ÉTAT ACTUEL DE LA NORMALISATION DES DIAPHRAGMES, TUYÈRES ET VENTURIS

Communication
présentée au Comité technique
de la Société Hydrotechnique de France
le 20 mars 1969

PAR G. THIBESSARD *

Introduction

Bien que commencée antérieurement, sur le plan national, par différents pays, c'est en 1930, à l'instigation de la France, que la normalisation des appareils déprimogènes débute sur le plan international par la création du Comité I.S.A. 30 (**).

Après plusieurs réunions, le Comité publie en 1935 et 1936 les bulletins I.S.A. 9 et 12; ceux-ci concrétisent l'expérience acquise par les expérimentateurs européens, et principalement, par le Dr. Witte.

Dès 1939, à Helsinki, il apparaissait nécessaire de revoir ces bulletins.

La guerre de 1939-1945 devait interrompre les travaux jusqu'en 1948.

La première réunion du Comité Technique 30 de l'I.S.O. (***), qui prend la succession du Comité 30 de l'I.S.A., a lieu en 1948. Sa première tâche est d'adopter les résolutions de la réunion d'Helsinki, ce qui prouve la continuité du travail entre I.S.A. et I.S.O. Les résolutions prises s'attachent largement à la préparation et à la présentation de nouveaux essais. Il semble que le Comité prévoie les divergences qui vont se faire jour entre les différentes normes nationales publiées ou en préparation et qu'il s'estime mal armé pour porter un jugement.

C'est en 1951 que ces divergences apparaissent vraiment en discussion plénière, rendant rapidement impossible la création d'un document inter-

national par juxtaposition des normes nationales. Il devient évident que la rédaction de la nouvelle recommandation internationale doit être reprise à zéro.

Pour faciliter le travail, le Professeur Schlag et M. Stolz auxquels furent adjoints ultérieurement le Professeur Jorissen et le Docteur Ruppel, furent chargés de la rédaction d'un avant-projet.

Le Professeur Jorissen devait décéder brutalement pendant les travaux et être remplacé par le Professeur Beitler.

Il faudra seize ans pour mener à bien ce travail et même dix-sept ans pour les venturis, disjoints des diaphragmes et tuyères qui semblent plus simples à uniformiser.

L'ampleur du domaine couvert par ces nouvelles recommandations et la qualité de l'information fournie à l'utilisateur suffisent largement à expliquer la longue gestation de ces documents.

Les nouvelles recommandations internationales

Esprit des textes.

Vu l'audience vraiment internationale du Comité Technique 30, il fallait normaliser tous les dispositifs déprimogènes déjà très largement utilisés dans l'industrie sur le plan mondial et pour lesquels des documents expérimentaux suffisants existaient.

Il fallait aussi définir les conditions d'exécution et d'utilisation des appareils avec suffisamment de

* Ingénieur à la Société Alsthom, Grenoble.

(**) International Federation of National Standardizing Associations.

(***) International Organisation for Standardization.

détails pour que les non initiés à un appareil particulier disposent de toute l'information nécessaire à l'application des recommandations.

Les appareils normalisés.

La recommandation ISO R 541, parue en janvier 1967, s'intitule *Mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes et de tuyères* et la recommandation ISO R 781, *Mesure de débit des fluides au moyen de tubes de Venturi*, est éditée depuis 1968.

La première traite des diaphragmes équipés de prises de pression dans l'angle, *vena contracta* ou à la bride, de la tuyère ISA 1932 et des tuyères à long rayon, à petits et à grands rapports d'ouverture.

Les tubes de Venturi normalisés dans la seconde recommandation sont le venturi classique ou de Herschel, subdivisé en trois types suivant l'état de surface de la partie convergente, et le venturi-tuyère, dont le convergent a la forme de la tuyère ISA 1932.

Finalement, les deux documents mettent à la disposition de l'utilisateur dix appareils plus ou moins différents, mais qui permettent de procéder à des mesures absolues de débit sans étalonnage préalable, dès l'instant où certaines conditions sont satisfaites.

Les conditions générales de validité des recommandations.

Dans l'ensemble, ces conditions sont identiques pour tous les appareils déprimogènes.

La nouveauté la plus marquante est la notion de tuyauterie de mesure, mettant en évidence le fait que l'appareil déprimogène, ou élément primaire, ne peut être dissocié entièrement de la conduite dans laquelle il est installé. En corollaire, la longueur de cette tuyauterie de mesure, ou encore longueurs droites minimales en amont et en aval de l'élément primaire, varie à la fois avec l'élément primaire, le rapport d'ouverture et la nature des bornes de la tuyauterie de mesure. Elle est d'autant plus grande que le rapport d'ouverture est grand.

Des valeurs identiques sont recommandées pour tous les diaphragmes et toutes les tuyères; elles sont étendues aux venturis-tuyères. Un autre groupe de valeurs est recommandé pour les venturis classiques (voir tableau I).

Comme ces longueurs peuvent être prohibitives dans certains cas, et comme l'effet de la perturbation introduite par les bornes de la tuyauterie de mesure tend progressivement vers zéro quand la longueur augmente, on a défini une seconde longueur minimale égale à la moitié de la précédente mais pour laquelle il faut craindre un supplément d'erreur de 0,5 %, supplément qui s'ajoute algébriquement à l'erreur totale de la mesure de débit.

Comme le montre le tableau I(*), les valeurs sont beaucoup plus réduites pour le venturi classique, sauf cependant le cas des coudes orthogonaux, qui semble particulièrement néfaste à ce type d'appareil.

(*) Extrait du N.B.N. 722 F, avec l'aimable autorisation de la Société Belge des Mécaniciens.

D'une façon générale, les conditions d'installation ont été fixées avec une plus grande rigueur qu'antérieurement, une valeur limite étant autant que possible imposée aux inévitables imperfections de l'installation, comme l'ovalisation de la tuyauterie de mesure, l'excentrement au montage, etc.

Il n'a cependant pas été possible de définir numériquement la limite au-delà de laquelle un liquide ne peut plus être considéré comme se comportant en phase unique ou encore celle séparant l'écoulement constant ou peu variable et l'écoulement pulsatoire.

Dans le cas des fluides compressibles, la pression différentielle a été limitée à 25 % de la pression absolue amont, excluant ainsi l'usage des appareils normaux en détente critique ou supercritique.

Les incertitudes de mesure.

Pour sacrifier au vocabulaire unifié, les recommandations R 541 et R 781 utilisent le vocable « erreur de mesure ».

L'expression « incertitude de mesure » serait peut-être plus satisfaisante, surtout pour ceux qui traitent erreur et faute en synonymes. C'est peut-être la raison pour laquelle le chapitre intitulé « erreurs » parle d'écart à craindre et d'écart-type. Quoi qu'il en soit, le calcul de cet écart à craindre a donné lieu à de nombreux travaux et débats.

TABLEAU I
Tableau des longueurs droites minimales.
Diaphragme, tuyère, venturi-tuyère.

