this publication.

Other IEC publications prepared by the same Technical Committee

The attention of readers is drawn to the inside of the back cover, which lists other IEC publications issued by the Technical Committee which has prepared the present publication.

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE
NORME DE LA CEI

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION
IEC STANDARD

Publication 607
Première édition — First edition
1978

**Méthode thermodynamique de mesure du rendement des turbines,
pompes d'accumulation et pompes-turbines hydrauliques**

**Thermodynamic method for measuring the efficiency
of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines**



Droits de reproduction réservés — Copyright - all rights reserved

Aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'éditeur.

No part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from the publisher.

Bureau Central de la Commission Electrotechnique Internationale
1, rue de Varembe
Genève, Suisse

SOMMAIRE

	Pages
PRÉAMBULE	4
PRÉFACE	4
Articles	
1. Objet et domaine d'application	6
1.1 But de la norme	6
1.2 Exclusions et limites	6
1.3 Principe	6
2. Terminologie, définitions, symboles, unités	8
3. Procédés de mesure de l'énergie mécanique massique	12
3.1 Généralités	12
3.2 Mode opératoire « direct »	14
3.3 Mode opératoire par « détente partielle »	14
3.4 Procédé de détente pour l'étalonnage du thermomètre	16
4. Détermination de l'énergie hydraulique massique	16
5. Appareillage	16
5.1 Mesures principales	16
5.2 Mesures auxiliaires	20
6. Conditions pour l'exécution des mesures — termes correctifs	20
6.1 Sections de mesure et conditions des « échantillonnages »	20
6.2 Dispositions particulières de l'écoulement	24
6.3 Instabilité d'énergie totale à l'entrée	24
6.4 Echanges parasites	26
6.5 Limite des corrections	28
6.6 Conditions défavorables pour certains régimes	28
7. Précision des mesures	30
7.1 Estimation de l'erreur due à la détermination des grandeurs principales $(f_{em})_1$	30
7.2 Estimation de l'erreur sur les corrections dues aux phénomènes secondaires $(f_{em})_2$	32
7.3 Erreurs dues au défaut d'exploration de l'écoulement $(f_{em})_3$	32
Commentaires sur l'origine des valeurs des propriétés thermodynamiques de l'eau	34
TABEAU I: Valeurs du volume massique de l'eau v	36
TABEAU II: Valeurs du facteur isotherme a	38
TABEAU III: Valeurs de la chaleur massique c_p	40

CONTENTS

	Page
FOREWORD	5
PREFACE	5
Clause	
1. Object and scope	7
1.1 Purpose of the standard	7
1.2 Excluded topics and limitations	7
1.3 Principle	7
2. Terms, definitions, symbols, units	9
3. Procedure for measurement of mechanical energy per unit mass	13
3.1 General	13
3.2 "Direct" operating procedure	15
3.3 "Partial expansion" operating procedure	15
3.4 Expansion procedure for thermometer calibration	17
4. Determination of hydraulic energy per unit mass	17
5. Apparatus	17
5.1 Main measurements	17
5.2 Auxiliary measurements	21
6. Conditions for taking measurement — Corrective terms	21
6.1 Measuring sections and "sampling" conditions	21
6.2 Particular flow arrangements	25
6.3 Instability of total energy at inlet	25
6.4 Extraneous exchanges	27
6.5 Limitation of corrections	29
6.6 Unfavourable conditions for some systems	29
7. Precision of measurements	31
7.1 Estimation of error due to determination of the main terms $(f_{e_m})_1$	31
7.2 Estimation of error in corrections due to secondary phenomena $(f_{e_m})_2$	33
7.3 Errors due to faulty exploration of flow distribution $(f_{e_m})_3$	33
Comments on the origin of the values for the thermodynamic properties of water	35
TABLE I: Values of the volume of water per unit mass v	36
TABLE II: Values of the isothermal factor α	38
TABLE III: Values for heat per unit mass c_p	40

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

**MÉTHODE THERMODYNAMIQUE DE MESURE DU RENDEMENT
DES TURBINES, POMPES D'ACCUMULATION
ET POMPES-TURBINES HYDRAULIQUES**

PRÉAMBULE

- 1) Les décisions ou accords officiels de la CEI en ce qui concerne les questions techniques, préparés par des Comités d'Etudes où sont représentés tous les Comités nationaux s'intéressant à ces questions, expriment dans la plus grande mesure possible un accord international sur les sujets examinés.
- 2) Ces décisions constituent des recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux.
- 3) Dans le but d'encourager l'unification internationale, la CEI exprime le vœu que tous les Comités nationaux adoptent dans leurs règles nationales le texte de la recommandation de la CEI, dans la mesure où les conditions nationales le permettent. Toute divergence entre la recommandation de la CEI et la règle nationale correspondante doit, dans la mesure du possible, être indiquée en termes clairs dans cette dernière.

PRÉFACE

La présente norme a été établie par le Comité d'Etudes N° 4 de la CEI: Turbines hydrauliques.

Un premier projet fut discuté lors de la réunion tenue à Munich en 1973. Un autre projet fut diffusé en juin 1974. A la suite de la réunion tenue à Tokyo en 1975, un projet, document 4 (Bureau Central)33, fut soumis à l'approbation des Comités nationaux suivant la Règle des Six Mois en septembre 1975.

Les pays suivants se sont prononcés explicitement en faveur de la publication:

Afrique du Sud (République d')	Italie
Allemagne	Japon
Australie	Norvège
Autriche	Roumanie
Belgique	Royaume-Uni
Bulgarie	Suède
Canada	Suisse
Egypte	Tchécoslovaquie
Espagne	Turquie
France	Union des Républiques
Hongrie	Socialistes Soviétiques

La présente publication sera ultérieurement incorporée à la révision des publications 41 et 198 de la CEI, actuellement à l'étude.

Autres publications de la CEI citées dans la présente norme:

- Publications n°s 41: Code international concernant les essais de réception sur place des turbines hydrauliques.
198: Code international concernant les essais de réception sur place des pompes d'accumulation.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

**THERMODYNAMIC METHOD FOR MEASURING
THE EFFICIENCY OF HYDRAULIC TURBINES,
STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES**

FOREWORD

- 1) The formal decisions or agreements of the IEC on technical matters, prepared by Technical Committees on which all the National Committees having a special interest therein are represented, express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the subjects dealt with.
- 2) They have the form of recommendations for international use and they are accepted by the National Committees in that sense.
- 3) In order to promote international unification, the IEC expresses the wish that all National Committees should adopt the text of the IEC recommendation for their national rules in so far as national conditions will permit. Any divergence between the IEC recommendation and the corresponding national rules should, as far as possible, be clearly indicated in the latter.

PREFACE

This standard has been prepared by IEC Technical Committee No. 4, Hydraulic Turbines.

A first draft was discussed at the meeting held in Munich in 1973. A further draft was circulated in June 1974. As a result of the meeting held in Tokyo in 1975, a draft, Document 4(Central Office)33, was submitted to the National Committees for approval under the Six Months' Rule in September 1975.

The following countries voted explicitly in favour of publication:

Australia	Japan
Austria	Norway
Belgium	Romania
Bulgaria	South Africa (Republic of)
Canada	Spain
Czechoslovakia	Sweden
Egypt	Switzerland
France	Turkey
Germany	Union of Soviet
Hungary	Socialist Republics
Italy	United Kingdom

This publication will be later incorporated in the revisions of IEC Publications 41 and 198, at present under consideration.

Other IEC publications quoted in this standard:

- Publications Nos. 41: International Code for the Field Acceptance Tests of Hydraulic Turbines.
198: International Code for the Field Acceptance Tests of Storage Pumps.

MÉTHODE THERMODYNAMIQUE DE MESURE DU RENDEMENT DES TURBINES, POMPES D'ACCUMULATION ET POMPES-TURBINES HYDRAULIQUES

1. Objet et domaine d'application

1.1 But de la norme

La présente norme sert de base à l'exécution des mesures sur les turbines, les pompes d'accumulation et les pompes-turbines hydrauliques, et au calcul de leur rendement dans le cas de l'application de la méthode thermodynamique. Cette méthode a pour fondement l'évaluation de l'énergie massique de l'eau cédée à l'arbre de la turbine ou reçue par l'eau de l'arbre de la pompe. Cette évaluation peut être faite par des mesures des grandeurs de fonctionnement (pression, température, vitesse et niveau) et à partir des propriétés thermodynamiques de l'eau.

Cette norme peut être utilisée pour les essais de réception ou pour tout autre essai de rendement.

1.2 Exclusions et limites

Les aspects technologiques de l'appareillage ont été traités d'une façon générale parce que les appareillages actuellement disponibles sont sensiblement différents entre eux et peuvent être déclassés à l'avenir.

La seule contrainte imposée à l'appareillage est de satisfaire aux conditions stipulées dans la présente norme (précision, échanges de chaleur, etc.).

Les défauts d'uniformité des grandeurs mesurées dans les sections d'entrée et de sortie de la machine, les possibilités des appareillages de mesure et l'importance relative des termes correctifs ayant pour origine les imperfections des conditions de mesures limitent l'emploi de la méthode au domaine des hauteurs de chute ou d'élévation supérieures à 100 m; cependant, cette limite pourrait être abaissée au-dessous de cette valeur dans des conditions très favorables et sous réserve d'une analyse particulière de la précision des mesures.

1.3 Principe

La méthode thermodynamique résulte de l'application du principe de la conservation de l'énergie (premier principe de la thermodynamique) au transfert d'énergie entre la machine et l'eau qui la traverse.

Cette application, faite dans le cas du fonctionnement réel, donne la possibilité d'exprimer l'énergie massique cédée à l'arbre (turbine) ou reçue de lui (pompe) à partir des grandeurs mesurées (pression, température, vitesse, niveau) et des propriétés thermodynamiques de l'eau. Cette énergie est désignée par « énergie mécanique massique » (voir le paragraphe 2.2 et l'article 3).

Cette même application, faite dans le cas du fonctionnement idéal, c'est-à-dire ne donnant lieu à aucune perte par frottement dans l'écoulement (et en supposant les mêmes conditions de pression à l'entrée et à la sortie de la machine et la même température à l'entrée que dans le fonctionnement réel), permet de calculer l'énergie massique qui aurait été cédée à l'arbre (turbine) ou reçue de lui (pompe) dans le fonctionnement idéal. Cette énergie ne dépend que des propriétés de l'eau et des caractéristiques de l'installation hydroélectrique. Elle est désignée par « énergie hydraulique massique » (voir le paragraphe 2.1 et l'article 4).

THERMODYNAMIC METHOD FOR MEASURING THE EFFICIENCY OF HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES

1. Object and scope

1.1 Purpose of the standard

This standard serves as a basis for the measurements to be made on hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines and for the computation of their efficiency applying the thermodynamic method. This method is based on the evaluation of the energy per unit mass of water delivered to a turbine shaft or received by water from a pump shaft. It may be determined by measurements of the performance variables (pressure, temperature, velocity and level) and from the thermodynamic properties of water.

This standard may be used for acceptance tests or for any other efficiency test.

1.2 Excluded topics and limitations

Technological aspects of instrumentation have been dealt with in a general way taking into account the fact that the apparatus presently available varies widely and may possibly become obsolete in the future.