β	En amont de l'élément primaire						En aval	
	Coude simple à 90° ou Te (débit par une seule branche)	Deux ou plus de deux coudes à 90° coplanaires	Deux ou plus de deux coudes à 90° dans des plans différents	Réductions (2 D à D sur une longueur de 3 D) Evénements (0,5 D à D sur une longueur de 1,5 D)	Robinet soupape grand ouvert	Robinet du type « vanne » grand ouvert	Tous accessoires cités dans ce tableau	
≤ 0,20	10 (6)	11 (7)	34 (17)	16 (8)	18 (9)	12 (6)	4 (2)	
0,25	10 (6)	14 (7)	34 (17)	16 (8)	18 (9)	12 (6)	5 (2)	
0,30	10 (6)	16 (8)	34 (17)	16 (8)	18 (9)	12 (6)	5 (2,5)	
0,35	12 (6)	16 (8)	36 (18)	16 (8)	18 (9)	12 (6)	5 (2,5)	
0,40	14 (7)	18 (9)	36 (18)	16 (8)	20 (10)	12 (6)	6 (3)	
0,45	14 (7)	18 (9)	38 (19)	18 (9)	20 (10)	12 (6)	6 (3)	
0,50	14 (7)	20 (10)	40 (20)	20 (10)	22 (11)	12 (6)	6 (3)	
0,55	16 (8)	22 (11)	44 (22)	20 (10)	24 (12)	14 (7)	6 (3)	
0,60	18 (9)	26 (13)	48 (24)	22 (11)	26 (13)	14 (7)	7 (3,5)	
0,65	22 (11)	32 (16)	54 (27)	24 (12)	28 (14)	16 (8)	7 (3,5)	
0,70	28 (14)	36 (18)	62 (31)	26 (13)	32 (16)	20 (10)	7 (3,5)	
0,75	36 (18)	42 (21)	70 (35)	28 (14)	36 (18)	24 (12)	8 (4)	
0,80	46 (23)	50 (25)	80 (40)	30 (15)	44 (22)	30 (15)	8 (4)	

Accessoires	Longueur droite amont minimale nécessaire
Brusque réduction symétrique de rapport de diamètres supérieur ou égal à 0,5	30 (15)
Poche à thermomètre de diamètre ≤ 0,03 D	5 (3)
Poche à thermomètre de diamètre compris entre 0,03 et 0,13 D	20 (10)

Venturi classique

Rapport des diamètres β	Coude simple à 90° Réaccordement *	Deux coudes ou plus à 90° dans le même plan *	Deux coudes ou plus à 90° dans des plans différents *	Deux coudes ou plus à 90° dans des plans différents avec trancheurs *	Réduction de 3 D à D sur une longueur de 1,5 D	Evénements de 3/4 D à D sur une longueur de D	Robinet du type « vanne » grand ouvert
0,40	0,5 (0,5)	1,5 (0,5)	(0,5)	3,5 (1)	2,5 (0,5)	1,5 (0,5)	2,5 (1,5)
0,45	1,0 (0,5)	1,5 (0,5)	(0,5)	3,5 (1)	4,5 (0,5)	2,5 (1)	3,5 (1,5)
0,50	1,5 (0,5)	2,5 (1,5)	(0,5)	4,5 (0,5)	5,5 (0,5)	2,5 (1,5)	3,5 (1,5)
0,55	2,5 (0,5)	2,5 (1,5)	(12,5)	5,5 (0,5)	6,5 (0,5)	3,5 (1,5)	4,5 (2,5)
0,60	3,0 (1)	3,5 (2,5)	(17,5)	5,5 (0,5)	8,5 (0,5)	3,5 (1,5)	4,5 (2,5)
0,65	4,0 (1,5)	4,5 (2,5)	(23,5)	5,5 (0,5)	9,5 (1,5)	4,5 (2,5)	4,5 (2,5)
0,70	4,0 (2)	4,5 (2,5)	(27,5)	5,5 (3,0)	10,5 (2,5)	5,5 (3,5)	5,5 (3,5)
0,75	4,5 (3)	4,5 (3,5)	(29,5)	6,5 (3,5)	11,5 (3,5)	6,5 (4,5)	5,5 (3,5)

* Le rayon intérieur de courbure du coude doit être égal ou supérieur au diamètre de la tuyauterie.

** Comme l'effet de ces accessoires peut se faire sentir au-delà de 40 D, il ne peut être donné, dans le tableau, de valeurs sans parenthèses.

*** Puisqu'un accessoire ne peut être placé à moins de 0,5 D des prises de pression amont du tube de Venturi, la valeur « sans écart à craindre supplémentaire » est applicable à ce cas.

L'écart à craindre sur la mesure a été pris égal au double de l'écart-type; il n'a donc qu'une probabilité de 5 % d'être dépassé par l'erreur absolue vraie.

La méthode générale de calcul de l'écart à craindre est indiquée. Elle est toutefois doublée d'une formule pratique largement suffisante pour la grande majorité des mesures de débits.

Les diaphragmes.

S'il y a plusieurs types de prises de pression, il n'y a par contre qu'un seul diaphragme. Sa définition n'a pas sensiblement varié. Ici aussi, on s'est efforcé de fixer une limite aux inévitables imperfections de réalisation, en particulier à la rugosité. Mais, la difficulté majeure s'est présentée pour définir l'acuité de l'arête amont. On s'en est finalement tenu à la définition classique « L'arête amont (est) vive... si elle semble ne pas réfléchir un rayon lumineux lorsqu'on l'examine à l'œil nu ».

Il n'y a guère de nouveauté dans la description des prises de pression.

Certaines dimensions sont mieux précisées, notamment pour les bagues de prises de pression.

La présentation des coefficients nécessaires au calcul du débit a subi une telle modification par rapport aux publications précédentes, principalement dans le cas des prises de pression dans les angles, que cette question mérite d'être traitée séparément.

Les tuyères.

On retrouve à nouveau le souci de mieux préciser la forme des appareils en limitant les défauts inévitables. Le problème de la rugosité de la face amont est également abordé numériquement. Chaque type de tuyère a conservé ses particularités et le col cylindrique de la tuyère ISA 1932 garde sa longueur de 0,3 d alors que celui des tuyères à long rayon reste de 0,6 d.

La présentation du coefficient de débit de la tuyère ISA 1932 a subi une transformation analogue à celle du diaphragme à prises dans l'angle, ainsi qu'on le verra plus loin.

Les tubes de Venturi classiques.

Après avoir initialement été inclus dans la révision des documents ISA, les tubes de Venturi classiques en ont été dissociés devant les très grandes différences de géométrie qui auraient dû être couvertes par une même appellation et un même coefficient de débit. Il faut peut-être ajouter que l'angle du convergent retenu par les bulletins ISA était de 15°, alors qu'une majorité de résultats expérimentaux sur du matériel largement commercialisé était relative à des venturis ayant un angle de 21°. L'angle de 21° s'est donc imposé, rendant peu utiles les efforts entrepris par certains chercheurs entre 1939 et 1948 pour améliorer la connaissance des tubes de Venturi classiques.

Toutefois, si cette modification de l'angle du convergent normalisé a figé une des variables de définition du convergent, la latitude laissée aux autres

proportions et à la rugosité pour couvrir tous les appareils ayant fait l'objet d'essais, restait très importante.

La dispersion des résultats était large et ne rendait pas justice au tube de Venturi classique. Différentes expériences avaient en effet mis en évidence sa fiabilité, mais aussi sa sensibilité à toute modification de l'état de surface du convergent et du col. La difficulté de déterminer avec précision le diamètre du col devait être l'un des résultats inattendus de certains échanges de venturis entre plusieurs laboratoires.

La solution finalement retenue a consisté à différencier trois profils de venturis classiques.

Le premier s'est dégagé d'un ensemble expérimental fort étendu exécuté sur un certain type de matériel commercialisé avec un convergent brut de fonderie et larges congés.

Le second correspond à un convergent entièrement usiné dont le profil est dérivé de celui retenu par l'I.S.A., qui comportait de petits congés.

Enfin, le troisième a trait à des venturis en tôle soudée, de dimensions assez grandes, utilisés dans les transports d'eau ou de gaz et sur lesquels un certain nombre d'essais disponibles fait apparaître un écart avec les appareils précédents.

Dans tous les cas, une limite supérieure est imposée pour la rugosité relative du col.

Le venturi tuyère.

Le venturi à convergent en forme de tuyère ISA 1932 a été dissocié du travail de révision des bulletins ISA en même temps que le tube de Venturi classique.

Ce type de venturi, principalement étudié en Allemagne, avait été présenté avant 1940 avec un coefficient de débit légèrement différent de celui de la tuyère ISA 1932.

La recommandation R 781 s'efforce de mieux préciser la forme retenue, principalement le diamètre des prises de pression au col.

Avec quelques rectifications de valeurs, la recommandation R 781 entérine la différence des coefficients de débit de la tuyère ISA 1932 et du venturi tuyère.

Parallèlement, on observe une réduction du domaine de $\mathcal{R}$ pour lequel les coefficients sont normalisés.

Quant à la présentation du coefficient de débit, elle s'inspire en tout point de celle utilisée pour la tuyère, mais avec les simplifications résultant de la gamme plus réduite de $\mathcal{R}$ dans laquelle le venturi-tuyère est normalisé.

Les coefficients

Présentation des coefficients de débit des appareils déprimogènes dans les recommandations ISO 541 et 871.

Les coefficients de débit des appareils déprimogènes normalisés sont rassemblés au tableau II, permettant une vue d'ensemble des différentes formes retenues.

TABLEAU II

Coefficients de débit des appareils déprimogènes

I. Diaphragmes

Ia) Prises de pression dans les angles

$$\alpha = \alpha_0 \left[1 + r \left(\frac{\log_{10} \frac{D}{D_0}}{6} \right)^2 \right] \quad (1)$$

$$\alpha_0 = f(\beta^4, \beta_D) \quad r = f(\beta^2, D/k)$$

Ib) Prises de pression vena contracta ($D/k > 1000$)

$$\alpha = A + B \sqrt{\frac{10^6}{\beta_D}}$$

$$A = 0,5922 + 0,4252 \left\{ \frac{0,3971}{D^2 \beta^2 + 0,01 D} + \beta^4 + 1,25 \beta^{16} \right\}$$

$$B = 0,00025 + 0,00235 \left\{ \beta + 1,75 \beta^4 + 10 \beta^{12} + 0,07874 D \beta^{16} \right\}$$

Ic) Prises de pression à la bride ($D/k > 1000$)

$$\alpha = \alpha_e \left(1 + S \beta^2 \frac{10^6}{\beta_D} \right) \left(\frac{1000}{1012,45 - 75\beta + 135\beta^2 - 63\beta^3 + \sqrt{\beta_D}} \right)$$

$$\alpha_e = 0,5993 + \frac{0,1778}{\beta} + (0,364 + \frac{0,3830}{\sqrt{\beta_D}}) \beta^4$$

$$+ 0,4 \left(1,6 - \frac{25,40}{\beta_D} \right)^5 \left[(0,07 + \frac{12,7}{\beta_D}) - \beta \right]^{5/2}$$

$$- (0,009 + \frac{0,8636}{\beta_D}) (0,5 - \beta)^{3/2} + (\frac{4,935}{\beta_D} + 3) (\beta - 0,7)^{5/2}$$

$$S = \frac{D}{254000} (0,83 - 5\beta + 9 \beta^2 - 4,2 \beta^3 + \frac{2,671}{\sqrt{\beta_D}})$$

II. Tuyères

IIa) I.S.A. 1932

$$\alpha = \alpha_1 \left[1 + r_1 \left(\frac{\log_{10} \frac{D}{D_0}}{5,5} \right)^2 \right] \quad (1)$$

$$\alpha_1 = f(\beta^4, \beta_D) \quad r_1 = f(\beta^2, D/k)$$

IIb) Long rayon ($D/k > 1000$)

$$C = f(\beta, \beta_D)$$

III. Venturis

IIIa) Venturi classique ($D/k > 10000$)

$$C = C^{\text{te}}$$

IIIb) Venturi tuyère

$$\alpha = \alpha_2 \quad r_2$$

$$\alpha_2 = f(\beta^4) \quad r_2 = f(\beta^2, D/k)$$

(1) Le coefficient de r_1 ou de r_2 ne peut être supérieur à 1.

assorti d'une tolérance assez large, valable pour toutes les combinaisons de D , β et R_D , comprises dans un domaine bien délimité.

La tuyère à long rayon reste insensible à la rugosité si celle-ci reste inférieure à une certaine limite.

Il en est, *a priori*, de même pour les diaphragmes à prises de pression *vena contracta* et à la bride. On observe cependant que les coefficients A , B , α_e et S ne sont pas indépendants du diamètre de la tuyauterie. Comme, d'autre part, il semble acquis que les essais ont été faits avec des tuyauteries dont la rugosité absolue est assez constante et évaluée à 0,05 mm, on peut penser que l'influence de D pourrait en fait n'être que l'influence de D/k avec k constant. Si cette hypothèse est implicitement retenue sous forme de note dans la recommandation R 541, le comité ISO-TC 30 s'est cependant déclaré insuffisamment éclairé par les expériences disponibles pour introduire explicitement k dans les expressions de A , B , α_e et S .

Dans le cas de la tuyère à long rayon, le domaine expérimental ne couvre pas une gamme suffisante de diamètre (50 à 200 mm) pour que l'effet de D/k ait pu être mis en évidence, vraisemblablement par suite de la variabilité de la rugosité absolue des conduites industrielles ayant servi aux essais. Dans le domaine normalisé, on peut considérer que l'effet de la rugosité s'est finalement traduit par un accroissement de l'écart à craindre.

Le venturi-tuyère présente un cas analogue, mais ici, c'est l'influence de Reynolds qui n'apparaît plus systématiquement. En fait, la zone d'utilisation normalisée est assez réduite et l'effet de R_D est alors trop faible devant les incertitudes des mesures expérimentales pour être mis clairement en évidence.

Si l'on compare les coefficients de débits des trois diaphragmes et de la tuyère ISA 1932, et si l'on admet que D est, au moins partiellement, introduit au lieu de D/k , on constate une différence notable par rapport aux bulletins ISA 9 et 12, car l'effet de la rugosité n'est plus séparé de l'effet de la viscosité, ainsi que l'ont montré différents résultats expérimentaux.

Enfin, deux particularités sont offertes par les coefficients de débits des diaphragmes à prises de pression *vena contracta* et à la bride. Ceux-ci sont entièrement explicités sous forme d'expressions algébriques, mais on reste cependant perplexe devant la complexité de l'expression du coefficient de débit des diaphragmes à prises de pression à la bride. D'autre part, ils font apparaître, pour une installation réalisée, une relation simple entre α et une certaine puissance de l'inverse du nombre de Reynolds.

Les expressions du tableau II ne sont utilisables que dans un domaine bien défini de nombre de Reynolds. Ces limites sont données soit immédiatement dans le tableau donnant α ou C , soit dans un tableau séparé dont les paramètres sont β et éventuellement D (pour les diaphragmes *vena contracta* et prises à la bride).

Présentation de l'écart-type sur le coefficient de débit.

Ici également, on observe une profonde évolution par rapport aux différentes solutions adoptées antérieurement, ainsi qu'on peut le voir au tableau III.

Dans tous les cas, le recours à un diagramme est exclu, éliminant ainsi l'erreur personnelle de lecture ou d'interpolation. Un certain nombre de coefficients sont fournis par des tableaux dont les paramètres sont indiqués dans l'expression générale $f(\dots)$.

Deux expressions seulement ne sont pas entièrement indépendantes des dimensions, ce sont les coefficients de débit des diaphragmes avec prises de pression *vena contracta* et à la bride. Dans ces expressions, D doit être exprimé en millimètres.

La rugosité relative de la tuyauterie de mesure n'apparaît explicitement que dans trois cas : diaphragme à prises de pression dans les angles, tuyère ISA 1932 et venturi-tuyère. Ce sont précisément les appareils déprimogènes étudiés initialement par les bulletins ISA.

Dans tous les autres cas, une valeur limite est imposée à la rugosité relative.

Le cas du venturi classique est assez particulier, car la somme de documents disponibles et la grande diversité de géométries auxquelles ils se rapportent ont conduit, dans un premier temps, à ne normaliser pour chaque type qu'un coefficient de débit,

Pour le diaphragme à prises de pression dans l'angle, la tuyère ISA et le venturi-tuyère, on s'est efforcé de tenir compte de toutes les influences antérieurement prises en compte, soit le rapport d'ouverture, la viscosité et la rugosité. Pour les deux premiers, on trouve en outre un facteur fonction du diamètre de la tuyauterie, dont la présence s'explique mal, même en admettant que tous les diamètres n'ont pas fait l'objet d'un nombre d'essais identique. Il faut noter que les diagrammes ont, ici aussi, fait place à des expressions algébriques, éventuellement complétées par des tableaux de valeurs.