The only requirements of instruments are to satisfy conditions stipulated in this standard (accuracy, heat exchange, etc.).

Due to the lack of uniformity in values measured at the inlet and outlet sections of the machines, the limitations of measuring equipment and the relatively high magnitude of the corrective terms originating from the imperfect measuring conditions, the scope of this method is limited and it can only be used for heads in excess of 100 m. However, under highly favourable conditions, the range could be extended to cover lower heads subject to an analysis of the accuracy of the measurements.

1.3 Principle

The thermodynamic method results from the application of the principle of conservation of energy (first law of thermodynamics) to a transfer of energy between water and the machine through which it is flowing.

In the case of actual machine operation, the energy per unit mass delivered to a turbine shaft or received by water from a pump shaft may be determined by measurement of the performance variables (pressure, temperature, velocity and level) and from the thermodynamic properties of water. This exchange of energy will be referred to as “mechanical energy per unit mass” (see Sub-clause 2.2 and Clause 3).

In the case of ideal operation, i.e. frictionless flow (assuming identical pressures at the inlet and at the outlet and an identical temperature at the *inlet* as in actual operation), the same application can be used for calculating the ideal energy per unit mass delivered to a turbine shaft or received from a pump shaft. Such energy is dependent solely upon the properties of the water and the characteristics of the hydroelectric plant. It is referred to as “hydraulic energy per unit mass” (see Sub-Clause 2.1 and Clause 4).

L'usage des deux valeurs d'énergies massiques, calculées comme ci-dessus, dispense de la mesure du débit comme grandeur principale.

Le principe énoncé ci-dessus suppose que toutes les pertes de la machine hydraulique sont évacuées par l'eau de l'écoulement. En réalité, les pertes par frottement dans les paliers peuvent être évacuées de façon différente. Dans ce cas, l'énergie mécanique massique est corrigée en conséquence (voir le paragraphe 2.4).

2. Terminologie, définitions, symboles, unités

Termes		Définitions	Symboles	Unités
2.1	Energie hydraulique massique ¹⁾	Energie par unité de masse cédée à l'arbre de la turbine ou reçue de l'arbre de la pompe dans le cas du fonctionnement idéal de la machine $e_h = \bar{v}(p_1 - p_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$ Les points de mesure pour la détermination de e_h sont repérés: 1', 2', etc. (voir la figure 1, page 12)	e_h	$J \cdot kg^{-1}$
2.2	Energie mécanique massique ¹⁾	Energie par unité de masse cédée à l'arbre de la turbine ou reçue de l'arbre de la pompe dans le cas du fonctionnement réel $e_m = \bar{v}(p_{1-1} - p_{2-1}) + \bar{c}_p(T_{1-1} - T_{2-1}) + \frac{V_{1-1}^2 - V_{2-1}^2}{2} + g(z_{1-1} - z_{2-1}) + \Delta e_m$ Les points de mesure pour la détermination de e_m sont repérés: 1, 1-1, 2, 2-1, etc. (voir la figure 1)	e_m	$J \cdot kg^{-1}$
2.3	Terme d'énergie correctif dû aux phénomènes secondaires	Δe_m est calculé selon les recommandations données à l'article 6	Δe_m	$J \cdot kg^{-1}$
2.4	Energie massique correspondant aux pertes contractuelles	Energie massique correspondant aux pertes contractuelles à la charge de la machine hydraulique mais non évacuées par l'eau entre les sections de mesure (par exemple perte dans les paliers le cas échéant)	e_x	$J \cdot kg^{-1}$
2.5	Rendement de la machine	Pour une turbine: $\eta = \frac{e_m - e_x}{e_h}$ Pour une pompe: $\eta = \frac{e_h}{e_m + e_x}$		
2.6	Pression	Pression comptée au-dessus de la pression atmosphérique	p	P_a

¹⁾ L'usage des « énergies par unité de masse » est préférable parce qu'il offre la plus grande généralité. Il est possible cependant de raisonner en énergies rapportées au poids de l'eau, c'est-à-dire en « hauteurs » propres à l'installation considérée. Le passage des grandeurs exprimant les énergies massiques aux hauteurs se fait en divisant les premières par g , valeur moyenne de l'accélération de la pesanteur entre les niveaux extrêmes de l'installation.

The need to measure mass rate of flow is eliminated by using the two values of energy per unit mass calculated as above.

The above principle presupposes that all losses in hydraulic machines are dissipated in the flow. In actual operation, friction losses in the bearings may be dissipated differently. In this case, a corresponding correction is made to mechanical energy per unit mass (see Sub-Clause 2.4).

2. Terms, definitions, symbols, units

Term	Definition	Sym- bol	Unit
2.1 Hydraulic energy per unit mass ¹⁾	The energy per unit mass delivered to a turbine shaft or received from a pump shaft in the case of ideal machine operation $e_h = \bar{v}(p_1 - p_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$ The measurement points for determining e_h are marked: 1', 2', etc. (see Figure 1, page 13)	e_h	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.2 Mechanical energy per unit mass ¹⁾	The energy per unit mass delivered to a turbine shaft or received from a pump shaft in the case of actual operation $e_m = \bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1}) + c_p(T_{1-1} - T_{2-1}) + \frac{V_{1-1}^2 - V_{2-1}^2}{2} + g(z_{1-1} - z_{2-1}) + \Delta e_m$ The measurement points for determining e_m are marked: 1, 1-1, 1-2, 2-1, etc. (see Figure 1)	e_m	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3 Corrective term for energy due to secondary phenomena	Δe_m is calculated according to the recommendations given in Clause 6	Δe_m	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.4 Energy per unit mass corresponding to contractual losses	Energy per unit mass corresponding to contractual losses in the hydraulic machine which are not removed by water between the measuring sections (e.g. losses through bearings, where applicable)	e_x	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.5 Machine efficiency	For a turbine: $\eta = \frac{e_m - e_x}{e_h}$ For a pump: $\eta = \frac{e_h}{e_m + e_x}$		
2.6 Pressure	Pressure above atmospheric pressure	p	P_a

¹⁾ Use of the term "energy per unit mass" is considered to be preferable to "energy per unit weight" because it offers a more general meaning. Nevertheless, energy per unit weight (i.e. specific head for the installation considered) can be used as a basis. Conversion of numerical values expressing energy per unit mass into head is ensured by dividing the former by g , the mean value for acceleration due to gravity between the extreme levels of the installation.

Termes		Définitions	Symboles	Unités
2.7	Volume massique ¹⁾	$\left(\text{Volume par unité de masse} = \frac{1}{\rho} \right)$	ν	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.8	Température		T	$^{\circ}\text{C}$
2.9	Facteur isotherme ²⁾	Facteur caractérisant une propriété thermodynamique de l'eau	a	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.10	Chaleur massique ³⁾	Chaleur massique à pression constante	c_p	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
2.11	Valeur moyenne de a ⁴⁾	Valeurs de a et c_p correspondant à : $\left\{ \begin{array}{l} \text{la valeur moyenne } \bar{p} \text{ où:} \\ \bar{p} = \frac{p_{1-1} + p_{2-1}}{2} \\ \text{et} \\ \text{la valeur moyenne } \bar{T} \text{ où:} \\ \bar{T} = \frac{T_{1-1} + T_{2-1}}{2} \end{array} \right.$	$\bar{a}$	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.12	Valeur moyenne de c_p ⁴⁾		$\bar{c}_p$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
2.13	Valeur moyenne de ν ⁴⁾	Valeur de ν correspondant à T_1 et à la valeur moyenne $\bar{p}$ où: $\bar{p} = \frac{p_{1-1} + p_{2-1}}{2}$	$\bar{\nu}$	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.14	Vitesse de l'eau		V	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
2.15	Niveau du point de mesure		z	m
2.16	Puissance sur l'arbre	Puissance sur l'arbre correspondant à l'énergie mécanique massique	P_m	W
2.17	Débit-volume	Débit-volume de l'eau turbinée ou pompée en un point déterminé	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.18	Masse volumique	Masse par unité de volume $\left(= \frac{1}{\nu} \right)$	ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^3$
2.19	Accélération de la pesanteur	Accélération de la pesanteur au lieu considéré et au niveau de la centrale	g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

¹⁾ Les valeurs de ν sont données dans le tableau I, page 36.

²⁾ Les valeurs de a sont données dans le tableau II, page 38.

³⁾ Les valeurs de c_p sont données dans le tableau III, page 40.

⁴⁾ L'erreur relative sur e_m ou e_h venant de l'usage des valeurs moyennes $\bar{a}$, $\bar{\nu}$ et $\bar{c}_p$ et non de la valeur des intégrales exactes dans les domaines de pressions 0 à 150 bar et de températures 0 à 30 $^{\circ}\text{C}$ ne dépasse pas $0,5 \times 10^{-4}$.

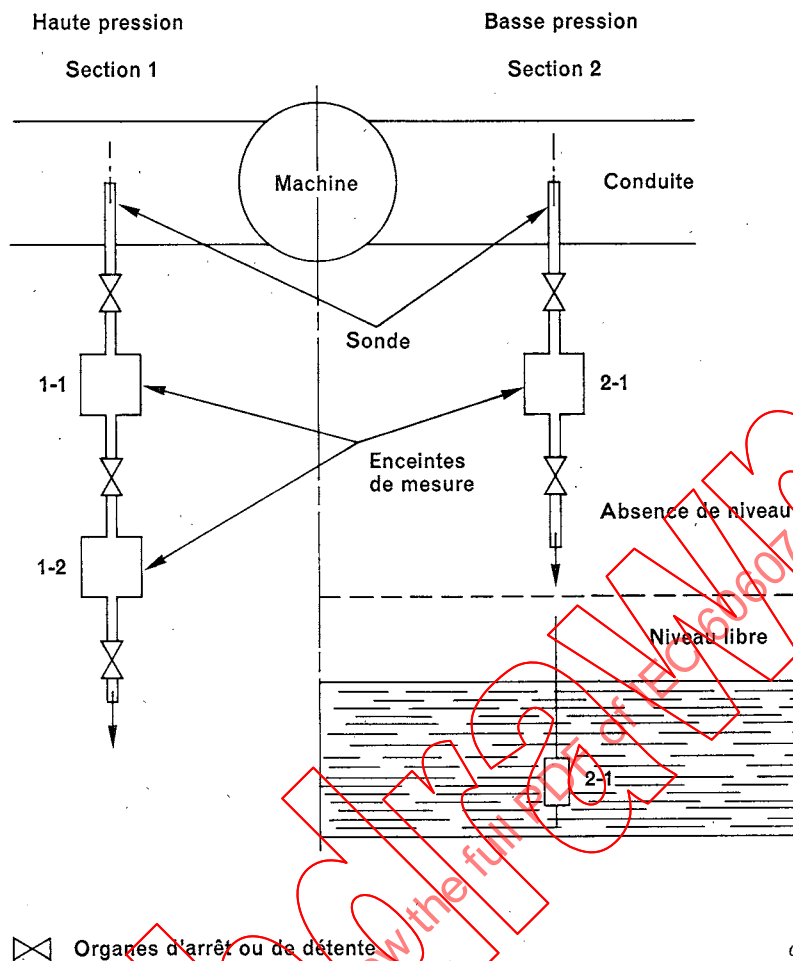
Term		Definition	Sym- bol	Unit
2.7	Volume per unit mass ¹⁾	$\left(\text{Volume per unit of mass} = \frac{1}{\rho} \right)$	v	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.8	Temperature		T	$^{\circ}\text{C}$
2.9	Isothermal factor ²⁾	Factor characterizing a thermodynamic property of water	a	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.10	Specific heat ³⁾	Specific heat at constant pressure	c_p	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
2.11	Mean value of a ⁴⁾	Values of a and c_p corresponding to: $\left\{ \begin{array}{l} \text{the mean value } \bar{p} \text{ where:} \\ \bar{p} = \frac{p_{1-1} + p_{2-1}}{2} \\ \text{and} \\ \text{the mean value } \bar{T} \text{ where:} \\ \bar{T} = \frac{T_{1-1} + T_{2-1}}{2} \end{array} \right.$	$\bar{a}$	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.12	Mean value of c_p ⁴⁾		$\bar{c}_p$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
2.13	Mean value of v ⁴⁾	Value of v corresponding to T_1 and the mean value $\bar{p}$ where: $\bar{p} = \frac{p_{1-1} + p_{2-1}}{2}$	$\bar{v}$	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.14	Water velocity		V	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
2.15	Measuring point level		z	m
2.16	Shaft power	Shaft power corresponding to mechanical energy per unit mass	P_m	W
2.17	Volume-flow	Volume-flow of water turbinéd or pumped past a certain point	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.18	Density	Mass per unit volume $\left(= \frac{1}{v} \right)$	ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^3$
2.19	Acceleration due to gravity	Acceleration due to gravity, at the point considered and at plant level	g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

¹⁾ Values for v are given in Table I, page 36.

²⁾ Values for a are given in Table II, page 38.

³⁾ Values for c_p are given in Table III, page 40.

⁴⁾ Fractional error in e_m and e_h attributable to the adoption of mean values $\bar{a}$, $\bar{v}$ and $\bar{c}_p$ instead of exact integrals (for pressures between 0 and 150 bar and temperatures between 0 and 30 $^{\circ}\text{C}$) does not exceed 0.5×10^{-4} .



Note. — Pour la mise en œuvre de l'un ou de l'autre des modes opératoires pour la détermination de l'énergie massique, voir l'article 3.

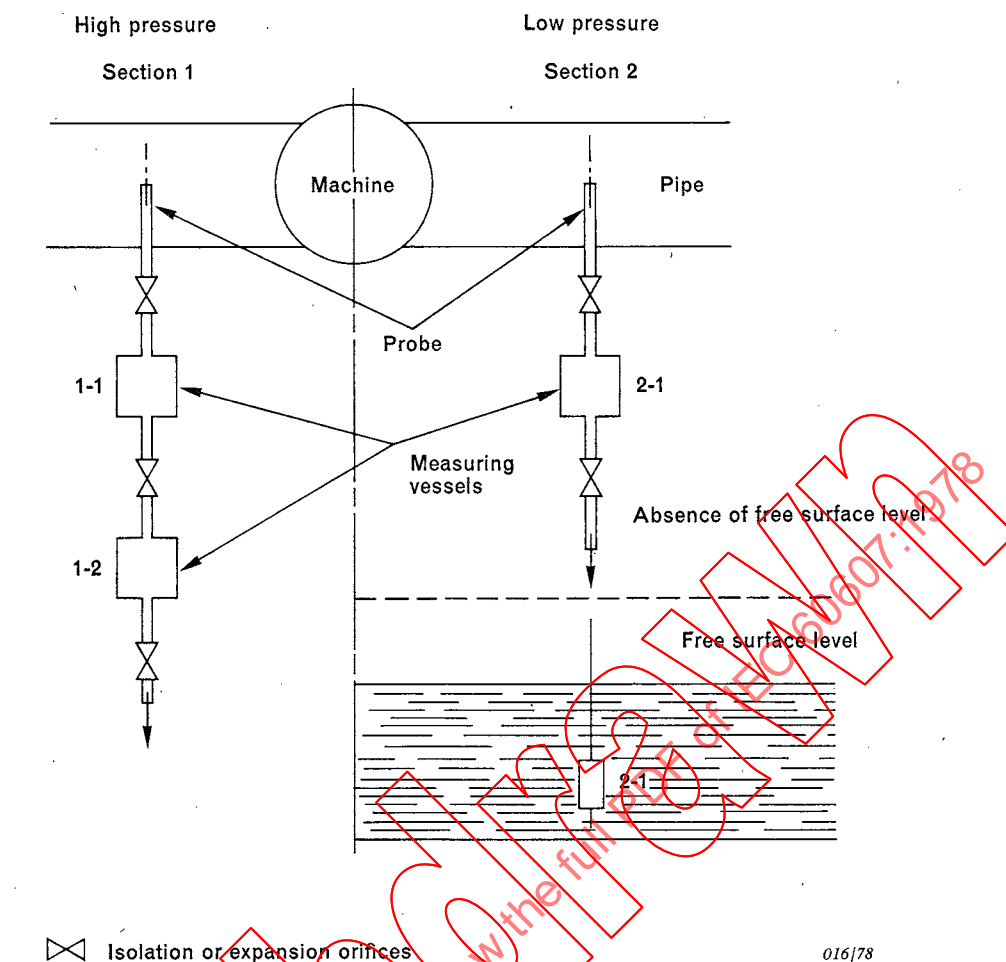
Fig. 1. — Disposition générale schématique des enceintes de mesure.

3. Procédés de mesure de l'énergie mécanique massique

3.1 Généralités

Du fait des difficultés qu'il y aurait à les mesurer directement dans l'écoulement, les grandeurs définissant e_m doivent être mesurées dans des enceintes spécialement aménagées pour la mesure de la pression et de la température (voir le paragraphe 5.1.1). Lorsque les sections de mesure sont sous pression, le procédé consiste à soutirer un débit généralement compris entre 0,1 dm³/s et 0,5 dm³/s par une prise dynamique. L'eau ainsi soutirée est amenée à l'enceinte de mesure par une conduite calorifugée de telle sorte que les transferts de chaleur avec l'extérieur, estimés selon le procédé décrit au paragraphe 5.1.1, donnent lieu à une correction qui ne dépasse pas la limite fixée au paragraphe 6.5; cet « échantillonnage » est valable sous réserve de l'observation des recommandations relatives aux points de soutirage définies au paragraphe 6.1.

Dans le cas général où la sortie de la turbine est à la pression atmosphérique, une enceinte de mesure, conçue pour cet usage, est plongée directement dans l'écoulement.



Note. — For use of one or other of the operating procedures for determining mechanical energy per unit mass, see Clause 3.

FIG. 1. — General schematic diagram of measuring vessels.

3. Procedure for measurement of mechanical energy per unit mass

3.1 General

Due to the difficulties inherent in measuring directly in the flow, quantities defining e_m must be measured in specially designed vessels with tappings for determination of temperature and pressure (see Sub-clause 5.1.1). When the measuring sections are under pressure, the procedure consists of extracting a sample flow, generally of between $0.1 \text{ dm}^3/\text{s}$ and $0.5 \text{ dm}^3/\text{s}$, by a total head probe. The water thus extracted is led to the measuring vessel through an insulated pipe to ensure that the heat exchange with the exterior, estimated in accordance with the procedure detailed in Sub-clause 5.1.1, does not exceed the limit fixed in Sub-clause 6.5. This “sampling” is valid if the recommendations given in Sub-clause 6.1 regarding extraction points are followed.

For the general case where the turbine outlet is at atmospheric pressure, a specially designed measuring device is placed directly in the tail-race.

Les termes en $\frac{V^2}{2}$ et $g \cdot z$ sont de faible importance et leur détermination n'appelle pas de remarques particulières; il faut noter que les niveaux z_{1-1} et z_{2-1} sont ceux des points milieu des enceintes; les valeurs des pressions sont exprimées par références à ces niveaux. De même, V_{1-1} et V_{2-1} sont mesurées dans les enceintes.

La détermination des autres termes de e_m doit être faite selon l'un des modes opératoires décrits ci-dessous, qui sont des variantes de mise en œuvre de la méthode: le choix entre elles doit être fait en considérant les caractéristiques de la machine et les qualités des appareils dont on dispose pour la mesure.

A la sortie de turbines fonctionnant avec une contre-pression ou à l'entrée des pompes, il peut être pratique, selon le mode opératoire choisi, de détendre l'eau dans l'enceinte de mesure jusqu'à la pression atmosphérique.

3.2 Mode opératoire « direct »

Il est caractérisé par un passage direct de l'eau et avec le minimum de détente entre conduite et enceinte de mesure du côté haute pression de la machine. Les termes de e_m des expressions données à l'article 2 sont déterminés ainsi:

$\bar{a} (p_{1-1} - p_{2-1})$ exige l'emploi d'un manomètre de précision (voir le paragraphe 5.1.2); les valeurs de a sont données dans le tableau II, page 38.

$\bar{c}_p (T_{1-1} - T_{2-1})$ exige la mesure de $(T_{1-1} - T_{2-1})$ avec la précision requise (voir le paragraphe 5.1.3) les valeurs de c_p sont données dans le tableau III, page 40.

Le rôle du thermomètre est particulièrement important dans cette variante. Il doit être très sensible et fidèle (voir le paragraphe 5.1.3). Son étalonnage doit avoir été établi préalablement; dans tous les cas d'utilisation de cette variante, on procédera à titre de contrôle soit à une mesure par « détente partielle » (voir le paragraphe 3.3) pour un point de fonctionnement, soit à un étalonnage sur place du thermomètre utilisé (voir le paragraphe 3.4).

Il est nécessaire de mesurer simultanément et à des intervalles de temps réguliers $(T_{1-1} - T_{2-1})$ et $(p_{1-1} - p_{2-1})$.

Le domaine d'utilisation de ce mode opératoire est général.

3.3 Mode opératoire par « détente partielle »

Entre la conduite d'entrée et l'enceinte de mesure correspondante est interposé, sur le circuit de l'eau soutirée, un organe de détente dont le réglage très progressif et stable permet d'obtenir l'égalité des températures de l'eau partiellement détendue dans l'enceinte située à l'entrée et de l'eau dans l'enceinte située à la sortie. Dans l'expression de e_m , le terme $\bar{c}_p (T_{1-1} - T_{2-1})$ devient nul; la détermination de e_m comporte essentiellement la mesure de $(p_{1-1} - p_{2-1})$ avec un manomètre sensible et précis (voir le paragraphe 5.1.2). Le thermomètre doit être très sensible et fidèle (voir le paragraphe 5.1.3). Son rôle se borne à la vérification de l'égalité des températures. Pratiquement, il est très souhaitable d'établir graphiquement la correspondance entre $(p_{1-1} - p_{2-1})$ et $(T_{1-1} - T_{2-1})$. Assez souvent p_{2-1} est pratiquement invariable et l'on peut se limiter à la mesure de p_{1-1} . La valeur de pression retenue est celle obtenue par interpolation sur le graphique pour une différence de température nulle.