Dans les autres cas, seul intervient le rapport d'ouverture, et cela uniquement aux extrémités du domaine normalisé des nombres de Reynolds.

Le cas du venturi classique est encore une fois séparé, vu l'esprit dans lequel il a été normalisé.

On remarquera de plus que les expressions algébriques utilisées rappellent plus ou moins celles des coefficients de débit.

Présentation du coefficient de détente ϵ et de son écart-type.

Le tableau IV rassemble les coefficients de détente et on peut voir à nouveau que celui du diaphragme à prises de pression dans les angles a abandonné la présentation graphique pour une relation algébrique.

TABLEAU III

Ecart-type sur le coefficient de débit

I. Diaphragmes

Ia) Prises en pression dans les angles (1)

$$\frac{100 \sigma_a}{a} = \pm 0,25 \left[1 + 2 s^4 + 100 r_1 \left(\frac{\log_{10} \frac{d}{D}}{5,5} \right)^2 + s^2 (\log_{10} \frac{d}{D} - 6)^2 + \frac{50}{D} \right]$$

Ib) Prises de pression vena contracta

$$\frac{100 \sigma_a}{a} = \pm \begin{cases} 0,25 + 2,5 (0,2 - s) & 0,1 \leq s < 0,2 \\ 0,25 & 0,2 \leq s \leq 0,7 \\ 0,25 + 2,5 (s - 0,7) & 0,7 < s \leq 0,8 \end{cases}$$

Ic) Prises de pression à la bride

$$\frac{100 \sigma_a}{a} = \pm \begin{cases} 0,30 + 2,5 (0,2 - s) & 0,1 \leq s < 0,2 \\ 0,30 & 0,2 \leq s \leq 0,7 \\ 0,30 + 2,5 (s - 0,7) & 0,7 < s \leq 0,75 \end{cases}$$

II. Tuyères

IIa) Tuyère ISA 1932 (1)

$$0,1 \leq s^2 < 0,2$$

$$\frac{100 \sigma_a}{a} = \pm 0,25 \left[\frac{0,224}{s^2} + 100 r_1 \left(\frac{\log_{10} \frac{d}{D}}{5,5} \right)^2 + (\log_{10} \frac{d}{D} - 6)^2 + \frac{50}{D} \right]$$

$$\frac{100 \sigma_a}{a} = \pm 0,25 \left[1 + 3 s^4 + 100 r_1 \left(\frac{\log_{10} \frac{d}{D}}{5,5} \right)^2 + (\log_{10} \frac{d}{D} - 6)^2 + \frac{50}{D} \right]$$

IIb) Tuyère à long rayon

$$\frac{100 \sigma_a}{a} = \pm \begin{cases} 0,50 + 2,5 (0,3 - s) & 0,2 \leq s < 0,3 \\ 0,50 & 0,3 \leq s \leq 0,7 \\ 0,50 + 2,5 (s - 0,7) & 0,7 < s \leq 0,8 \end{cases}$$

III. Venturi

IIIa) Venturi classique

$$\frac{100 \sigma_a}{a} = \pm 0,35, \pm 0,50 \text{ ou } \pm 0,75 \text{ suivant type.}$$

IIIb) Venturi tuyère

$$\frac{100 \sigma_a}{a} = \pm 0,25 \left[2 + 3 s^4 + 100 r_2 \right]$$

(1) s s'exprime en mm.

que. Notons au passage qu'une certaine contradiction régnait entre les différents diagrammes d'une même norme et entre ceux de différentes normes nationales. La formule retenue traduit les diagrammes de la norme allemande avec une erreur qui dépasse 0,25 % de ϵ pour un cas seulement [7] (*).

L'expression utilisée pour les diaphragmes *vena contracta* et avec prises de pression à la bride est sensiblement analogue à celle des diaphragmes à prises de pression dans les angles, dont elle peut se déduire par développement en série limité au premier terme, sans écart important sur les coefficients numériques.

Pour toutes les tuyères, l'expression que l'on peut déduire de la théorie des gaz, en faisant l'hypothèse d'une détente isentropique, s'est avérée en accord satisfaisant avec les résultats expérimentaux.

C'est précisément parce que cette vérification expérimentale fait défaut dans le cas des venturis classiques et des venturis-tuyères que la normalisation n'a pas été étendue aux fluides compressibles. Cependant, une annexe indique qu'aucune raison n'existe pour ne pas étendre la même expression théorique à tous les venturis. A titre très conservatoire, il est précisé que l'écart-type est alors égal à la moitié de la différence entre 1 et ϵ .

Rappelons que, dans tous les cas, même pour la tuyère à long rayon, le rapport des pressions est limité à 0,75, excluant ainsi la détente critique.

TABLEAU IV

Coefficients de compressibilité ϵ et son écart-type

I. Diaphragmes

$$p_2/p_1 > 0,75$$

Ia) Prises de pression dans les angles

$$\epsilon = 1 - (0,3707 + 0,3184 s^4) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/K} \right]^{0,935}$$

$$\frac{100 \sigma_\epsilon}{\epsilon} = \pm 2 \frac{p_1 - p_2}{p_1} \quad 0,22 \leq s \leq 0,75$$

$$\frac{100 \sigma_\epsilon}{\epsilon} = \pm 4 \frac{p_1 - p_2}{p_1} \quad 0,75 < s \leq 0,8$$

Ib) Prises de pression vena contracta et à la bride

$$\epsilon = 1 - (0,41 + 0,35 s^4) \frac{p_1 - p_2}{K p_1}$$

$$\frac{100 \sigma_\epsilon}{\epsilon} = \pm 2 \frac{p_1 - p_2}{p_1} \quad 0,2 \leq s \leq 0,75$$

$$\frac{100 \sigma_\epsilon}{\epsilon} = \pm 4 \frac{p_1 - p_2}{p_1} \quad \begin{matrix} 0,1 \leq s < 0,2 \\ \text{ou } 0,75 < s \leq 0,8 \end{matrix}$$

II. Tuyères

$$p_2/p_1 > 0,75$$

$$\epsilon = \left\{ \frac{K}{K-1} \left(\frac{p_1}{p_1 - p_2} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right] \right\}^{1/2} \left[\frac{1 - s^4}{1 - s^4 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/K}} \right]$$

$$\frac{100 \sigma_\epsilon}{\epsilon} = \pm \frac{p_1 - p_2}{p_1}$$

III. Venturis (1)

Fluides incompressibles seulement: $\epsilon = 1$

(1) Hors normalisation, on peut prendre l'expression des tuyères. Dans ce cas, il est actuellement prudent d'admettre: $\frac{100 \sigma_\epsilon}{\epsilon} = 50 (1 - \epsilon)$

(*) Voir Références bibliographiques.

Les développements prévus de la normalisation des appareils déprimogènes

Les tubes de Venturi.

Un projet d'annexe à la recommandation R 781 est en cours d'approbation. Il contient quelques indications sur les modifications du coefficient de décharge et sur l'écart-type qui lui est associé quand le venturi classique est utilisé en dehors du domaine normalisé.

Il ne s'agit pas d'une normalisation proprement dite, mais d'une sorte d'avant-projet mis à la disposition des utilisateurs et soumis à la critique des expérimentations; un document semblable est en cours d'élaboration pour le venturi-tuyère.

Le diaphragme à prises de pression D et D/2.

Un autre diaphragme est en cours de normalisation; le diaphragme à prises de pression D et D/2. L'élément principal de ce travail, la corrélation des résultats expérimentaux pour en déduire le coefficient de débit et l'écart-type à y associer, est en cours, ou peut-être terminé. Cette synthèse est faite en utilisant les puissants moyens de calcul actuels. Il faut toutefois souhaiter que le fil conducteur retenu reste suffisamment près du phénomène physique et tienne compte des incertitudes expérimentales. Le cas du diaphragme à prises de pressions à la bride n'est peut-être pas l'exemple le plus heureux à cet égard. Le projet de recommandation n'a cependant pas encore été distribué par le groupe de travail compétent.

Les fluides visqueux.

Bien que certains appareils déprimogènes permettent d'atteindre des valeurs déjà faibles de R_D ; il n'en reste pas moins que la mesure du débit des fluides visqueux reste le plus souvent en dehors du domaine normalisé. Des études sont actuellement en cours qui devraient conduire à la normalisation de dispositifs tels que le diaphragme conique ou la tuyère quart de cercle, permettant des mesures jusqu'à des R_D de 750 environ. Il est vraisemblable que la diffusion du premier projet provoquera la communication de résultats expérimentaux nouveaux. Compte tenu des difficultés de corrélation qui risquent d'en résulter, une recommandation dans ce domaine pourrait demander quelques années pour voir le jour.

La détente critique.

L'utilisation du débit critique comme méthode de mesure a été souvent envisagée et même retenue par certaines normes nationales.

A la suite d'une enquête préliminaire, il est apparu qu'un volume suffisant d'informations semble maintenant disponible et qu'une recommandation internationale doit pouvoir être rédigée. Un groupe de travail a été formé pour traiter ce sujet et un premier avant-projet a été présenté. On peut penser que les tuyères déjà normalisées pourraient

1/ Valeurs expérimentales du coefficient de débit d'un diaphragme à prises de pression dans les angles.
Experimental discharge coefficient values for an orifice plate with corner tapings.

être utilisées, mais il serait nécessaire de revoir les résultats expérimentaux qui semblent justifier ce choix, à la lumière des connaissances plus récentes, acquises dans le domaine des écoulements soniques et supersoniques. On doit s'attendre à ce que d'autres dispositifs soient également retenus ou même préférés, comme des tuyères ou des venturis-tuyères sans col cylindrique. Il est possible qu'une première recommandation soit rédigée assez rapidement.

Les écoulements pulsatoires.

Le Professeur Fortier, qui apporte un concours particulièrement actif au groupe de travail chargé de cette étude, traite de ce problème à cette même session de la S.H.F. Signalons donc simplement qu'une recommandation séparée pourrait paraître avant la révision de R 541 et R 781.

Les tuyauteries et accessoires de liaison au manomètre.

L'expérience a montré que les tuyauteries et accessoires de liaison au manomètre, exclus de R 541 et R 781, pouvaient avoir une influence sur la mesure si certaines précautions n'étaient prises. Un projet a été rédigé et il est actuellement soumis au vote. Les points traités sont : les prises de pression et les tuyauteries de liaison (diamètre, purge, pente, robinetterie); les pots de condensation, de dégazage et de décantation; les liaisons exposées aux très basses températures; les chambres-tampon et les systèmes à purge continue ou intermittente. On trouve aussi des informations sur les précautions de montage et sur le calcul de la pression dif-

férentielle pour certains cas particuliers. Sauf imprévu lors du vote, on peut s'attendre à une publication relativement proche de cette recommandation.

Etudes abandonnées ou suspendues.

Si ces problèmes ont été et continuent à être étudiés, il n'en est pas de même pour d'autres qui ont été définitivement abandonnés, tels les diaphragmes excentrés ou segmentaires et les appareils déprimogènes très spéciaux (venturis-tuyères à double col, tube de Dall) ou laissés en suspens jusqu'à plus ample information, comme le débit des fluides hétérogènes (eaux usées ou mélange de phases). Tel qu'il est, l'arsenal des appareils déprimogènes offre déjà de très larges possibilités, qui seront encore élargies par le travail en cours. Il était raisonnable de ne pas aborder l'étude de nouveaux appareils si ceux-ci ne présentent pas un ensemble de qualités comparables, sur le plan de la normalisation, à ceux des appareils primaires déjà normalisés. Il fallait aussi se limiter à normaliser uniquement les conditions de fonctionnement qui ont été expérimentalement étudiées.

Les développements possibles de la normalisation des appareils déprimogènes

Accroissement des connaissances théoriques et expérimentales.

L'évolution possible de la normalisation des appareils déprimogènes est liée aux progrès qui seront faits d'une part dans l'expérimentation et d'autre part, dans la compréhension des phénomènes physiques qui se déroulent dans les appareils.

L'expérimentation peut amener la normalisation de nouveaux appareils, mais si cette possibilité reste ouverte, on ne voit actuellement aucun dispositif susceptible de s'implanter prochainement à côté des appareils normalisés.

Par contre, les documents R 541 et R 781 permettent de faire des comparaisons entre appareils déprimogènes et celles-ci soulèvent quelques questions qui risquent de ne trouver leur réponse que dans de nouveaux essais, ou au moins dans une corrélation des essais disponibles basée sur des notions différentes. L'apport des connaissances générales de la mécanique des fluides et de la similitude peut être d'un grand secours dans la recherche de ces nouvelles voies d'interprétation.

La similitude et l'analyse dimensionnelle.

L'application rigoureuse de l'analyse dimensionnelle et de la similitude à l'ensemble des appareils normalisés, s'appuyant sur les connaissances plus générales de la mécanique des fluides, devrait dégager une doctrine plus cohérente et pourrait entraîner la révision de certaines tolérances de réalisation ou de montage. A la limite, si l'expérimentation disponible est suffisante, l'influence

de certaines proportions géométriques pourrait être précisée numériquement.

Une telle étude va dans le sens d'une réduction de l'erreur à craindre, au prix d'une plus grande contrainte sur l'installation, ou au moins, sur les contrôles qu'elle doit subir. Or, il est apparu que deux courants animent le Comité Technique 30 de l'I.S.O. L'un souhaite une information globale définissant un cadre assez large à l'intérieur duquel chacun s'arrange à sa guise, même au prix d'un écart à craindre important. L'autre demande au contraire un maximum de précisions en tous domaines pour atteindre à un écart à craindre aussi faible que possible.

Il n'est guère possible de trouver un point d'entente entre ces deux courants. Mais si l'on se souvient que les recommandations internationales sont uniquement destinées à permettre aux organismes nationaux de préparer leurs normes, il semble évident que la seconde école doit l'emporter sur le plan international. Il sera alors très simple, pour le pays qui le désire, de définir les limites du cadre dans lequel il entend pouvoir se mouvoir et de connaître exactement l'importance de l'écart à craindre qu'il faut associer à cette liberté. La démarche inverse n'est évidemment pas possible.

La corrélation des résultats expérimentaux.

Les techniques de corrélation pourraient avoir une importance considérable sur la qualité de la synthèse d'un ensemble de résultats expérimentaux.

Le tableau II est significatif à cet égard, si l'on considère par exemple l'influence de $\mathcal{R}$ sur le coefficient de débit d'un appareil installé.

Le coefficient de débit α_0 des diaphragmes à prises de pression dans les angles, installés en conduites suffisamment lisses, ne semble pas lié mathématiquement au nombre de Reynolds, alors que l'influence de la rugosité est fonction du logarithme du nombre de Reynolds.

Dans le cas du diaphragme *vena contracta*, on observe une relation linéaire entre le coefficient de débit et la racine carrée de l'inverse du nombre de Reynolds.

Pour les prises à bride, on trouve une relation linéaire entre α et l'inverse du nombre de Reynolds.

Pour les tuyères et les venturis, il ne semble pas y avoir de relation mathématique.

Or, pendant très longtemps, il a été admis que le coefficient de débit du diaphragme à prises de pression dans les angles, de la tuyère ISA 1932 et du venturi-tuyère tendait vers une valeur constante quand $\mathcal{R}$ augmentait, d'où les valeurs du $\mathcal{R}$ limite indiquées jusqu'ici dans les normes pour ces appareils.

Pour les diaphragmes *vena contracta*, et à prises à la bride, une méthode de corrélation différente a été utilisée, basée sur la linéarité du coefficient de débit en fonction d'une certaine puissance de l'inverse du nombre de Reynolds.