Ce mode opératoire a été jusqu'à maintenant le plus utilisé. Son usage n'est pas tout à fait général:

— dans le cas de pompes, la pression à l'entrée peut être insuffisante pour que la température de l'eau du circuit de mesure, détendue jusqu'à la pression atmosphérique, atteigne la valeur de la température de l'eau à la sortie de la pompe;

The $\frac{V^2}{2}$ and $g \cdot z$ terms are of minor importance and their determination calls for no particular remarks. It should be noted that levels z_{1-1} and z_{2-1} are those of the middle points of the measuring vessels. Pressure values are expressed with reference to these levels. Likewise V_{1-1} and V_{2-1} are measured in the vessels.

Other terms defining e_m shall be determined by one of the operating procedures described below which are practical variations of the method. The selection of operating procedure should be based upon machine characteristics and the quality of measuring apparatus available.

At the outlet of turbines operating under back-pressure or at pump inlets, it may be useful, depending upon the selected operating procedure, to reduce water pressure within the measuring vessel to atmospheric pressure.

3.2 "Direct" operating procedure

This is characterized by the direct passage of water from the high-pressure end of the penstock to the measuring vessel with the minimum of expansion. The various terms for e_m , given in Clause 2, are determined as follows:

$\bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1})$ requires a precision manometer (see Sub-clause 5.1.2); the values of $\bar{a}$ are given in Table II, page 38.

$\bar{c}_p(T_{1-1} - T_{2-1})$ requires measurement of $(T_{1-1} - T_{2-1})$ with requisite accuracy (see Sub-clause 5.1.3); the values of $\bar{c}_p$ are given in Table III, page 40.

The thermometer plays a very important role in this procedure. It shall be exceedingly sensitive and accurate (see Sub-clause 5.1.3) and calibrated beforehand. Whenever this procedure is adopted, "partial expansion" procedure (see Sub-clause 3.3) for one test point or *in situ* calibration of the thermometer will be undertaken for checking purposes (see Sub-clause 3.4).

$(T_{1-1} - T_{2-1})$ and $(p_{1-1} - p_{2-1})$ are to be measured simultaneously and at regular intervals.

The range of application of this operating procedure is general.

3.3 "Partial expansion" operating procedure

An expansion valve is located in the sampling circuit between the inlet pipe or penstock and the corresponding measuring vessel. The adjustment of the valve must be very fine and stable such that, by partial expansion, temperature equality is achieved in the measuring vessels at the intake and outlet. Thus, in the expression for e_m , the term $\bar{c}_p(T_{1-1} - T_{2-1})$ becomes zero and the determination of e_m essentially entails the measurement of $(p_{1-1} - p_{2-1})$ with a sensitive and accurate manometer (see Sub-clause 5.1.2). The thermometer must be highly sensitive and reliable (see Sub-clause 5.1.3). Its purpose is to record temperature equality. In practice, it is desirable to establish graphically the correspondence between $(p_{1-1} - p_{2-1})$ and $(T_{1-1} - T_{2-1})$. As often as not, p_{2-1} is practically unvarying and only p_{1-1} need be measured. The pressure value used for calculation is that obtained by graphical interpolation for a null difference of temperature.

Up to the present, this has been the most widely used operating procedure although its use is not altogether general:

- in the case of pumps, pressure at the inlet may be insufficient to ensure that the temperature of the water expanded to atmospheric pressure in the measuring circuit is at least equal to that of the water at the pump outlet;

— dans le cas des turbines, pour les valeurs de rendement les plus élevées parmi celles connues, l'égalité des températures ne peut pas être obtenue lorsque la température de l'eau est supérieure à 15 °C environ.

Dans tous les cas où l'égalité des températures ne peut pas être obtenue, il est possible d'opérer par extrapolation sur le graphique à la condition que l'intervalle de pression intéressé par l'extrapolation soit faible par rapport au domaine exploré avec précision.

3.4 Procédé de détente pour l'étalonnage du thermomètre

On place les deux thermomètres ou les deux jauges thermométriques dans deux enceintes parcourues par un débit d'eau soutiré de la conduite et séparées par un organe de détente. L'ensemble de ce détendeur ayant un rendement nul, on écrit que l'énergie mécanique massique qu'il cède est nulle, soit:

$$e_m = \bar{a}(p_{1-1} - p_{1-2}) + \bar{c}_p(T_{1-1} - T_{1-2}) + \frac{V_{1-1}^2 - V_{1-2}^2}{2} + g(z_{1-1} - z_{1-2}) = 0$$

soit encore:

$$T_{1-2} - T_{1-1} = \frac{\bar{a}(p_{1-1} - p_{1-2}) + \frac{V_{1-1}^2 - V_{1-2}^2}{2} + g(z_{1-1} - z_{1-2})}{\bar{c}_p}$$

On peut ainsi connaître la différence de température entre les deux enceintes et étalonner le thermomètre pour la mise en œuvre du mode opératoire décrit au paragraphe 3.2.

Le procédé exige que la détente soit progressive et stable, les enceintes parfaitement isolées thermiquement de l'extérieur, la teneur de l'eau en matières en suspension inférieure à 0,1 g/dm³ et la teneur en gaz dissous inférieure à 5 cm³ par kg d'eau.

4. Détermination de l'énergie hydraulique massique

Cette énergie massique, représentée par l'expression donnée à l'article 2, est déterminée par la mesure séparée des termes en $\frac{V^2}{2}$ et $g \cdot z$ et par la détermination de $\bar{v}(p_1 - p_2)$.

Les conditions de mesure de p_1 et p_2 et les valeurs de g sont données dans les publications correspondantes de la CEI (voir la Publication 41 de la CEI: Code international concernant les essais de réception sur place des turbines hydrauliques, et voir la Publication 198 de la CEI: Code international concernant les essais de réception sur place des pompes d'accumulation).

5. Appareillage

5.1 Mesures principales

5.1.1 Circuits d'eau de mesure

Le prélèvement de l'eau dans la conduite sera fait par une sonde fixée perpendiculairement à la conduite, et pénétrant à l'intérieur de celle-ci. Cette sonde portera à son extrémité un orifice sans aspérités d'un diamètre égal au diamètre intérieur de la sonde et orienté vers l'amont de l'écoulement. La distance de cet orifice à la paroi intérieure de la conduite doit être au moins égale à 0,05 m. Le cas échéant, les conditions requises aux paragraphes 6.1.1.2 et 6.1.2.2 doivent être respectées.

La conception de la sonde devra assurer l'absence de vibrations et de rupture et le repérage de l'orientation de l'orifice.

— in the case of turbines, at the highest known efficiency values, temperature equality cannot be attained if water temperature exceeds about 15 °C.

In all cases where temperature equality is unattainable, graphic extrapolation may be adopted if the range of pressure concerned is small compared with the pressure range accurately measured.

3.4 Expansion procedure for thermometer calibration

Two thermometers, or thermometric gauges, are placed in two vessels separated by an expansion valve through which water flows after having been withdrawn from the conduit. As the efficiency of the whole of the expander unit is zero, the transfer of mechanical energy per unit mass is zero and either:

$$e_m = \bar{a} (p_{1-1} - p_{1-2}) + \bar{c}_p (T_{1-1} - T_{1-2}) + \frac{V_{1-1}^2 - V_{1-2}^2}{2} + g (z_{1-1} - z_{1-2}) = 0$$

or:

$$T_{1-2} - T_{1-1} = \frac{\bar{a} (p_{1-1} - p_{1-2}) + \frac{V_{1-1}^2 - V_{1-2}^2}{2} + g (z_{1-1} - z_{1-2})}{\bar{c}_p}$$

Thus, the difference in temperature between the two vessels is known and the thermometer may be calibrated for use in the operating procedure described in Sub-clause 3.2.

For this procedure, it is essential that expansion shall be progressive and stable, the vessels be perfectly thermally insulated from the exterior, suspended material content in the water should not exceed 0.1 g/dm³ and that dissolved gas content should be less than 5 cm³ per kg of water.

4. Determination of hydraulic energy per unit mass

This energy per unit mass is represented by the expression given in Clause 2 and is determined by separate measurement of the $\frac{V^2}{2}$, $g \cdot z$ terms and by determining $\bar{v} (p_1' - p_2')$.

Conditions governing the measurement of p_1' and p_2' , and g values are given in the corresponding IEC publications (see IEC Publication 41, International Code for the Field Acceptance Tests of Hydraulic Turbines, and IEC Publication 198, International Code for the Field Acceptance Tests of Storage Pumps).

5. Apparatus

5.1 Main measurements

5.1.1 Sampling water circuits

Water samples from the conduit shall be taken by means of a probe fixed perpendicular to the conduit and penetrating into the conduit. This probe shall have a perfectly smooth orifice at its end of diameter equal to the internal diameter of the probe and pointing in an upstream direction. The distance of this orifice from the internal wall of the conduit shall be at least 0.05 m. As applicable, the requirements given in Sub-clauses 6.1.1.2 and 6.1.2.2 shall be followed.

The probe shall be designed to avoid vibration and rupture and marked in such a manner that the orifice can be correctly oriented and identified.

Le diamètre extérieur de la sonde, dans sa partie proche de l'orifice de soutirage, doit être choisi dans un intervalle de 15 mm à 40 mm, le diamètre intérieur étant au moins égal à 8 mm. Le diamètre extérieur doit croître progressivement jusqu'à la paroi afin d'assurer une résistance mécanique suffisante et pour autant que cela n'affecte pas de façon sensible l'écoulement.

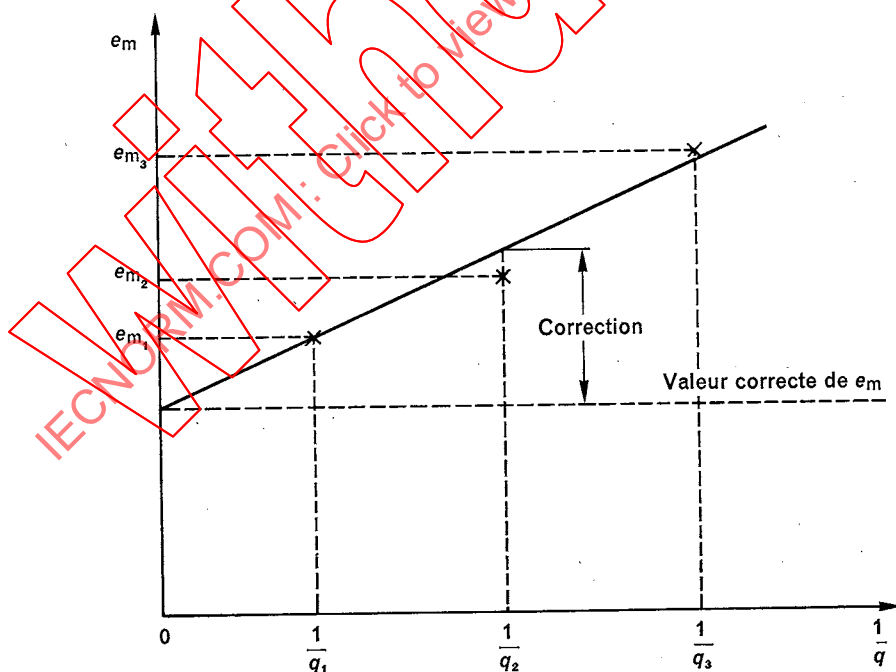
Les *enceintes* de mesure doivent être conçues de telle sorte que l'énergie cinétique de l'eau soit transformée en énergie de pression et un bon mélange obtenu avant le passage autour de la gaine thermométrique. Des dispositions constructives particulières éviteront autant que possible les transferts de chaleur par les parois de cette gaine ou par les fils de connexion: par exemple ceux-ci devront être placés au contact des parois des enceintes, sous l'isolation thermique de celles-ci.