Relation algébrique en α et $\mathcal{R}$ pour les diaphragmes à prises de pression dans les angles.

Ayant participé à un assez grand nombre de recherches expérimentales sur les appareils dépri-

mogènes, à l'époque où nous travaillions sous la direction du Professeur Schlag, à Liège, nous disposions de résultats expérimentaux bruts et nous avons pu contrôler que dans le domaine expérimental couvert, le coefficient de débit d'un diaphragme à prises de pression dans les angles varie linéairement avec une puissance de l'inverse du nombre de Reynolds, ainsi qu'on peut le voir à la figure 1 et à la figure 2 où X représente :

$$\sqrt{\frac{10^6 \beta}{R_D}}$$

Le diaphragme de la figure 1 est installé conformément aux normes, ceux de la figure 2 sont installés à l'extrémité d'une conduite rugueuse ($k/D = 40 \cdot 10^{-4}$).

Nous avons pu vérifier que ce mode de représentation reste également satisfaisant quand les conditions d'installation sortent des limites fixées par les normes (par exemple bagues de prises de pression trop larges).

Il semble donc probable que pour une installation donnée, on peut écrire pour les diaphragmes :

$$\alpha = a + \frac{b}{R^n} \quad (1)$$

L'analyse d'essais publiés antérieurement [8] confirme cette impression.

Cependant, malgré l'étude de vingt et un résultats expérimentaux, il avait été difficile de fixer la valeur de n , les possibilités de l'installation expérimentale ne permettant pas de réaliser une gamme suffisante

de nombre de Reynolds. Nous avons finalement été amenés à choisir $n = 1/2$, de préférence à $n = 1$, au vu de la meilleure synthèse que cette valeur permettait. C'est également la solution retenue par A.S.M.E. Fluid Meters dans la 5^e édition de 1959 où une note précise en outre que la corrélation est aussi légèrement plus satisfaisante avec $n = 1/2$ pour les diaphragmes à prises de pression à la bride.

On pourrait donc s'étonner que cette voie n'ait pas été reprise dans la recommandation internationale.

En fait, le nouveau travail de corrélation est commencé de longue date mais n'est pas encore terminé à notre connaissance.

La figure 3 montre que le coefficient α_0 publié dans R 541 semble encore répondre à la même relation algébrique, à condition de faire $n = 0,8$ et la figure 4, déduite de la précédente, montre que a et b sont presque des fonctions linéaires de β^4 . Toutes les valeurs du tableau de α_0 ne se situent pas exactement sur les droites que nous avons tracées, mais le résultat nous semble cependant encourageant. Il reste à vérifier que les résultats expérimentaux sont effectivement représentés de façon satisfaisante quand n est égal à 0,8, car de corrélations en corrélations, on risque de s'éloigner de la réalité expérimentale à traduire.

Nous ne disposons malheureusement plus des résultats expérimentaux rassemblés au laboratoire de Liège pour effectuer cette comparaison. Si l'on se souvient cependant que la représentation était presque aussi satisfaisante avec $n = 1$ qu'avec

2/ Valeurs expérimentales du coefficient de débit de quatre diaphragmes installés à l'extrémité d'une conduite rugueuse.
Experimental discharge coefficient values for four orifice plates at the end of a rough pipe.

3/ Coefficient de débit des diaphragmes à prises de pression dans les angles suivant ISO R 541 (1^{re} édition), en fonction de $Re_D^{-0,8}$.

Discharge coefficient for orifice plates with corner tappings to ISO R 541 (1st edition) for $Re_D^{-0,8}$.

5/ Coefficient de débit des tuyères ISA 1932 en fonction de Re_D^{-1} suivant ISO R 541.

ISA 1932 nozzle discharge coefficient for Re_D^{-1} to ISO R 541.

4/ $\alpha_0 = a + b Re_D^{-0,8}$. Valeurs de a et b déduites de la figure 3.
 $\alpha_0 = a + b Re_D^{-0,8}$. Values of a and b from fig. 3.

$n = 0,5$, il est vraisemblable que $n = 0,8$ doit être également satisfaisant.

Relation algébrique entre α et Re pour la tuyère ISA 1932.

On peut se demander si la relation empirique (1) est l'apanage exclusif du diaphragme. La figure 5 tend à montrer qu'il n'en est rien et que son extension aux tuyères n'est peut-être pas à rejeter. Le résultat est moins concluant que pour les diaphragmes; en particulier, les points extrêmes sont souvent éloignés de la droite. On peut cependant se demander si les valeurs adoptées pour $Re = 10^6$ ne se ressentent pas de l'habitude acquise de considérer α_1

comme invariable, si Re est suffisamment grand. La distorsion qui apparaît pour les valeurs de β^4 inférieures à 0,05 pourrait avoir la même origine.

Il se peut aussi que la valeur de n soit différente de 1 pour les tuyères ISA et même que la relation empirique (1) ne convienne pas. Peut-être le changement de régime de la couche limite à un certain Re entraîne-t-il un changement d'exposant. Nous n'avons malheureusement pu disposer d'aucune donnée expérimentale pour effectuer une vérification.

Remarquons au passage le cas de $\beta^4 = 0,30$ pour lequel α_1 est constant à 0,05 % près ! C'est un appareil dont le coefficient de débit est indépendant des fluctuations de viscosité du fluide mesuré.

Relation algébrique entre C et $\mathcal{R}$ pour la tuyère à long rayon.

La tuyère à long rayon paraissait ne pas accepter la relation (1). La figure 6, déduite de la recommandation R 541 montre cependant qu'elle semble également s'appliquer à cet appareil, à condition de faire varier n avec β , ce qui explique la plus grande difficulté de la corrélation. Le cas de $\beta = 0,8$ n'est toutefois pas très satisfaisant. Les premiers essais ont conduit à admettre $a = 1$ pour la recherche de n . Il semble que pour les grandes valeurs de β une valeur de a légèrement inférieure à 1 serait plus proche des valeurs normalisées.

Mais ici encore, c'est aux résultats expérimentaux eux-mêmes qu'il faut appliquer la corrélation et non aux valeurs plus ou moins lissées fournies par la norme.

Relation algébrique entre C et $\mathcal{R}$ pour les tubes de Venturi classiques.

A l'occasion de la comparaison d'un ensemble de résultats expérimentaux, la forme particulièrement tourmentée de la courbe $C = f(\mathcal{R})$ que l'on observe pour les tubes de Venturi entièrement usinés compliquait sérieusement la tâche, compte tenu de la dispersion des résultats par rapport à la courbe moyenne [6, 9, 12].

Nous nous étions efforcé de définir une relation algébrique permettant d'éliminer au maximum l'effet de cette dispersion expérimentale.

La figure 7 montre qu'une représentation avec $n = 1/2$ est assez satisfaisante pour les valeurs situées de part et d'autre de la « bosse ». Nous avons même pu déterminer une relation algébrique pour tenir compte de cette bosse, ainsi qu'en témoignent les courbes tracées sur les deux premiers diagrammes. La relation que nous avons retenue est cependant assez compliquée et devrait pouvoir être simplifiée.

Son expression générale est :

$$C = a + \frac{b}{\mathcal{R}_D^{1/2}} + 10^{[c + d(\log_{10} \mathcal{R}_D - c)^2]} \quad (7)$$

La figure 8 permet d'apprécier la forme tourmentée de la courbe en représentation conventionnelle et la façon très satisfaisante avec laquelle la relation (2) traduit le résultat expérimental.

Dans le cas de venturis à convergent brut et à grands congés de raccordement, pour lesquels la « bosse » n'apparaît pas, il semble bien que l'exponentielle disparaît et que l'on retrouve la relation (1). Nous n'avons cependant pu le vérifier que sur peu de résultats expérimentaux.

Expression générale du coefficient de débit.

Les figures 1 à 8 conduisent à se demander si les coefficients de débit de tous les appareils déprimogènes ne sont pas liés au nombre de Reynolds par une loi générale de la forme :

$$\alpha = a + \frac{b}{\mathcal{R}^n} \quad (5)$$

Cette relation empirique n'a d'autres justifications que sa simplicité et la façon apparemment satis-

faisante avec laquelle elle représente les résultats expérimentaux.

Il serait préférable de disposer d'un raisonnement théorique sur la nature intime de l'écoulement dans les appareils déprimogènes et d'en déduire la forme de la relation qui unit le coefficient de débit et le nombre de Reynolds.

En l'absence d'une telle équation, la relation (1), pour autant qu'elle traduise effectivement les résultats expérimentaux, peut rendre d'utiles services en permettant de calculer les coefficients des équations et leur intervalle de confiance.

L'influence de la rugosité de la conduite.

A l'occasion d'essais comparatifs [5, 8], nous avons pu vérifier que la relation (1) reste également valable dans les limites de la dispersion expérimentale pour les diaphragmes à prises de pression dans les angles installés en conduites rugueuses. L'effet de la rugosité est de changer à la fois a et b .

La synthèse d'un ensemble d'essais nous avait amené à constater une augmentation de a et une réduction de b quand la rugosité relative augmente. Les résultats d'autres auteurs [4] conduisent à la même conclusion. Le tableau II montre que la recommandation R 541 n'envisage qu'un accroissement de α avec la rugosité pour le diaphragme à prises de pression dans les angles.

La recommandation prévoit seulement que l'effet de la rugosité est d'autant plus faible que $\mathcal{R}$ est petit.

Or, quand $\mathcal{R}$ est petit, la variation de b peut conduire à des valeurs de α plus faibles en conduite rugueuse qu'en conduite lisse.

Dans le cas des diaphragmes à prises de pression *vena contracta* et à la bride, on observe que les termes correspondant à a dans 1 diminuent quand D augmente, alors que ceux correspondant à b croissent. Dans l'hypothèse généralement admise d'une rugosité absolue indépendante de D pour les essais qui ont conduit à ces valeurs, ceci est en accord avec la synthèse très partielle que nous avons pu faire et confirme que le comportement de tous les diaphragmes est extrêmement voisin.

Conclusions

De l'étude relativement peu approfondie qui vient d'être faite des nouvelles recommandations internationales pour la mesure du débit des fluides par appareils déprimogènes, il ressort qu'une évolution importante s'est accomplie depuis les documents publiés en 1935-36 par l'ISA.

Tout d'abord, la normalisation a vraiment atteint la dimension internationale puisqu'elle s'intéresse à tous les appareils déprimogènes industriellement les plus répandus dans le monde entier et non plus en Europe seulement.

Mais cette universalité n'a pas été obtenue par une simple juxtaposition des normes existantes. Un important travail d'analyse a été réalisé pour expliquer des divergences apparentes entre les documents

8/ Valeurs expérimentales du coefficient de décharge d'un tube de Venturi sans congé.

Experimental discharge coefficient values for a Venturi tube without a radius.

6/ Coefficient de décharge des tuyères à long rayon en fonction de Re_D^n suivant ISO R 541.

Wide-radius nozzle discharge coefficients for Re_D^n to ISO R 541.

7/ Valeurs expérimentales du coefficient de décharge de quelques venturis.

Experimental discharge coefficient values for various Venturi tubes.

de référence, mettant du même coup en évidence les méthodes parfois très différentes utilisées pour parvenir à la normalisation.

L'importance de l'analyse dimensionnelle dans les travaux de normalisation s'est affirmée, mais aussi l'intérêt que pourraient présenter les études fondamentales de mécanique des fluides pour améliorer la forme largement empirique des relations qui réunissent les différents critères de similitude.

Le premier fruit, encore peu apparent, de ce travail est l'uniformité des conditions d'installation de tous les appareils déprimogènes et la délimitation plus précise les écarts tolérables à ces conditions. D'autres fruits ne manqueront pas d'apparaître dans la prochaine édition de ces recommandations.

La présentation des coefficients de débit ou de détente et des écarts à craindre qui leur sont associés a également évolué, abandonnant toute présentation graphique trop sujette à erreur de tracé, de reproduction ou de lecture, au profit de tableaux numériques à interpolation linéaire ou même de formule algébriques. Cette présentation est peut être moins appréciée de l'utilisateur moyen, mais elle est certainement préférable pour un document international de référence.

Les travaux en cours et en préparation indiquent le souci de réétudier toutes les données expérimentales sur une base commune, synthèse des différentes méthodes utilisées jusqu'ici. Le résultat final pourrait être une présentation algébrique uniforme des coefficients des différentes variantes d'un même appareil déprimogène, traduisant ainsi la continuité du phénomène physique dont elles sont le siège.

Enfin, certains domaines qui avaient été jusqu'ici traités accessoirement, comme les écoulements pulsatoires, les liaisons aux manomètres ou le débit des fluides visqueux, ont été jugés trop importants pour être présentés aussi sommairement que dans les recommandations ou normes antérieures. Ils font actuellement l'objet d'études qui doivent permettre de les normaliser sous peu, en tenant compte des connaissances récentes acquises dans ces domaines.

C'est peut-être finalement autant par les développements qu'elles vont engendrer que par l'importance

du domaine qu'elles couvrent et la rigueur avec laquelle elles le font que les nouvelles recommandations ISO R 541 et R 781 s'imposent à l'attention de ceux qui sont confrontés au problème parfois difficile de la mesure des débits de fluides.

Références bibliographiques

- [0] Documents non publiés du Comité Technique ISO/TC 30 *Mesure des débits de fluides*.
- [1] Recommandation ISO R 541 *Mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes et de tuyères*.
- [2] Recommandation ISO R 781 *Mesure de débit des fluides au moyen de tubes de venturi*.
- [3] Fluid Meters. Their theory and application. 5^e édition, 1953. A.S.M.E., New York.
- [4] CLARK (W.J.) et STEPHENS (R.C.). — Flow measurement by square edged orifice plates: pipe roughness effects. *Proc. Instr. Mech. Engrs.*, vol. 171 (1957), n° 33, p. 895-904.
- [5] THIBESSARD (G.). — Ausflussversuche mit Blenden am Ende einer Rohrleitung. *B.W.K.*, vol. 8, mars 1956, p. 116-117.
- [6] SPENCER (E.A.) et THIBESSARD (G.). — A comparative study of four classical venturimeters, paper C.3. Symposium on flow measurement in closed conduits. *N.S.L.*, East Kilbride, septembre 1960.
- [7] THIBESSARD (G.). — Über die Expansionszahl bei der Durchflussmessung mit Normblenden. — *B.W.K.*, vol. 12, n° 5, 1960, p. 97-101.
- [8] THIBESSARD (G.). — Le coefficient de débit des diaphragmes, la rugosité et le nombre de Reynolds. *Chaleur et industrie*, vol. 41 (1960), n° 415, p. 33-50.
- [9] THIBESSARD (G.). — Comparaison des résultats obtenus par divers laboratoires sur le tube de Venturi A.F.Nor, *Bull. mens. Cebedeau*, Liège, n° 254 (1965), 7 pages.
- [10] THIBESSARD (G.). — Einfluss der Rohrrauigkeit auf die Durchflusszahl von Normblenden. *B.W.K.*, vol. 17 (1965), n° 1, p. 26-29.
- [11] THIBESSARD (G.). — Flow measurement. State of the art in France. Flow measurement symposium... Pittsburgh 1966, A.S.M.E., New York.
- [12] THIBESSARD (G.). — Essais d'un tube de Venturi classique sans congé. *Bull. mens. Cebedeau*, Liège, n° 278/1967, 20 pages.

Discussion

Président : M. G. RÉMÉNÉRAS

En ouvrant la séance, M. le Président résume comme suit les raisons qui ont conduit à consacrer une matinée à la mesure des débits par des « dispositifs déprimogènes ».