Les *organes de détente* doivent assurer une bonne stabilité de l'écoulement et, pour ceux d'entre eux qui sont réglables, une grande continuité.

L'exploration de la veine liquide à la sortie à l'air libre exige un dispositif approprié permettant l'exploration selon les recommandations données au paragraphe 6.1.2.

Tous les éléments « actifs » des circuits hydrauliques: tuyauteries, organes de détente, enceintes, seront soigneusement calorifugés, de façon que le débit soutiré s'écoule en principe à « énergie totale constante »; l'imperfection de l'isolation thermique sera prise en considération par le procédé suivant:

- On admet, en première approximation, que le flux de chaleur échangé avec l'extérieur est constant. La valeur mesurée de l'énergie mécanique massique varie de façon linéaire avec l'inverse du débit soutiré.
- Cette grandeur e_m devra être mesurée pour trois valeurs au moins de ce débit.
- Une représentation graphique de e_m en fonction de l'inverse du débit permet, par extrapolation, de déterminer la correction sur e_m pour tenir compte du transfert de chaleur (voir la figure 2 ci-après).



017/78

q_2 = débit de soutirage commun à tous les points d'essais de rendement

FIG. 2. — Exemple de détermination graphique de la correction sur e_m pour tenir compte du transfert de chaleur.

The external diameter of the probe, in the vicinity of the sampling holes, shall be chosen in the range 15 mm to 40 mm, the internal diameter being at least 8 mm. The external diameter shall be increased gradually towards the wall in order to ensure sufficient strength, provided it does not affect the flow essentially.

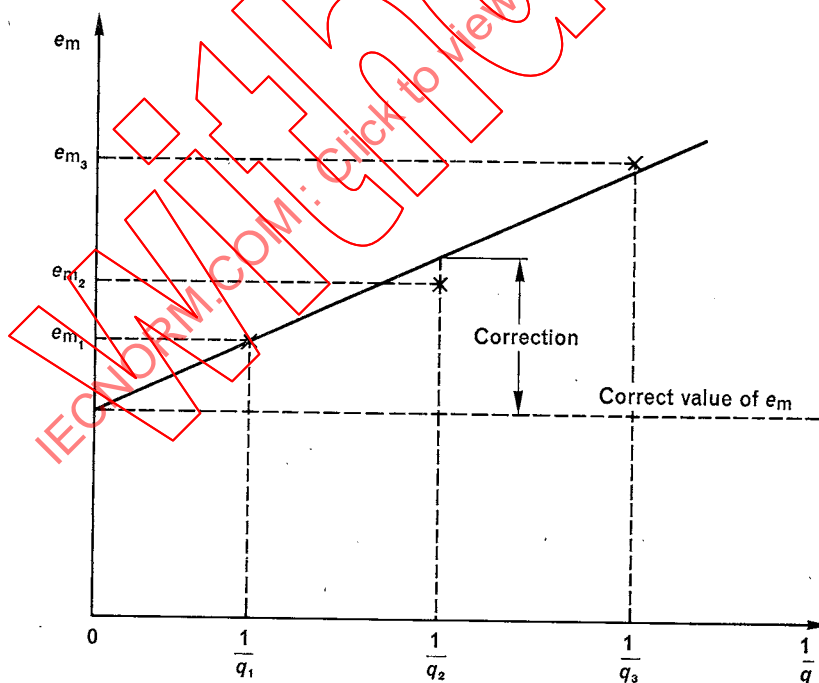
The measuring vessels shall be designed so that the kinetic energy of the water at their inlets is converted into pressure energy ensuring that good mixing occurs before the flow passes around the thermometer pockets. Particular construction arrangements are necessary to avoid, as far as possible, heat transfer at the walls of these pockets or by the connecting wires, for example the wires shall be in contact with the wall under the insulation of the vessel.

The *expansion orifices* shall ensure a high degree of flow stability and when adjustable shall ensure steady progressive variation in discharge.

Exploration of flow in an open-channelled outlet requires the use of a suitable device to ensure that operating conditions are in accordance with the recommendations given in Sub-clause 6.1.2.

All the "active" elements of the hydraulic circuits (pipes, expanders, vessels) shall be carefully insulated so that the sampling flow is of constant total energy; imperfections in the thermal insulation shall be taken into account by the following procedure:

- It is assumed, as a first approximation, that the rate of heat exchange with the exterior is constant. The measured value of mechanical energy per unit mass varies linearly with the inverse value of the sampling rate.
- This quantity e_m shall be measured for at least three sampling rates.
- A graph of e_m as a function of the inverse of the flow permits, by extrapolation, determination of the correction required to e_m to allow for heat transfer (see Figure 2 below).



017/78

q_2 = sampling flow common to all efficiency test points

FIG. 2. — Example of graphic determination of the correction in e_m to allow for heat transfer.

Le contrôle décrit ci-dessus sera effectué pour tous les points de détermination du rendement. Cependant, en présence d'une correction voisine de 0,2% sur le rendement, le nombre de points donnant lieu à cette mesure auxiliaire pourra, d'un commun accord, être réduit.

Le contrôle suivant est recommandé pour vérifier l'état de la sonde, du fait qu'une rupture est toujours possible mais peu apparente:

a) En l'absence de débit de soutirage, la sonde peut être considérée comme une prise de pression totale. Lorsque son orifice est à une distance de la paroi voisine de un septième du diamètre de la conduite, la pression mesurée dans l'enceinte amont sera comparée avec la somme de la pression statique mesurée dans la conduite et du terme $\frac{V^2}{2g}$.

b) Un écart important dans la comparaison du point a) ci-dessus serait anormal.

5.1.2 Pressions

Le manomètre utilisé doit permettre la lecture directe de la pression avec une précision voisine de 0,1%. Il est recommandé d'utiliser le même manomètre pour la mesure de e_m et e_h .

5.1.3 Ecart de température

Le thermomètre utilisé doit indiquer directement la différence de température entre les points de mesure. Il doit présenter une sensibilité et une fidélité au moins égale à 0,001 °C. On vérifiera, avant les mesures, que le zéro de l'appareil, obtenu en plongeant les éléments sensibles dans une même enceinte isolée, contrôlée par un thermostat et contenant de l'eau soumise à une légère agitation, demeure stable et inchangé dans un intervalle de 10 °C contenant la valeur moyenne de la température de l'eau de la conduite. Une vérification du zéro pour l'une quelconque des températures de cet intervalle sera faite pendant la durée des essais à l'initiative du chef des essais et au moins au début et à la fin de ceux-ci.

5.2 Mesures auxiliaires

Il est nécessaire de disposer d'un bac de jaugeage ou d'un débitmètre pour le contrôle du débit de soutirage avec une précision voisine de 5%.

La température de l'eau soutirée sera contrôlée de façon continue par des thermomètres d'une précision au moins égale à $\pm 0,05$ °C. Un enregistrement est recommandé.

Il faut prévoir l'appareillage nécessaire à la mesure du débit et du degré hygrométrique de l'air (échanges de chaleur avec l'air ambiant, dans le cas d'aération des roues Francis ou de ventilation des roues Pelton, voir le paragraphe 6.4.2).

6. Conditions pour l'exécution des mesures — Termes correctifs

6.1 Sections de mesure et conditions des « échantillonnages »

Il faut observer que les sections d'entrée et de sortie choisies pour la détermination de e_m ne sont pas nécessairement les mêmes que celles choisies pour la détermination de e_h . Les premières sont choisies selon les considérations suivantes:

- limitation des échanges de chaleur entre l'eau et l'extérieur (notamment selon les indications données aux paragraphes 6.2 et 6.4.1);
- absence de singularité importante dans la répartition de l'énergie dans ces sections.

Les sections pour la mesure de e_h sont fixées par les règles définies dans les Publications 41 et 198 de la CEI.

The above check shall be made for all points of the efficiency curve. However, if the correction is in the order of 0.2% on efficiency, the number of measuring points for which these auxiliary measurements shall be made may be reduced by mutual agreement.

It is recommended that the probe be checked in the following manner, inasmuch as rupture is always possible but difficult to see:

- a) In the absence of a sampling flow, the probe can be considered as a total pressure pickup. When its orifice is at a distance from the wall equal to about one-seventh of the diameter of the pipe, the pressure measured in the upstream vessel shall be compared with the sum of the static pressure measured in the pipe, plus the term $\frac{V^2}{2g}$.
- b) Any significant difference in the comparison in Item a) above shall be considered as being abnormal.

5.1.2 Pressures

The manometer used shall permit direct reading of pressure accurately to approximately 0.1%. It is recommended that the same manometer shall be used for measuring e_m and e_h .

5.1.3 Temperature variation

The thermometer used must directly indicate the temperature difference between measurement points. It shall be sensitive and accurate to at least 0.001 °C. Before testing, the zero stability of the appliance shall be verified by immersing the sensitive elements in an insulated thermostatically controlled vessel containing water which is gently stirred. There shall be neither instability nor change over a range within 10 °C of the average temperature of the water in the conduit. Zero verification for any temperature within this range shall be undertaken during the tests as required by the chief of test and verification shall be required at least at the beginning and at the end of the tests.

5.2 Auxiliary measurements

A measuring tank or flowmeter is necessary for checking the sampling flow with a precision of about 5%.

The temperature of the water drawn off shall be continuously monitored by thermometers of at least ± 0.05 °C accuracy. The use of a recorder is recommended.

Apparatus shall be provided for measuring air flow and humidity to determine heat exchange with the surrounding atmosphere when air is allowed to enter Francis runners or to ventilate impulse runners, see Sub-clause 6.4.2.

6. Conditions for taking measurements — Corrective terms

6.1 Measuring sections and "sampling" conditions

It should be noted that the inlet and outlet sections selected for measuring e_m are not necessarily the same as those chosen for determining e_h . Selection of the former is based on the following criteria:

- that heat exchange between water and the surroundings shall be within limits (especially as indicated in Sub-clauses 6.2 and 6.4.1);
- that no significant abnormalities of energy distribution occur within the sections.

Sections for measurement of e_h are selected by application of the rules given in IEC Publications 41 and 198.

6.1.1 *Entrée de la machine*

- 6.1.1.1 Turbines: la section de soutirage sera placée à proximité de l'entrée de la machine; cependant, on exclura le sillage immédiat d'une vanne papillon et on observera une distance minimale de quatre fois le diamètre de la conduite en amont d'un injecteur de turbine Pelton (en évitant les singularités: coudes, support d'aiguille, etc.). Dans le cas de plusieurs injecteurs, la partie de conduite précédant immédiatement la bifurcation est un emplacement admissible. A défaut d'accessibilité de cette partie de conduite et sous la réserve ci-dessus, la dérivation particulière d'un injecteur peut convenir également.