« Il semble que les études concernant ces appareils, dont le champ d'application dans certaines industries (adductions d'eau, stations de pompage, système de régulation automatique des centrales thermiques, etc.) est fort important, figurent rarement à l'ordre du jour des Sociétés dites « savantes » ; il y avait donc là une lacune à combler. D'autre part, l'I.S.O. (International Standard Organisation) vient de publier la « Recommandation » ISO/R 541 (en 1967) relative à la mesure du débit des fluides au moyen de diaphragmes et de tuyères et la « Recommandation » ISO/R 781 normalisant les tubes de Venturi. L'A.F.NOR. (Association Française de Normalisation) prépare une norme X 10-102 qui reprendra la matière des normes internationales (1) ci-dessus, sous une forme plus détaillée et peut-être mieux adaptée aux besoins des utilisateurs.

« On ne saurait traiter les nombreuses questions que soulève ce genre de mesure dans une seule séance ; mais les trois éminents conférenciers que nous entendrons ce matin exposeront, chacun un aspect particulier des problèmes théoriques et pratiques d'actualité dans ce domaine.

« M. THIBESSARD qui, aux côtés de M. le Professeur SCHLAG apporta une large contribution à l'étude et à la normalisation des diaphragmes, des tuyères et des tubes de Venturi, vous dira pourquoi il a fallu vingt ans pour mettre au point les Recommandations I.S.O. correspondantes et évoquera les perfectionnements qu'il sera possible de leur apporter à bref délai.

« M. le Professeur FORTIER exposera le difficile problème de la mesure des débits pulsatoires — les débits industriels qui ne présentent aucune pulsation sont fort rares — ; ce sujet a fait l'objet de longs débats dans les réunions internationales de normalisation ; la clarté et l'élégance de la contribution de M. le Professeur FORTIER doivent permettre d'aboutir, à bref délai, à une Recommandation I.S.O. sur ce problème d'actualité.

« Les épineux problèmes soulevés par les communications précédentes pourraient laisser penser que les mesures de débit par appareils déprimogènes sont entachées de grandes incertitudes. M. ROY, qui a eu de nombreuses occasions d'utiliser ces appareils pour l'exécution d'essais de rendement de turbines à vapeur, vous montrera comment, entre de bonnes mains, ils fournissent des résultats d'une étonnante précision.

« Nul doute que ces trois exposés contribuent au « recyclage » de nos connaissances dans une technique dont les applications s'étendent à un large domaine. »

**

DISCUSSION :

M. le Président se fait l'interprète de tout l'auditoire pour remercier et féliciter M. THIBESSARD pour son excellente mise au point qu'il a su présenter d'une façon à la fois claire et concise.

M. STOLZ fait les deux remarques ci-après :

1. Les coefficients de diaphragmes à prise dans les angles sont bien présentés du point de vue analyse dimensionnelle en D/k . Ceci ne représente pas une corrélation logique d'essais à rugosités différentes, mais une tentative pour éviter que les coefficients ne soient valables — avec

précision — que pour des tuyauteries parfaitement polies dont l'usage industriel serait difficile et coûteux. Très honnêtement, ceci se traduit par une augmentation importante des « erreurs à craindre » qui, pour ces diaphragmes, sont très supérieures à celles des diaphragmes « vena contracta ».

Pour les diaphragmes « vena contracta » (et « flange taps ») la présentation est moins satisfaisante au point de vue de l'analyse dimensionnelle, mais plus proche de la vérité expérimentale (k constant ; $D/k > 1000$) et surtout plus proche de la réalité industrielle (tuyauteries en acier propres et neuves). Le cas des rugosités élevées n'est, en effet, pas traité.

En outre, pour les diaphragmes à « vena contracta », il est facile de vérifier que pour le champ d'application envisagé et au moins pour $0,2 < \beta < 0,6$ le terme A croît tandis que le terme B décroît lorsque D croît, de sorte que α varie très peu (quelques pour cent de pour cent si D (et D/k) varie de 2" à 30"). Ceci, bien entendu, à condition que D/k corresponde à des tuyaux « industriellement lisses » — ce qui très généralement est réalisé lors des mesures et en tout cas beaucoup plus facile à obtenir qu'une tuyauterie lisse (alésée, puis polie par chromage ou par rodage, par exemple).

2. Les différences des « longueurs droites » adoptées pour les tubes de Venturi d'une part, et pour les diaphragmes-tuyères, d'autre part, résultent de la conviction que la sensibilité du venturi à cette influence est réellement moindre, mais aussi et surtout de la nécessité de conclure par un compromis les longues discussions sur ce sujet en vue d'aboutir ; nécessairement, de ce fait, les dispositions normalisées sont très conservatrices.

M. THIBESSARD répond en ces termes à l'intervention de M. STOLZ :

« Il est bien exact que les diaphragmes à prises de pression « vena contracta » sont assortis d'un « écart à craindre » inférieur à celui des prises de pression dans les angles. Cependant, depuis plusieurs années, l'A.S.M.E. procède à une vérification de la corrélation de tous les diaphragmes à partir des documents originaux disponibles. Actuellement, aucune information officielle n'a encore été publiée à ce sujet, mais il semble bien que les premiers résultats de ce travail soient assez inattendus et pourraient amener à remettre en cause les valeurs retenues dans le document R 541. C'est un des points sur lequel va immédiatement se pencher le groupe de travail chargé de la révision des documents R 541 et R 871 de l'I.S.O.

« D'autre part, le tableau de chiffres qui permet de calculer l'influence de la rugosité dans le cas des diaphragmes à prises de pression dans les angles, conduit rapidement à l'absence d'influence de la rugosité quand le rapport d'ouverture est petit, et n'exige pas des tuyauteries polies, mais simplement des tuyauteries hydrauliquement lisses pour les conditions d'emploi.

« Le problème de l'influence de la rugosité de la tuyauterie sur le coefficient de débit des diaphragmes est certainement l'un des points qui demandera des études complémentaires lors de la rédaction des éditions ultérieures des Recommandations Internationales. Il nous paraît encore trop tôt pour prévoir ce que pourrait être le résultat de ces études. »

A regret, en raison des exigences de l'horaire, M. le Président clôt les discussions en précisant que les « contributions écrites » à celles-ci seront toujours bien accueillies et résumées dans le procès-verbal de la séance qui sera publié dans *La Houille Blanche*.

(1) On peut se procurer les documents visés, à l'AFNOR, 23, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris (2°).

Abstract

Present orifice plate, flow nozzle and Venturi tube standardisation

by G. Thibessard *

The various stages of international standardisation of flow measurement devices are reviewed, with remarks on possible effects of political events on international recommendations I.S.O. R. 541 and R. 781 published in 1967 and 1968, i.e. over thirty years after the first international documents were issued by the I.S.A.

The philosophy of the later documents is demonstrated, with comments on the standardised equipment, attention being drawn to the main differences from earlier recommendations and standards, among which especially the abandonment of a single straight run, the standardisation of three conventional Venturi tubes, *a priori* rejection of the assumption that the coefficients are invariable at sufficiently high Reynolds numbers, and allowance for measurement duct roughness.

As a result of this the presentation of the discharge and expansion coefficients for certain pressure drop devices and the corresponding standard errors has changed completely. As the available experimental data for each pressure drop device do not all cover the same ranges, the presentation of these coefficients varies, but scale requirements are met to a very large extent.

Work now in progress is shortly expected to lead to the standardisation of orifice plates with pressure tapplings at D and $D/2$ in addition to the corner tapplings, or those at the *vena contracta* or the flange (already standardised).

Pulsating flow, critical discharge, viscous fluid discharge and manometer pressure connections are further headings under which new equipment may be expected to be standardised or improved calculation or installation methods developed.

In the absence of a more theoretical relationship, use is made in conjunction with the standardised data of a few experimental results obtained with conventional orifice plates, orifice plates at the end of a rough pipe, and conventional Venturi tubes, with a view to proposing the general application to all pressure drop devices of the empirical algebraic relationship expressing the effects of Reynolds number on the discharge coefficient for the orifice plate with *vena contracta* or flange pressure tapplings.

* Ingénieur à la Société Alsthom, Grenoble.