L'expérience a montré qu'un seul point de soutirage est généralement suffisant pour des diamètres inférieurs à 2,50 m. Pour des diamètres supérieurs, deux points sont nécessaires. Dans ce cas, une comparaison par mesure simultanée aux deux points sera prévue.

- 6.1.1.2 Pompes: il faut prévoir au moins deux points de soutirage. Un enfoncement différent des sondes en ces points, que nous appellerons a et b, est recommandé (rapport 1/2 entre les enfoncements a et b par exemple).

6.1.2 *Sortie de la machine*

- 6.1.2.1 Turbines: sortie à l'air libre. Il faut se placer à une distance suffisamment en aval pour que le mélange soit acceptable, mais cependant limitée en raison des échanges de chaleur avec les parois. En pratique, une distance comptée à partir de la roue comprise entre quatre et dix fois le diamètre de sortie de la roue pour les turbines Pelton, voisine de cinq fois le diamètre de sortie de la roue pour les Francis, est satisfaisante.

Une exploration des températures dans la section de sortie est nécessaire, particulièrement pour les charges extrêmes de la turbine; le nombre des points de mesure doit être au moins égal à 6. Il sera tenu compte, dans le choix de ces points, de la répartition approximative des vitesses. On éliminera notamment les zones de débit nul. Si les écarts maximaux sur le rendement sont égaux ou supérieurs à 0,5%, le nombre de points de mesure sera doublé. Si un écart est égal ou supérieur à 1,5%, il sera nécessaire de pondérer chaque valeur de température par une valeur approchée du débit dans la zone correspondante ou mieux de procéder comme il est indiqué au paragraphe 6.6.

- 6.1.2.2 A la sortie d'une turbine fonctionnant en contre-pression et à la sortie des pompes, il est recommandé d'utiliser quatre points de soutirage décalés de 90° les uns par rapport aux autres dans une section située à une distance de la roue au moins égale à cinq fois le diamètre maximal de celle-ci. Pour chacun de ces points, le soutirage doit être effectué en deux positions sur le rayon dont la plus proche du centre sera située à une distance de celui-ci inférieure à la moitié du rayon de la conduite. On appliquera la règle indiquée au paragraphe 6.1.2.1 en ce qui concerne les écarts.

- 6.1.2.3 Lorsque la sortie de la machine est inaccessible, on pourra employer un dispositif fixe placé à l'intérieur de la conduite permettant un soutirage unique d'un débit composé de débits partiels issus de huit points au minimum répartis comme les positions des soutirages multiples (voir le paragraphe 6.1.2.2).

La sortie vers l'extérieur du débit unique sera conçue de façon à éviter les échanges calorifiques (notamment dans les traversées de parois en béton, les tuyauteries seront entourées d'un matériau isolant ou d'une circulation d'eau soutirée dans l'écoulement lui-même et maintenue en tous points à une pression voisine de celle de l'eau de mesure). Ces échanges seront contrôlés par le procédé décrit au paragraphe 5.1.1.

- 6.1.2.4 Pour chacun des régimes faisant l'objet de détermination du rendement par la méthode thermodynamique, chacune des grandeurs intervenant dans ce calcul fera l'objet de mesures répétées au moins dix fois à des intervalles de temps égaux pendant la durée de l'essai. La « différence de tempé-

6.1.1 *Machine inlet*

- 6.1.1.1 Turbines: the tapping section will be set near the machine intake. Location of the section in the immediate slipstream of a butterfly valve is prohibited. A minimum distance of four pipe diameters upstream of the nozzle of an impulse turbine shall be maintained (keeping clear of irregularities such as bends, needle guides, etc.). If there are several jets, the part of the pipe immediately upstream of the bifurcation is considered acceptable. If this part of the pipe is inaccessible, a tapping on the branch leading to one jet may be equally admissible, subject to the above reservations.

Experience has shown that a single tapping point is generally sufficient for pipes whose diameter is less than 2.50 m. Two points are necessary for greater diameters. In this case, provision shall be made for comparison of simultaneous measurement at both points.

- 6.1.1.2 Pumps: at least two diametrically opposed tapping points shall be required. Different depths of penetration for the probe at each of these points, say a and b , are recommended (for example depth a /depth $b = 1/2$).

6.1.2 *Machine outlet*

- 6.1.2.1 Turbines: outlets with a free surface. The selected position shall be sufficiently downstream to ensure correct mixing but this distance will nevertheless be limited because of heat exchange with the inner walls. In practice, distances from the runner of four to ten runner diameters for impulse turbines and about five runner diameters for Francis turbines prove to be satisfactory.

Exploration of temperature variation across the outlet section is necessary, particularly for extreme turbine loads. Measurements shall be taken in at least six points. Selection of points shall be based on zones of approximately equal discharge and sections having zero discharge shall be avoided. If extreme values for efficiency vary by at least 0.5%, then the number of measuring points shall be doubled. If there is a difference of at least 1.5% between extreme efficiency values, then each temperature value will have to be weighted by an approximation for the discharge in the corresponding zone, or even better, proceed as indicated in Sub-clause 6.6.

- 6.1.2.2 At the outlet of a turbine operating with back-pressure and at pump outlets, it is recommended that there shall be four tapping points within a section, positioned at right angles to each other and at a distance from the runner of at least five times the maximum runner diameter. At each of these points, samples will be taken from two positions along the radius so that the one nearer the centre will be at a distance of less than half the radius of the pipe. The rule expressed in Sub-clause 6.1.2.1 shall be applied for deviations.

- 6.1.2.3 If the machine outlet is inaccessible, a fixed device may be mounted within the pipe to give a single sampling of flow composed of the partial flow issuing from at least eight points which shall be positioned in the same way as the multiple tapping points (see Sub-clause 6.1.2.2).

The outlet of the single flow shall be designed to avoid heat exchange. The pipes shall be lagged by insulating material or, particularly when traversing concrete walls, by circulating water withdrawn from the main flow and kept at a pressure similar to that of the sample being withdrawn. The procedure described in Sub-clause 5.1.1 shall be adopted to check heat exchange.

- 6.1.2.4 For each one of the systems subject to efficiency resolution by the thermodynamic method, each of the intervening magnitudes in this computation shall be subject to at least ten repeated measurements made at equal intervals during the test. The "difference of temperature" ($T_1 - T_2$) considered

rature » ($T_1 - T_2$) considérée alors est celle entre deux points de référence à l'entrée et à la sortie de la machine, les écarts entre les températures de ces points de référence et les autres points des sections étant déterminés spécialement au cours d'un essai complémentaire.

Le calcul du débit-volume Q_e dans l'organe de contrôle « relatif » doit être fait en remarquant que :

$$Q_e = \frac{P_m}{e_m} \cdot v$$

v étant le volume massique de l'eau dans l'organe de contrôle « relatif ».

6.2 Dispositions particulières de l'écoulement

Aucune arrivée d'eau auxiliaire n'est admise entre les sections de mesure « entrée » et « sortie » de la machine.

En particulier, dans le cas des essais effectués sur les turbines, l'eau de réfrigération sera rejetée dans le canal de fuite à l'aval de la section de mesure.

Si le canal de l'eau turbinée ou pompée est très proche de celui de l'aération de la machine électrique, il est recommandé de choisir pour l'exploration des températures un nombre de points égal à 12. S'il existe un gradient de température positif bien défini entre le centre de la section et la paroi commune aux deux écoulements, correspondant à un écart de rendement de 0,5% environ, il sera nécessaire d'isoler cette paroi.

Dans le cas où l'eau de fuite du joint n'est pas évacuée avec l'eau turbinée ou pompée, elle devra faire l'objet de mesures séparées et un calcul particulier de e_m se rapportant à ce débit de fuite sera effectué. L'énergie massique à considérer pour le calcul du rendement de la machine sera égale à la somme des valeurs obtenues pour le débit principal et pour le débit de fuite, chacune d'elles étant pondérée par le débit correspondant, soit :

$$e_m = (1 - \varphi) e_{m_1} + \varphi e_{m_2}$$

avec :

$$\varphi = \frac{\text{débit de fuite}}{\text{débit total}}$$

e_{m_1} = énergie mécanique massique d'eau du débit principal

e_{m_2} = énergie mécanique massique d'eau du débit de fuite (généralement négative)

6.3 Instabilité d'énergie totale à l'entrée

Il est recommandé d'opérer pendant des périodes où la conduite d'amenée d'eau n'est pas soumise à un rayonnement solaire intense. Il est également recommandé de supprimer les apports secondaires dans les ouvrages d'amenée. De plus, si la conduite alimente plusieurs groupes, le régime de fonctionnement des groupes autres que celui en essai sera maintenu constant.

Un contrôle de l'évolution de la température de l'eau à l'entrée sera effectué comme indiqué au paragraphe 5.2. Une variation lente et continue de la température, inférieure à 0,005 °C à la minute pendant la durée d'un essai, est admissible. Toutefois, on calculera alors, par la formule suivante, la correction qu'il convient d'apporter à e_m du fait du gradient de température $\frac{dT}{dt}$ mesuré en degrés Celsius par seconde :

$$\Delta e_m = \pm \bar{c}_p \frac{dT}{dt} (t_1 - t_2 + t_3) \quad \begin{array}{l} \text{(signe + pour les pompes)} \\ \text{(signe - pour les turbines)} \end{array}$$

avec :

t_1 = temps de parcours de l'eau dans la machine entre les sections d'entrée et de sortie

t_2 = temps de parcours de l'eau soutirée entre la section d'entrée et l'enceinte de mesure

t_3 = temps de parcours de l'eau soutirée entre la section de sortie et l'enceinte de mesure

between the two reference points — the input and the output of the machine — the difference between the temperature at these points of reference and the other points of the sections are specially determined during a supplementary test.

For calculation of discharge Q_e for the index test, use:

$$Q_e = \frac{P_m}{e_m} \cdot v$$

where v is the volume per unit mass of water in the “relative” discharge control device.

6.2 Particular flow arrangements

No auxiliary water shall be allowed to enter between the “inlet” and “outlet” sections of the machine.

In particular, during turbine tests, cooling water shall be discharged into the tail race downstream of the measuring section.

If the tail race from the turbine or pump is very close to the ventilation duct of the electric generator, exploratory temperature measurements shall be taken at 12 points. The wall will have to be insulated if there are deviations of the order of 0.5% in efficiency, indicative of a well-defined positive temperature gradient between the centre of the section and the wall common to both flows.

In the case where leakage from the seals is not led into the turbine discharge or pump suction, separate measurements and calculations shall be made for e_m relative to this leakage discharge. The energy per unit mass of water to be considered for calculating machine efficiency shall be equal to the sum of the values obtained for the main flow plus leakage flow, each of them being weighted by the corresponding flow, as follows:

$$e_m = (1 - \varphi) e_{m_1} + \varphi e_{m_2}$$

with:

$$\varphi = \frac{\text{leakage flow}}{\text{total flow}}$$

e_{m_1} = mechanical energy per unit mass of water in main flow

e_{m_2} = mechanical energy per unit mass of water in leakage flow (generally negative)

6.3 Instability of total energy at inlet

It is advisable to take measurements during periods when the inlet conduit is not exposed to strong sunlight. It is also recommended that secondary inflows should be avoided in the supply system. Moreover, if the conduit supplies several units, the power output of units not under test shall be maintained constant.

As indicated in Sub-clause 5.2, a check on the change in temperature of water at the inlet shall be carried out. A slow and continuous variation of temperature, less than 0.005 °C per minute during one test is admissible. Nevertheless, a suitable correction shall be applied to e_m from the temperature gradient $\frac{dT}{dt}$ measured in degrees Celsius per second, calculated as follows:

$$\Delta e_m = \pm \bar{c}_p \frac{dT}{dt} (t_1 - t_2 + t_3) \quad \begin{array}{l} (+ \text{ sign for pumps}) \\ (- \text{ sign for turbines}) \end{array}$$

with:

t_1 = transit time of water between the inlet and outlet sections of the machine

t_2 = transit time of drawn-off water between the inlet section and measuring vessel

t_3 = transit time of drawn-off water between the outlet section and measuring vessel

Ces temps sont comptés en secondes.

Les autres unités sont celles indiquées à l'article 2.

6.4 Echanges parasites

6.4.1 Echanges de chaleur avec le milieu extérieur à travers les parois

Il s'agit seulement ici de ceux intéressant l'eau turbinée ou pompée. Pour mémoire, rappelons l'échange possible avec le circuit d'aération cité au paragraphe 6.2.

A défaut d'information précise concernant les échanges par les parois de béton ou de rocher, on considérera les échanges par les parois métalliques. Elles donnent lieu à la correction:

$$\Delta e_m = \left(\frac{v}{Q_e} \right) \cdot w A (T_a - T_2)$$

w = puissance échangée, en watts par mètre carré et par degré Celsius. Par expérience, on admet que w est égale à $10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$.

Q_e = débit-volume d'eau turbinée ou pompée, en $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

A = surface d'échange, en mètres carrés

T_a = température de l'air ambiant, en degrés Celsius

T_2 = température de l'eau dans la turbine ou la pompe, en degrés Celsius

v = volume massique de l'eau en $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

Il faut considérer également l'influence possible de la condensation de l'eau contenue dans l'air ambiant sur les parois de la machine.

En présence d'un ruissellement important, l'accroissement correspondant du transfert de chaleur (pratiquement toujours plus faible que quatre fois environ) doit être soit calculé à partir des températures de l'air et de l'eau et de l'humidité relative, soit efficacement atténué par une isolation thermique suffisante des parois métalliques à l'aide d'une enveloppe faisant écran.

Un calcul de l'influence de la condensation peut être fait avec une précision suffisante en augmentant la correction Δe_m pour le transfert de chaleur « sec » dans la proportion ψ :

$$\psi = \frac{1}{1 - \frac{2490}{\left(\frac{\Delta i}{\Delta x} \right)}}$$

Δi = différence d'enthalpie en kJ/kg

Δx = différence de teneur relative en eau de l'air en $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$

Les différences sont à considérer entre l'état de l'air humide entourant la turbine et celui de l'air saturé à la température de la surface de métal. Elles doivent être extraites d'un diagramme de Mollier normal pour l'air humide.

6.4.2 Echanges directs avec l'air ambiant

Dans les cas où l'eau et un courant d'air se trouvent étroitement mélangés (aération des turbines), il y aura lieu d'apporter une correction à l'énergie mécanique e_m calculée ainsi:

$$\Delta e_m = \frac{Q_a}{Q_e} \frac{1}{p_{a_0}} \frac{1}{(273 + T_a)} \left[350 p_a (T_a - T_2) + 545 \cdot 10^3 \left(\varepsilon \cdot p_s (T_a) - p_s (T_2) \right) \right]$$

The times shall be counted in seconds.

Other units are as stated in Clause 2.

6.4 Extraneous exchanges

6.4.1 Heat exchange with the surroundings through the walls

Only flow through pumps and turbines will be dealt with here. The possibility of heat exchange with the ventilation circuits was mentioned in Sub-clause 6.2.

Since accurate information on heat exchange through concrete and rock walls is not available, only heat exchange through metal walls will be considered. The following correction shall be applied:

$$\Delta e_m = \left(\frac{v}{Q_e} \right) \cdot w A (T_a - T_2)$$

w = power exchanged, in watts per square metre and per degree Celsius from experience, w is considered equal to $10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$.

Q_e = volumetric discharge of water, in $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

A = area of exchange surface, in square metres

T_a = ambient air temperature, in degrees Celsius

T_2 = temperature of water in turbine or pump, in degrees Celsius

v = volume per unit mass of water in $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

The possible effect of condensation upon the machine walls of water contained in the ambient air must also be considered.

If there is considerable dripping, the resulting increase of the heat exchange (in practice always less than about four times) shall either be calculated from the air and water temperatures and the relative air humidity or efficiently depressed by sufficient heat insulation of the metal surfaces by screening jackets.

Calculation of condensation influence can be made with sufficient accuracy by increasing the correction Δe_m for the "dry" heat exchange in the proportion ψ :

$$\psi = \frac{1}{1 - \frac{2490}{\left(\frac{\Delta i}{\Delta x} \right)}}$$

Δi = enthalpy difference in kJ/kg

Δx = difference in relative water content of the air in $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$

The differences are between the condition of the humid air surrounding the turbine and that of the saturated air at metal surface temperature and shall be taken from a normal Mollier diagram for humid air.

6.4.2 Direct exchanges with the ambient air

Where water and air currents are closely mixed (turbine ventilation), the following correction to mechanical energy e_m shall be applied, calculated as follows:

$$\Delta e_m = \frac{Q_a}{Q_e} \frac{1}{p_{a_0}} \frac{1}{(273 + T_a)} \left[350 p_a (T_a - T_2) + 545 \cdot 10^3 (\varepsilon \cdot p_s (T_a) - p_s (T_2)) \right]$$

Notations et unités:

- Δe_m = correction d'énergie mécanique massique ($J \cdot kg^{-1}$)
 Q_a = débit volume d'air humide ($m^3 \cdot s^{-1}$)
 Q_e = débit volume d'eau turbinée ou pompée ($m^3 \cdot s^{-1}$)
 p_a = pression de l'air humide à son contact avec l'eau (bar)
 p_{a_0} = pression atmosphérique normale: 1,0133 bar
 T_a = température de l'air humide ($^{\circ}C$)
 T_2 = température de l'eau turbinée ou pompée ($^{\circ}C$)
 ε = degré hygrométrique de l'air (valeur décimale et non en pour-cent)
 $p_s(T)$ = pression de vapeur saturante à la température T (bar)

Température ($^{\circ}C$)	0	5	10	15	20	25	30
Pression de vapeur saturante (bar)	0,0061	0,0087	0,0123	0,0170	0,0234	0,0317	0,0424

6.4.3 *Echanges avec des zones d'eau au repos (cas de plusieurs turbines débitant sur un canal de fuite commun par exemple)*

On interposera un batardeau dans le canal de fuite afin d'éviter le mélange entre l'écoulement et les zones d'eau au repos qui peuvent être à une température différente de celle de l'eau d'écoulement.

6.4.4 *Echanges avec une deuxième roue tournant à vide sous la même capote (cas des turbines)*

Dans ce cas, les pertes par ventilation de la roue tournant à vide sont évacuées par l'eau turbinée. Un accord préalable devra intervenir sur la valeur de ces pertes. Il est recommandé, dans ce cas, de prévoir des garanties de rendement pour le fonctionnement à deux roues.

6.5 *Limite des corrections*

On ne considérera pas comme valable un point de mesure pour lequel les corrections obtenues selon les procédés de mesure et éléments de calcul donnés plus haut dépasseraient les valeurs limites suivantes rapportées à e_m :

- échange de chaleur entre l'eau du circuit de mesure et le milieu ambiant (voir le paragraphe 5.1.1) à l'entrée ou à la sortie: 1%;
- dans le cas particulier d'un soutirage utilisant des tuyauteries traversant le béton (voir le paragraphe 6.1.2.3), cette valeur limite peut être portée à 1,5%;
- somme arithmétique des corrections citées aux paragraphes 6.3 et 6.4:
cas normal: 1,5%,
cas d'une traversée dans le béton: 2%.

6.6 *Conditions défavorables pour certains régimes*

Dans certaines conditions de mesure défavorables (par exemple écarts excessifs de température ou de débit entre les différents points de la section de sortie, instabilité des températures, corrections dues aux phénomènes secondaires trop importantes), il est fortement recommandé d'utiliser un dispositif de contrôle «relatif» de débit, étalonné à partir des résultats obtenus par la méthode thermodynamique pour les régimes favorables (généralement proches de l'optimum de rendement). Pour ces régimes favorables chacun des points d'essais sera exécuté deux fois.

Notation and units:

- Δe_m = correction for mechanical energy per unit mass ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)
 Q_a = volumetric flow of humid air ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
 Q_e = volumetric discharge of pumped or turbined water ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
 p_a = pressure of humid air at its contact with water (bar)
 p_{a_0} = normal atmospheric pressure: 1.0133 bar
 T_a = temperature of humid air ($^{\circ}\text{C}$)
 T_2 = temperature of turbined or pumped water ($^{\circ}\text{C}$)
 ε = relative humidity of air (as a decimal value and not as percentage)
 $p_s(T)$ = saturated steam pressure at temperature T (bar)

Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	0	5	10	15	20	25	30
Pressure of saturated steam (bar)	0.0061	0.0087	0.0123	0.0170	0.0234	0.0317	0.0424

6.4.3 *Exchanges with still water areas (e.g. case of several turbines discharging into a common tail-race)*

A cofferdam shall be placed in the tail-race in order to avoid mixture of the flow with the calm water areas which may be at a different temperature to that of the flowing water.

6.4.4 *Exchanges with a second wheel running under a light load under the same hood (turbines)*

In this case, the turbine discharge removes ventilation losses from the wheel, running under a light load. Preliminary agreement shall be reached for the value of such losses and it is recommended that efficiency guarantees should be for both wheels working.

6.5 *Limitation of corrections*

Measurements shall not be considered valid whenever the corrections obtained from the measuring procedures or calculations given above exceed the following limits in relation to e_m :

- heat exchange between water in the sampling circuit and surroundings (see Sub-clause 5.1.1) at inlet or outlet: 1%;
- in the special case of extraction using pipes traversing concrete (see Sub-clause 6.1.2.3), the limit value may be increased to 1.5%;
- arithmetical sum of the corrections detailed in Sub-clauses 6.3 and 6.4:
 normal case: 1.5%,
 concrete traversing: 2%.

6.6 *Unfavourable conditions for some systems*

Where temperature measuring conditions are difficult (e.g. excessive temperature or flow rate differences exist between various points of the outlet section, temperatures are unstable), corrections due to important minor phenomena, a “relative” discharge control device (or index test) is highly recommended by calibration of the results obtained using the thermodynamic method at the most favourable conditions (which generally approach optimum efficiency). Tests will be repeated twice for the most favourable points.

Le calcul du débit-volume Q_e dans l'organe de contrôle « relatif » doit être fait en remarquant que :

$$Q_e = \frac{P_m}{e_m} \cdot v$$

où v est le volume massique de l'eau dans l'organe de contrôle « relatif ».

7. Précision des mesures

L'erreur f_η sur le rendement s'obtient par composition quadratique des erreurs sur le numérateur et sur le dénominateur des expressions du rendement données au paragraphe 2.5. En négligeant l'erreur sur e_x dans ces expressions, on a :

$$f_\eta^2 = f_{e_m}^2 + f_{e_h}^2$$

L'erreur f_{e_h} est étudiée à l'article 4 relatif à la détermination de cette énergie.

L'erreur f_{e_m} a trois origines :

- | | | |
|---|---------------|---------------------------------|
| — La détermination des grandeurs principales intervenant dans l'expression de e_m | $(f_{e_m})_1$ | Erreur partielle correspondante |
| — La détermination des corrections tenant compte des phénomènes secondaires | $(f_{e_m})_2$ | |
| — L'exploration de l'écoulement à l'entrée et à la sortie | $(f_{e_m})_3$ | |

Ces erreurs partielles seront composées quadratiquement pour obtenir f_{e_m} .

7.1 Estimation de l'erreur due à la détermination des grandeurs principales $(f_{e_m})_1$

On distingue :

- | | |
|---|------------|
| — L'erreur relative sur la mesure de la différence de pression $(p_{1-1} - p_{2-1})$ | $f_p^{1)}$ |
| — L'erreur relative sur le facteur isotherme | f_a |
| — L'erreur relative sur le terme c_p | f_{c_p} |
| — L'erreur relative due à l'incertitude sur la différence de température dans le cas des variantes « directe » et « détente partielle » | f_T |

$$f_a \text{ est égale à : } \frac{\bar{c}_p \Delta T}{\bar{a} (p_1 - p_2)}$$

où ΔT est l'incertitude dans la mesure de la différence de température (variante « directe ») ou dans l'égalité des températures (variante « détente partielle »).

Les erreurs sur les termes de vitesse et de position ont généralement une incidence très faible.

7.1.1 Expression de l'erreur dans le cas de la variante « directe »

$$\text{Turbine : } (f_{e_m})_1 = \frac{1}{\eta} \sqrt{f_p^2 + f_a^2 + f_T^2 + (1 - \eta)^2 f_{c_p}^2}$$

$$\text{Pompe : } (f_{e_m})_1 = \eta \sqrt{f_p^2 + f_a^2 + f_T^2 + (1 - \eta)^2 f_{c_p}^2}$$

1) Dans le cas général où la pression du côté « basse pression » de la machine est faible, f_p représente l'erreur relative caractérisant le manomètre employé.

Dans le cas particulier où la « basse pression » est élevée (cas de certaines pompes notamment), l'erreur f_p doit être calculée comme étant le rapport du résultat de la composition quadratique des erreurs absolues Δp_1 et Δp_2 faites sur chacune des deux mesures de pression séparées à la différence de pression entre les enceintes de mesure, soit :

$$\frac{\sqrt{\Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}}{(p_{1-1} - p_{2-1})}$$

For the calculation of discharge Q_e for the index test, use:

$$Q_e = \frac{P_m}{e_m} \cdot v$$

where v is the volume per unit mass of water in the “relative” discharge control device.

7. Precision of measurements

The error f_η in efficiency is obtained from the root mean square of the errors in the numerator and denominator of the efficiency expression given in Sub-clause 2.5. Disregarding error in e_x in these expressions leaves:

$$f_\eta^2 = f_{e_m}^2 + f_{e_h}^2$$

f_{e_h} : errors are examined in Clause 4 dealing with the determination of this energy.

There are three sources of error for f_{e_m} :

- Determination of main terms in the expression for e_m Corresponding component error $(f_{e_m})_1$
- Determination of corrections while allowing for secondary phenomena $(f_{e_m})_2$
- Exploration of flow-distribution at the inlet and outlet $(f_{e_m})_3$

The root mean square of the component errors gives f_{e_m} .

7.1 Estimation of error due to determination of the main terms $(f_{e_m})_1$

A difference is drawn between:

- Fractional error when measuring the pressure difference $(p_{1-1} - p_{2-1})$ f_p ¹⁾
- Fractional error in the isothermal factor f_a
- Fractional error in the term c_p f_{c_p}
- Fractional error due to the uncertainty of temperature difference in the case of the “direct” and “partial expansion” variations f_T

$$f_T \text{ is equal to: } \frac{\bar{c}_p \Delta T}{a (p_1 - p_2)}$$

where ΔT is the uncertainty in measurement of temperature difference (“direct” operating procedure) or in temperature equality (“partial expansion” operating procedure).

Errors in the velocity and position terms are generally very low.

7.1.1 Expression of error in the case of the “direct” operating procedure

$$\text{Turbine: } (f_{e_m})_1 = \frac{1}{\eta} \sqrt{f_p^2 + f_a^2 + f_T^2 + (1 - \eta)^2 f_{c_p}^2}$$

$$\text{Pump: } (f_{e_m})_1 = \eta \sqrt{f_p^2 + f_a^2 + f_T^2 + (1 - \eta)^2 f_{c_p}^2}$$

¹⁾ In the general case where pressure on the “low pressure” side of the machine is low, f_p represents the fractional error characteristic of the manometer used.

In the specific case where “low pressure” is high (particularly in certain pumps), the f_p error must be calculated as a ratio of the result of the root mean square of absolute errors Δp_1 and Δp_2 for each of the two separate pressure measurements to the pressure difference between the measuring vessels, namely:

$$\frac{\sqrt{\Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}}{(p_{1-1} - p_{2-1})}$$

7.1.2 Expression de l'erreur dans le cas de la variante « détente partielle »

$$\text{Turbine: } (f_{e_m})_1 = \sqrt{f_p^2 + f_a^2 + \frac{1}{\eta^2} f_T^2}$$

$$\text{Pompe: } (f_{e_m})_1 = \sqrt{f_p^2 + f_a^2 + \eta^2 f_T^2}$$

7.1.3 Estimation¹⁾ des erreurs intervenant dans $(f_{e_m})_1$

Si toutes les conditions de mesure définies à l'article 5 ont été respectées, les erreurs élémentaires sont généralement proches des valeurs suivantes, exprimées en pour-cent:

f_p	0,2
f_a	$10 (1 - a \cdot 10^3)$
f_{c_p}	0,5
f_T est voisin de	$\frac{6 \cdot 10^{-2}}{(p_1 - p_2)}$
$(p_1 - p_2)$ étant en bars	

7.2 Estimation¹⁾ de l'erreur sur les corrections dues aux phénomènes secondaires $(f_{e_m})_2$

Ces phénomènes sont les suivants:

- échanges de chaleur entre l'extérieur et les circuits de mesure à l'entrée et à la sortie (paragraphe 5.1.1);
- instabilité d'énergie à l'entrée (paragraphe 6.3);
- échanges parasites (paragraphe 6.4.1 à 6.4.4).

On admettra que l'on commet sur chacune des corrections une erreur égale à 20% de sa valeur et on estimera chacune des erreurs relatives correspondantes par rapport à e_m soit: f_1, f_2 , etc.

Ces erreurs « résiduelles » étant indépendantes les unes des autres, elles seront composées quadratiquement. On obtiendra ainsi une erreur sur les corrections.

$$(f_{e_m})_2 = \sqrt{f_1^2 + f_2^2 + \dots}$$

7.3 Erreurs dues au défaut d'exploration de l'écoulement $(f_{e_m})_3$

On admettra que les erreurs relatives à l'entrée et à la sortie sont indépendantes l'une de l'autre et égales chacune en valeur relative à 0,6%.

Cette valeur d'expérience servira de référence en l'absence d'exploration en plusieurs points (cas général du soutirage à l'entrée). Une valeur plus appropriée sera retenue d'après les résultats des explorations détaillées et notamment en présence de répartitions de température ou de débit très particulières.

¹⁾ La valeur estimée doit correspondre à un « niveau de confiance » de 95% (probabilité de 95% de n'être pas dépassée).

7.1.2 Expression of error in the case of the "partial expansion" operating procedure

$$\text{Turbine: } (f_{e_m})_1 = \sqrt{f_p^2 + f_a^2 + \frac{1}{\eta^2} f_T^2}$$

$$\text{Pump: } (f_{e_m})_1 = \sqrt{f_p^2 + f_a^2 + \eta^2 f_T^2}$$

7.1.3 Estimation¹⁾ of errors in $(f_{e_m})_1$

If all the measurement conditions specified in Clause 5 have been observed, the elemental errors are generally in the following range, expressed in per cent:

f_p	0.2
f_a	10 (1 — $\alpha \cdot 10^3$)
f_{c_p}	0.5
f_T is approximately	$\frac{6 \cdot 10^{-2}}{(p_1 - p_2)}$
(p ₁ — p ₂) being in bars	

7.2 Estimation¹⁾ of error in corrections due to secondary phenomena $(f_{e_m})_2$

These phenomena are as follows:

- heat exchanges between the surroundings and the inlet and outlet measuring circuits (Sub-clause 5.1.1);
- energy instability at the inlet (Sub-clause 6.3);
- extraneous exchanges (Sub-clauses 6.4.1 to 6.4.4).

It is reasonable to suppose that an error of 20% of its value is present in each correction, and each of the corresponding relative errors will be estimated in terms of e_m , namely: f_1, f_2 , etc.

Since these "residual errors" are independent of each other, the root mean square value may be taken. Thus an error in correction may be expressed by:

$$(f_{e_m})_2 = \sqrt{f_1^2 + f_2^2 + \dots}$$

7.3 Errors due to faulty exploration of flow distribution $(f_{e_m})_3$

Fractional errors at the inlet and outlet shall be accepted as being independent of each other and as each being equal to a relative value of 0.6%.

This experimental value will serve as a reference in the absence of exploration in several points (general case for tapping at the inlet). A more appropriate value is to be selected after the results of more detailed explorations, notably in the presence of special temperature or discharge distributions.

¹⁾ The estimated value should correspond to a 95% confidence level (95% probability not to be exceeded).

COMMENTAIRES SUR L'ORIGINE DES VALEURS
DES PROPRIÉTÉS THERMODYNAMIQUES DE L'EAU

Les valeurs recommandées représentent une moyenne de celles données par Thom et Foord (Faculty of Engineering, université de Glasgow) d'une part, et Vercasson (Electricité de France) d'autre part. Les écarts les plus élevés constatés entre les deux séries de valeurs atteignent seulement $6 \cdot 10^{-4}$ pour α et ν , et $1 \cdot 10^{-3}$ pour c_p . On peut donc dire que les deux séries sont concordantes.

Les valeurs proposées par Thom et Foord ont été calculées dans le cadre d'un programme de recherches du Mechanical Engineering Research Laboratory de l'université de Glasgow, d'après des équations de Bruges et de Gibson, en tenant compte des valeurs expérimentales obtenues par Kell et Whalley.

Les valeurs données et calculées par Vercasson ont pour origine l'International Formulation Committee of the Sixth International Conference on the Properties of Steam. La formulation proposée par ce Comité est corrigée au-dessous de 20°C en tenant compte:

- des valeurs du volume massique de l'eau désaérée sous une atmosphère dues à Thiesen, Scheel et Diesselhorst, recoupées par celles de Chappuis;
- des valeurs de la température du maximum de densité de l'eau dues à Dussana, recoupées par celles d'Amagat.

Toutes ces valeurs sont citées dans l'ouvrage de N. Ernest Dorsey, National Bureau of Standards, *Properties of Ordinary Water-substance* (1940).